



Научно – технический журнал
Издается с 1995 года

Выходит шесть раз в год
№ 4 (312) 2015

Июль – август

Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии

Учредитель – федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования
«Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
(ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»)

Редакционный совет:

Голенков В.А. д-р техн. наук, проф.,
председатель
Пилипенко О.В. д-р техн. наук, проф.,
зам. председателя
Радченко С.Ю. д-р техн. наук, проф.,
зам. председателя
Борзенков М.И. канд. техн. наук, доц.,
секретарь
Астафичев П.А. д-р юрид. наук, проф.
Иванова Т.Н. д-р техн. наук, проф.
Колчунов В.И. д-р техн. наук, проф.
Константинов И.С. д-р техн. наук, проф.
Новиков А.Н. д-р техн. наук, проф.
Попова Л.В. д-р экон. наук, проф.
Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф.

Редколлегия

Главный редактор

Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф.,
заслуженный деятель науки Российской Федерации

Заместители главного редактора:

Барсуков Г.В. д-р техн. наук, проф.
Гордон В.А. д-р техн. наук, проф.
Подмастерьев К.В. д-р техн. наук, проф.

Члены редколлегии:

Бабичев А.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Бухач А. д-р техн. наук, проф. (Польша)
Вдовин С.И. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Вдяконов А.А. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Емельянов С.Г. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Зубчанинов В.Г. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Иванов Б.Р. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Киричек А.В. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Клименко С.А. д-р техн. наук, проф. (Украина)
Колесников К.С. д-р техн. наук, проф.,
академик РАН (Россия)
Копылов Ю.Р. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Малинин В.Г. д-р физ.-мат. наук, проф. (Россия)
Мирсалимов В.М. д-р физ.-мат. наук, проф.
(Азербайджан)
Мулюкин О.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Осадчий В.Я. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Панин В.Е. д-р техн. наук, проф., академик
РАН (Россия)
Распопов В.Я. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Смоленцев В.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)
Старовойтов Э.И. д-р физ.-мат. наук, проф.
(Беларусь)
Хейфец М.Л. д-р техн. наук, проф. (Беларусь)

Ответственный секретарь:

Тюхта А.В. канд. техн. наук

Адрес редакции

302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
(4862) 54-15-19, 55-55-24, 41-98-48,
41-98-03, +7(906)6639898
www.gu-unpk.ru
E-mail: tiostu@mail.ru

Зарег. в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № ФС77-47351
от 03 ноября 2011 года

Подписной индекс 29504
по объединенному каталогу
«Пресса России»

© Госуниверситет – УНПК, 2015

Содержание

Естественные науки

Малинин Г.В. Применение метода конечных элементов для расчета статически неопределимой стержневой системы, выполненной из материала с эффектом памяти формы	3
Пухлий В.А. Расчет естественно закрученных лопаток осевых турбомашин	11
Чигиринский В.В., Путнюки А.Ю. Влияние динамического нагружения в смежных клетях прокатного стана	21
Бохонский А.И., Варминская Н.И. Оптимальное переносное движение упругих объектов с учетом сопротивления	26
Лисютин В.А., Ластовенко О.Р., Маленко Ж.В., Ярошенко А.А. Акустическая импульсная характеристика открытого канала с вязкой жидкостью	32

Моделирование технологических процессов

Богомолов Д.Ю., Порошин В.В., Аносова А.А. Мезоскопическое моделирование течения несжимаемой среды в узких каналах механических систем с неровными стенками	38
Лавриненко В.Ю., Семенов Е.И. Моделирование процесса забивания сваи дизель – молотом	43
Дологолюян А.В., Сухов А.К. Теплотехническая оптимизация двухкаскадных солнечных водонагревательных установок по распределенным параметрам	48

Конструирование, расчеты, материалы

Гембатый Е.В. Анализ методов расчета изменения угла крена судна при проведении операций с тяжеловесными грузами	55
Мамедов Б.Ш., Штанько П.К. Сравнительный анализ расчета тяги и полетного (тягового) КПД турбореактивных двухконтурных двигателей по современной теории воздушно-реактивных двигателей и единой теории движителей на непрерывных потоках	63
Широкый А.В., Кристалль М.Г. Надежность и производительность технологической системы для различных структур ее исполнения	70

Машиностроительные технологии и инструменты

Виноградов А.Н. Исследование процесса самоустановки арочных зубчатых колес	75
Михеев А.В., Барсуков Г.В. Экспериментальные исследования глубины проникания, ширины и наклона поверхности разрушения многослойного материала под действием гидроабразивной струи	80
Василенко О.А., Тюхта А.В., Василенко Ю.В. Оценка эффективности улавливающего действия СОЖ при шлифовании	87
Шевченко С.В., Кроть О.С. Оптимизация параметров червячного зацепления по критериям работоспособности	93
Хромов И.В., Хромов В.Г., Хромов Е.В., Хромов О.В., Леонтьев В.В. Концепция системной модернизации технологического оборудования для производства стальных канатов	98
Радченко С.Ю., Дорохов Д.О., Грядунов И.М., Кисловский А.А. Разработка экспериментальной оснастки для исследования влияния нагрева на процесс упрочнения комплексным локальным деформированием	105

Приборостроение и биотехнические системы

Жеребцова А.И. Метод диагностики функционального состояния периферических сосудов пальцев рук для пациентов ревматологического профиля	113
Кавалерский Г.М., Бобров Д.С., Слияков Л.Ю., Ченский А.Д. Биомеханика переломов поясничного отдела позвоночника у пациентов пожилого и старческого возраста	122
Гайнуллина Я.Н. Сравнительный анализ конструктивных особенностей стендов – симуляторов для функциональных испытаний элементов имплантируемых систем	127
Пахалюк В.И., Поляков А.М., Калинин М.И. Нормирование параметров частично-регулярного микро рельефа на поверхности головки тотального эндопротеза тазобедренного сустава	133

Контроль, диагностика, испытания

Короткевич С.В., Холодилов О.В., Кравченко В.В., Белоногий Д.Ю. Контроль состояния опор качения физическими методами	149
Радченко О.П., Горбенко А.Н., Хачиков В.С. Результаты испытаний устройства электромагнитного воздействия на тяжелое топливо в судовой энергетической установке	158

Editorial council

Golenkov V.A. Doc. Sc. Tech., Prof.,
president
Pilipenko O.V. Doc. Sc. Tech., Prof.,
vice-president
Radchenko S.Y. Doc. Sc. Tech., Prof.,
vice-president
Borzenkov M.I. Candidate Sc. Tech.,
Assistant Prof, secretary
Astafichev P.A. Doc. Sc. Law., Prof.
Ivanova T.I. Doc. Sc. Tech., Prof.
Kolchunov V.I. Doc. Sc. Tech., Prof.
Konstantinov I.S. Doc. Sc. Tech., Prof.
Novikov A.N. Doc. Sc. Tech., Prof.
Popova L.V. Doc. Sc. Ec., Prof.
Stepanov Y.S. Doc. Sc. Tech., Prof.

Editorial Committee

Editor-in-chief
Stepanov Y.S. Doc. Sc. Tech., Prof., hon-
ored worker of science of Russian Federation

Editor-in-chief Assistants

Barsukov G.V. Doc. Sc. Tech., Prof.
Gordon V.A. Doc. Sc. Tech., Prof.
Podmasteryev K.V. Doc. Sc. Tech., Prof.

Member of editorial board

Babichev A.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Buchach A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Poland)
Vdovin S.I. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Dyakonov A.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Emelyanov S.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Subchaninov V.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Ivanov B.R. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Kirichek A.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Klimenko S.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Ukraine)
Kolesnikov K.S. Doc. Sc. Tech., Prof.,
Academician of RAS (Russia)
Kopylov Y.R. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Malinin V.G. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof. (Russia)
Mirsalimov V.M. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof.
(Azerbaijan)
Mulyukin O.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Osadchy V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Panin V.E. Doc. Sc. Tech., Prof. Academician
of RAS (Russia)
Raspopov V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Smolenzhev V.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)
Starovoitov A.I. Doc. Sc. Ph. - Math., Prof.
(Belarus)
Heifets M.I. Doc. Sc. Tech., Prof. (Belarus)

Executive secretary:

Tyukhta A.V. Candidate Sc. Tech.

Address

302020 Orel,
Naugorskoe Chosse, 29
(4862) 54-15-19, 55-55-24, 41-98-48,
41-98-03, +7(906)6639898
www.gu-unpk.ru
E-mail: tiostu@mail.ru

Journal is registered in Federal Agency of super-
vision in sphere of communication, information
technology and mass communications. The
certificate of registration PI № FS77-47351 from
03.11.2011

Index on the catalogue of the «Pressa Rossi»
29504

© State University ESPC, 2015

Contents

Natural sciences

<i>Malinin G.V.</i> Finite element method for calculation of statically indeterminate bar system made of a material with shape memory effect.....	3
<i>Pukhlyi V.A.</i> Calculation of naturally twisted blades of axial turbomachines.....	11
<i>Chigirinsky V.V., Putnoki A. Yu.</i> Influence of dynamic loads in adjacent stands of the rolling mill.....	21
<i>Bokhonsky A.I., Varminska N.I.</i> Optimal translational motion of the elastic objects with resistance.....	26
<i>Lisyutin V.A., Lastovenko O.R., Malenko Zh.V., Yaroshenko A.A.</i> Acoustic open channel impulse response with viscous fluid.....	32

Modelling of technological processes

<i>Bogomolov D.Yu., Poroshin V.V., Anosova A.A.</i> Mesoscopic simulation flows of incompressible media in narrow channels of mechanical systems with uneven walls.....	38
<i>Lavrinenko V.Yu., Semenov Ye.I.</i> Modeling clogging piles diesel – hammer.....	43
<i>Dologlonyan A.V., Suhov A.K.</i> Heating engineering optimization of two–cascade sun waterheater plants by distributed parameters.....	48

Designing, calculations, materials

<i>Gembaty E.V.</i> Analysis of the calculation methods that change the angle of the vessel heeling for operations in heavy cargo.....	55
<i>Mamedov B.S., Shtanko P.K.</i> Comparative analysis of the calculation of thrust and flight (traction) efficiency of turbojet engine according to the modern theory of jet engines and a unified theory of the engines on continuous flows.....	63
<i>Shiroky A.V., Kristal M.G.</i> Reliability and productivity of process systems for the various structures its execution.....	70

Machine building technology and toolware

<i>Vinogradov A.N.</i> Research of the process self set arc tooth gears.....	75
<i>Mikheev A.V., Barsukov G.V.</i> Experimental studies of depth penetration, width and slope of the surface destruction laminate under action jet waterjet.....	80
<i>Vasilenko O.A., Tyukhta A.V., Vasilenko Yu.V.</i> Estimation of efficiency of catches coolant in grinding....	87
<i>Shevchenko S.V., Krol O.S.</i> Optimization of parameters of gear worms splines on performance criteria.....	93
<i>Khromov I.V., Khromov V.G., Khromov E.V., Khromov O.V., Leontiev V.V.</i> The concept of systemic modernization of technological equipment for the production of steel ropes.....	98
<i>Radchenko S.Yu., Dorokhov D.O., Gryadunov I.M., Kislovskiy A.A.</i> Development of experimental equipment to investigate the influence heating on the process of strengthening complex local deformation.....	105

Instrument making and biotechnological system

<i>Zherebtsova A.I.</i> Diagnostics method of the peripheral vessels functional state of fingers for rheumatological patients.....	113
<i>Kavalerskiy G.M., Bobrov D.S., Slinyakov L.Yu., Chenskiy A.D.</i> Biomechanics of the lumbar spine fractures in elderly patients and senile.....	122
<i>Gainullina Ya.N.</i> Comparative analysis of the structural features of the stands – simulators for functional testing elements of implantable systems.....	127
<i>Pakhalyuk V.I., Polyakov A.M., Kalinin M.I.</i> Rationing parameters partially regular microrelief on the surface of the head total hip endoprosthesis.....	133

Control, diagnostics, tests

<i>Korotkevich S.V., Kholodilov O.V., Kravchenko V.V., Belonogiy D.Yu.</i> Control of a condition of support of swing by physical methods.....	149
<i>Radchenko O.P., Gorbenko A.N., Khachikov V.S.</i> Test results of electromagnetic influence on heavy fuel in the ship power plant.....	158

ЕСТЕСТВЕННЫЕ НАУКИ

УДК 539.4.015

Г.В. МАЛИНИН

ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМОЙ СТЕРЖНЕВОЙ СИСТЕМЫ, ВЫПОЛНЕННОЙ ИЗ МАТЕРИАЛА С ЭФФЕКТОМ ПАМЯТИ ФОРМЫ

В настоящей статье рассматривается применение метода конечных элементов для расчета статически неопределимой фермы, выполненной из материала с эффектом памяти формы (ЭПФ). В качестве определяющих соотношений применялись уравнения структурно-аналитической мезомеханики.

Ключевые слова: структурно-аналитическая мезомеханика, обратимые мартенситные превращения, метод конечных элементов, определяющие соотношения, материалы с эффектом памяти формы, микро- мезо- и макромасштабные уровни.

Сплавы с ЭПФ обладают уникальными свойствами, которые отсутствуют у большинства традиционных материалов, применяемых в инженерных приложениях. Соответственно, их использование предоставляет новые возможности проектирования, что делает возможным как улучшение характеристик устройств, так и предлагает инновационные решения. Они находят применение: в медицине, в авиации, машиностроении и др. Их также называют интеллектуальными материалами. Разработка теории и методов расчета инженерных конструкций, выполненных из материалов с ЭПФ, является актуальной задачей.

Основные уравнения структурно-аналитической мезомеханики описаны в работах [1 – 3]. Они позволяют выполнить прогноз основных деформационных явлений в материалах, обладающих эффектами памяти формы. В данной статье записаны определяющие соотношения деформационного типа, поэтому открывается возможность применения математического аппарата теории пластичности для решения краевых задач с элементами, выполненными из материала с ЭПФ. В рамках этого подхода известны решения некоторых краевых задач, допускающих аналитическое решение. Это задача об изгибе балки и длинной толстостенной трубы под внутренним давлением, также решена задача о расчете ферменной конструкции численно-аналитическим методом граничных элементов. В настоящей работе рассматривалась статически неопределимая стержневая система, состоящая из двух стержней, материал которых находится в разных фазовых состояниях. Рассматриваются только изотермические мартенситные превращения. Задача решается в физически нелинейной, но геометрически линейной постановке. Для решения задачи применяется метод конечных элементов с итерационной схемой Ньютона-Рафсона.

1 Определяющие соотношения.

Определяющие соотношения для материала с ЭПФ с учетом упрощенных уравнений структурно-аналитической мезомеханики [4] представляются следующим образом:

1) на этапе нагрузки:

$$\varepsilon_i^\Sigma = \frac{\sigma_i}{E} + \left(\frac{2}{3} B_\Phi \sigma_i \frac{k(\sigma_i - \sigma_{H\uparrow}^{A \rightarrow M})}{M_H - M_K} \right) H(\sigma_i - \sigma_{H\uparrow}^{A \rightarrow M}) H(\sigma_{K\uparrow}^{A \rightarrow M} - \sigma_i) H(\dot{\sigma}_i) \quad (1)$$

2) на этапе разгрузки:

$$\varepsilon_i^\Sigma = \frac{\sigma_i}{E} + \left(\frac{2}{3} B_\Phi \sigma_i^0 \frac{k(\sigma_i + \sigma_{H\uparrow} - \sigma_{H\uparrow}^{A \rightarrow M})}{M_H - M_K} \right) H(\sigma_i - \sigma_{K\uparrow}^{A \rightarrow M}) H(\sigma_{H\uparrow}^{A \rightarrow M} - \sigma_i) H(-\dot{\sigma}_i) \quad (2)$$

где σ_i – интенсивность напряжений;

E – модуль упругости;

B_Φ – константа материала;

σ_i^0 – интенсивность напряжений, накопленных на этапе нагрузки;

$$k = \frac{T_0}{q_0} D_i;$$

T_0 – температура термодинамического равновесия;

q_0 – тепловой эффект реакции;

D_i – дисторсия фазового превращения;

$$\sigma_{H\uparrow}^{A \rightarrow M} = \frac{T_D - M_H}{k} - \text{напряжение начала прямого мартенситного превращения};$$

T_D – температура начала деформирования;

M_H, M_K – температуры начала и конца прямого мартенситного превращения соответственно;

$$\sigma_{K\uparrow}^{A \rightarrow M} = \frac{T_D - M_K}{k} - \text{напряжение конца мартенситного превращения};$$

$$\sigma_{\text{пг}} = \frac{\Delta}{k} - \text{предел псевдоупругости при разгрузке};$$

Δ – ширина гистерезиса мартенситного превращения;

$$\dot{\sigma}_i = \frac{d\sigma_i}{dt}; H(\dots) - \text{функция Хэвисайда.}$$

Так же примем следующие допущения:

- 1) характеристики материалов рассчитываются при разной, но постоянной температуре;
- 2) материал испытывает упругие и неупругие (фазовые) деформации;
- 3) принимаем билинейную модель деформирования материала.

Модуль ферроупругости (касательный модуль) вычисляется по формуле [1]:

$$E_{\Phi\gamma} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{H\uparrow}^{A \rightarrow M}}{\varepsilon_{\max} - \varepsilon_T} = \left(\frac{2}{3} \cdot B_\Phi \cdot \sigma_{K\uparrow}^{A \rightarrow M} \cdot \frac{k}{M_H - M_K + \frac{1}{E}} \right)^{-1} \quad (3)$$

где $\varepsilon_{\max}, \varepsilon_T$ – деформация материала при напряжениях $\sigma_{K\uparrow}^{A \rightarrow M}$ и $\sigma_{H\uparrow}^{A \rightarrow M}$, соответственно.

2 Нелинейные задачи и алгоритм метода Ньютона–Рафсона.

Нелинейный анализ выполняют для каждого приращения шага нагрузки. На (n+1) шаге внешние силы получают приращение:

$$\{R\}^{n+1} = \{R\}^n + \Delta R \quad (4)$$

Предполагается, что перемещения $\{U\}^n$, напряжения $\{\sigma\}^n$ и деформации $\{\varepsilon\}^n$ также получают приращения соответствующие приращению нагрузки ΔR :

$$\begin{aligned} \{U\}^{n+1} &= \{U\}^n + \Delta U \\ \{\sigma\}^{n+1} &= \{\sigma\}^n + \Delta \sigma \\ \{\varepsilon\}^{n+1} &= \{\varepsilon\}^n + \Delta \varepsilon \\ \{F\}^{n+1} &= \{F\}^{n+1} \end{aligned} \quad (5)$$

Последнее выражение представляет собой баланс внешних и внутренних сил.

В соответствии с методом конечных элементов:

$$\{F\}^{n+1} = \int_V [B]^T \{\sigma\}^{n+1} dV \quad (6)$$

где $[B]$ – матрица градиентов.

Подставляя (5) в (4), получим:

$$\int_V [B]^T \{\Delta\sigma\} dV = \{R\}^{n+1} - \int_V [B]^T \{\sigma\}^n dV \quad (7)$$

Следовательно, основное уравнение метода конечных элементов может быть записано следующим образом:

$$[K(U)]\{U\} = R \quad (8)$$

Для решения этого уравнения применяются различные итерационные алгоритмы, одним из наиболее эффективных является метод Ньютона–Рафсона.

Баланс внешних $\{R\}$ и внутренних $\{F\}$ сил на $n+1$ шаге нагружения записывается следующим образом:

$$\Pi(\{U\}^{n+1}) = \{F(\{U\}^{n+1})\}^{n+1} - \{R\}^{n+1} \quad (9)$$

Итерационная процедура проверяет баланс сил на каждом шаге. Если на шаге t_{n+1} решение найдено, то переходят к шагу $[t_{n+1}, t_{n+2}]$.

Пусть $(i-1)$ аппроксимация перемещений на $(n+1)$ шаге найдена, обозначим ее как $\{U\}_{i-1}^{n+1}$. Раскладывая $\Pi(\{U\}^{n+1})$ в ряд Тейлора, получим:

$$\Pi(\{U\}_{i-1}^{n+1}) + \frac{\partial \Pi}{\partial \{U\}} (\{U\}^{n+1} - \{U\}_{i-1}^{n+1}) = 0 \quad (10)$$

где производная $\frac{\partial \Pi}{\partial \{U\}}$ записывается через $\{U\}_{i-1}^{n+1}$, и может быть представлена как баланс внешних и внутренних сил:

$$\{F\}_{i-1}^{n+1} + \frac{\partial F}{\partial \{U\}} (\{\Delta U\}_i) - \{R\}^{n+1} = 0 \quad (11)$$

где $\frac{\partial F}{\partial \{U\}}$ также записывается через $\{U\}_{i-1}^{n+1}$.

$$\{\Delta U\}_i = \{U\}^{n+1} - \{U\}_{i-1}^{n+1} \quad (12)$$

и

$$\{F\}_{i-1}^{n+1} = \{F(\{U\}_{i-1}^{n+1})\}^{n+1} = \int_V [B]^T \{\sigma\}_{i-1}^{n+1} dV \quad (13)$$

А так как $\frac{\partial F}{\partial \{U\}}$ записывается через $\{U\}_{i-1}^{n+1}$, то:

$$[K]_{i-1}^{n+1} = \int_V [B]^T [C^{ep}] [B] dV \quad (14)$$

где $[C^{ep}]$ записывается через $\{U\}_{i-1}^{n+1}$ и является упруго–пластической матрицей, тогда как $[K]_{i-1}^{n+1}$ является тангенциальной матрицей жесткости системы. В связи с этим алгоритм Ньютона–Рафсона выражается следующими формулами:

$$\begin{aligned} [K]_{i-1}^{n+1} \{\Delta U\}_i &= \{R\}^{n+1} - \{F\}_{i-1}^{n+1} \\ \{U\}_i^{n+1} &= \{U\}_{i-1}^{n+1} + \{\Delta U\}_i \end{aligned} \quad (15)$$

Итерационная схема стартует с $\{U\}_0^{n+1} = \{U\}^n$, $[K]_0^{n+1} = [K]^n$ и $\{F\}_0^{n+1} = \{F\}^n$.

3 Задачи.

Задача 1

Постановка задачи. Стержневая система состоит из двух стержней, выполненных из материалов с ЭПФ с различными механическими характеристиками (рисунок 1). Оба материала имеют одинаковые модули упругости E . Касательные модули и напряжения начала прямого мартенситного превращения $\sigma_{H\uparrow}^{A \rightarrow M}$ разные. Внешняя горизонтальная сила равна $F = 2 \cdot A \cdot \sigma_{H\uparrow}^{A \rightarrow M}$ и приложена в точке соединения двух стержней, где A – площадь поперечного сечения обоих стержней. Температура деформирования постоянная. Требуется определить напряжения в стержнях методом конечных элементов, используя итерационный алгоритм Ньютона–Рафсона. Исходные данные представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные [1]

Название	Формула
Характеристические температуры	$M_H = 330 \text{ К}, A_H = 370 \text{ К}$ $M_K = 320 \text{ К}, A_K = 380 \text{ К}$
Константа материала k	$k = 0,29 \text{ К} \cdot \text{МПа}^{-1}$
Константа материала B_Φ	$B_\Phi = 0,06 \text{ К} \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$
Модуль упругости E и коэффициент Пуассона μ стержней	$E = 7,42 \cdot 10^4 \text{ МПа}, \mu = 0,3$
Температура деформирования первого стержня	$T_{D1} = A_k = 380 \text{ К}$
Температура деформирования второго стержня	$T_{D2} = \frac{A_K + A_H}{2} = 375 \text{ К}$
Напряжения начала прямого мартенситного превращения первого стержня (фазовый предел текучести) $\sigma_{H1\uparrow}^{A \rightarrow M} = \sigma_{T1}$	$\sigma_{H1\uparrow}^{A \rightarrow M} = \sigma_{T1} = 172 \text{ МПа}$
Напряжения начала прямого мартенситного превращения второго стержня (фазовый предел текучести) $\sigma_{H2\uparrow}^{A \rightarrow M} = \sigma_{T2}$	$\sigma_{H2\uparrow}^{A \rightarrow M} = \sigma_{T2} = 155 \text{ МПа}$
Напряжения конца прямого мартенситного превращения первого стержня $\sigma_{K1\uparrow}^{A \rightarrow M} = \sigma_{\max 1}$	$\sigma_{K1\uparrow}^{A \rightarrow M} = \sigma_{\max 1} = 207 \text{ МПа}$
Напряжения конца прямого мартенситного превращения второго стержня $\sigma_{K2\uparrow}^{A \rightarrow M} = \sigma_{\max 2}$	$\sigma_{K2\uparrow}^{A \rightarrow M} = \sigma_{\max 2} = 190 \text{ МПа}$
Модуль ферроупругости $E_{\Phi r1} = E_{K1}$ (касательный модуль) первого стержня	$E_{\Phi r1} = E_{K1} = 414 \text{ МПа}$
Модуль ферроупругости $E_{\Phi r2} = E_{K2}$ (касательный модуль) второго стержня	$E_{\Phi r2} = E_{K2} = 452 \text{ МПа}$
Деформация $\varepsilon_{T1} = \frac{\sigma_{H1\uparrow}^{A \rightarrow M}}{E} = \frac{\sigma_{T1}}{E}$ первого стержня	$\varepsilon_{T1} = \frac{\sigma_{H1\uparrow}^{A \rightarrow M}}{E} = \frac{\sigma_{T1}}{E} = 2,324 \cdot 10^{-3}$
Деформация $\varepsilon_{T2} = \frac{\sigma_{H2\uparrow}^{A \rightarrow M}}{E} = \frac{\sigma_{T2}}{E}$ второго стержня	$\varepsilon_{T2} = \frac{\sigma_{H2\uparrow}^{A \rightarrow M}}{E} = \frac{\sigma_{T2}}{E} = 2,091 \cdot 10^{-3}$
Температура деформирования первого стержня T_{D1}	$T_{D1} = 300 = A_K = 380 \text{ К}$
Температура деформирования второго стержня T_{D2}	$T_{D2} = \frac{A_K + A_H}{2} = 375 \text{ К}$
Площади поперечных сечений стержней A	$A = 314,159 \text{ мм}^2$
Длина каждого стержня L	$L = 50 \text{ мм}$
Нагрузка	$R = 2A \cdot \sigma_{T1} = 1,083 \cdot 10^5 \text{ Н}$

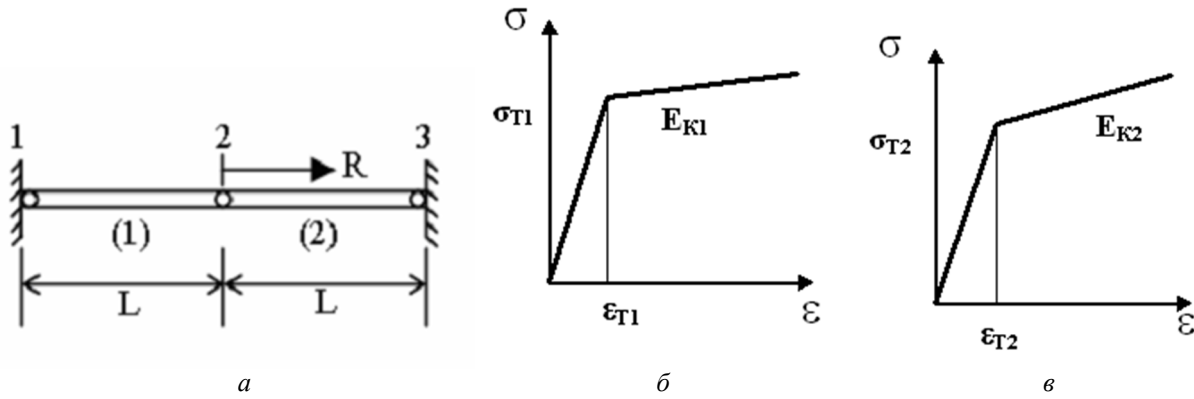


Рисунок 1 – Расчетная схема. Диаграммы деформирования

Решение.

Расчетная схема задачи представлена на рисунке 1. Два стержня 1 и 2 одинаковой длины L и с одинаковой площадью поперечного сечения A закреплены по концам и нагружены горизонтальной силой R в общем узле. Материал обоих стержней имеет одинаковый модуль упругости E , но деформирован при разных температурах деформирования T_{D1} и T_{D2} . В связи с этим два стержня получают разные структурно-чувствительные характеристики материала σ_{T1} , σ_{T2} , σ_{max1} , σ_{max2} , E_{K1} , E_{K2} . Для решения задачи используем одномерный симплекс элемент с линейными функциями формы. Матрица функций формы для каждого элемента выглядит следующим образом:

$$[N] = \left[\frac{1}{2}(1-r), \frac{1}{2}(1+r) \right] \tag{16}$$

где r – естественная координата с началом в центре элемента. Матрица градиентов для такого элемента записывается в следующем виде:

$$[B] = \frac{1}{L} [-1, 1] \tag{17}$$

Матрицы жесткости стержней:

$$[K_1] = \frac{E_1(u)A}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad [K_2] = \frac{E_2(u)A}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \tag{18}$$

Глобальная матрица конструкции:

$$[K] = \int_L [B]^T [C] [B] A dx = \frac{A}{L} \begin{bmatrix} E_1(u) & -E_1(u) & 0 \\ -E_1(u) & E_1(u) + E_2(u) & -E_2(u) \\ 0 & -E_2(u) & E_2(u) \end{bmatrix} \tag{19}$$

Запишем баланс сил на $n+1$ шаге с учетом граничных условий $u_1 = u_3 = 0$:

$$f(u) = F(u) - R = 0 \tag{20}$$

где $u = u_2$ – перемещение в узле 2.

$$F(u) = A(\sigma_1(u) - \sigma_2(u)) \tag{21}$$

Основное уравнение конечных элементов $[K]\{U\} = \{R\}$ приводит к следующему матричному уравнению:

$$\frac{A}{L} \begin{bmatrix} E_1(u) & -E_1(u) & 0 \\ -E_1(u) & E_1(u) + E_2(u) & -E_2(u) \\ 0 & -E_2(u) & E_2(u) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_1 \\ R \\ R_3 \end{Bmatrix} \tag{22}$$

Вычеркивая первую и третью строки и столбцы, получим:

$$\frac{A}{L}(E_1(u) + E_2(u))(u) = R \quad (23)$$

Применим для данной системы алгоритм Ньютона–Рафсона.
Матрица жесткости системы:

$$K_i = \frac{A}{L}(E_1(u) + E_2(u)) \quad (24)$$

где

$$E_1(u) = \begin{cases} E, \varepsilon_1 < \varepsilon_T \\ E_{k1}, \varepsilon_1 > \varepsilon_T \end{cases} \quad \text{и} \quad E_2(u) = \begin{cases} E, \varepsilon_2 < \varepsilon_T \\ E_{k2}, \varepsilon_2 > \varepsilon_T \end{cases} \quad (25)$$

Таким образом, получаем следующую итерационную схему:

$$K_i \Delta u = R - F(u_i) = \Delta R, \quad u_i = u_{i-1} + \Delta u, \quad u_0 = 0 \quad (26)$$

Для сходимости итерационного процесса потребовалось три шага.

Первый шаг.

Начало $u_0 = 0$, $F(u_0) = A(\sigma_1(u_0) - \sigma_2(u_0)) = 0$, $\Delta R = R - F(u_0) = 2A\sigma_T - 0 = 1,083 \cdot 10^5$ Н.

При $u_0 = 0$ $\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = 0$ и так как $\varepsilon < \varepsilon_T$, получим $E_1(u_0) = E_2(u_0) = E$, следовательно

$$K_0 \Delta u = R - F(u_i) = \Delta R \quad \text{и} \quad \frac{A}{L}(E + E)\Delta u = \Delta R = 2A\sigma_T, \quad \text{откуда} \quad \Delta u = \frac{\sigma_T \cdot L}{E} = 0,116 \text{ мм.}$$

Второй шаг.

Второй шаг начинается с $u_1 = u_0 + \Delta u = \frac{\sigma_T \cdot L}{E}$, а так как $\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \frac{u_1}{L} = \frac{\sigma_T}{E} = \varepsilon_T$, то в

материале обеих стержней начались фазовые превращения и касательные модули обеих стержней получают значения: $E_{k1}(u_1) = E_{k1} = 414$ МПа, и $E_{k2}(u_1) = E_{k2} = 452$ МПа.

Определяем деформацию каждого стержня за пределом фазовой текучести по отношению к ε_T :

$$\Delta_1 = \frac{\frac{u_1}{L}}{\varepsilon_{T1}} - 1 = 0 \quad \text{и} \quad \Delta_2 = \frac{\frac{u_1}{L}}{\varepsilon_{T2}} - 1 = 0,111.$$

Далее:

$$F(u_1) = A(\sigma_{T1} + E_{k1}(\Delta_1 \cdot \varepsilon_{T1}) - (-\sigma_{T2} - E_{k2}(\Delta_2 \cdot \varepsilon_{T2}))) = 1,029472 \cdot 10^5,$$

$$K_1 \Delta u = R - F(u_1) = \Delta R, \quad \text{и} \quad \Delta R = R - F(u_1) = 1,083308 \cdot 10^5,$$

$$\frac{A}{L}(E_{k1} + E_{k2})\Delta u = \Delta R = 1,083308 \cdot 10^5 \text{ МПа, откуда } \Delta u = 0,9892 \text{ мм.}$$

Третий шаг.

$u_2 = u_1 + \Delta u = 11,059$ мм, так как $\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \frac{u_2}{L} = 0,221 > \varepsilon_{T1}$ и ε_{T2} , то в материале обеих

стержней происходят фазовые превращения, а касательные модули обеих стержней остаются теми же, что и на втором шаге.

$$\Delta_1 = \frac{\frac{u_2}{L}}{\varepsilon_{T1}} - 1 = 8,515 \quad \text{и} \quad \Delta_2 = \frac{\frac{u_2}{L}}{\varepsilon_{T2}} - 1 = 9,572.$$

Далее:

$$F(u_2) = A(\sigma_{T1} + E_{k1}(\Delta_1 \cdot \varepsilon_{T1}) - (-\sigma_{T2} - E_{k2}(\Delta_2 \cdot \varepsilon_{T2}))) = 1,0833078 \cdot 10^5,$$

$$K_2 \Delta u = R - F(u_2) = \Delta R, \quad \text{и} \quad \Delta R = R - F(u_2) = 2,91 \cdot 10^{-11}, \quad \Delta u = 0.$$

Итерационный процесс закончен.

Определяем напряжения.

Напряжения в первом стержне:

$$\sigma_1 = \sigma_{T1} + E_{k1}(\Delta_1 \cdot \varepsilon_{T1}) = 180 \text{ МПа.}$$

Напряжения во втором стержне:

$$\sigma_2 = -\sigma_{T2} - E_{k2}(\Delta_2 \cdot \varepsilon_{T2}) = -164 \text{ МПа.}$$

Напряжения в первом стержне растягивающие, во втором – сжимающие.

Задача 2

Эта задача отличается от первой тем, что первый стержень деформируется в режиме псевдоупругости, а второй испытывает прямое мартенситное превращение (рисунок 2). Фазовый предел текучести первого стержня заменяется пределом псевдоупругости, определяемым по формуле [1]:

$$\sigma_{ПУ} = \frac{\Delta}{k} = 172 \text{ МПа}$$

Так же касательный модуль материала первого стержня становится отрицательным:

$$E_{k1} = -414 \text{ МПа}$$

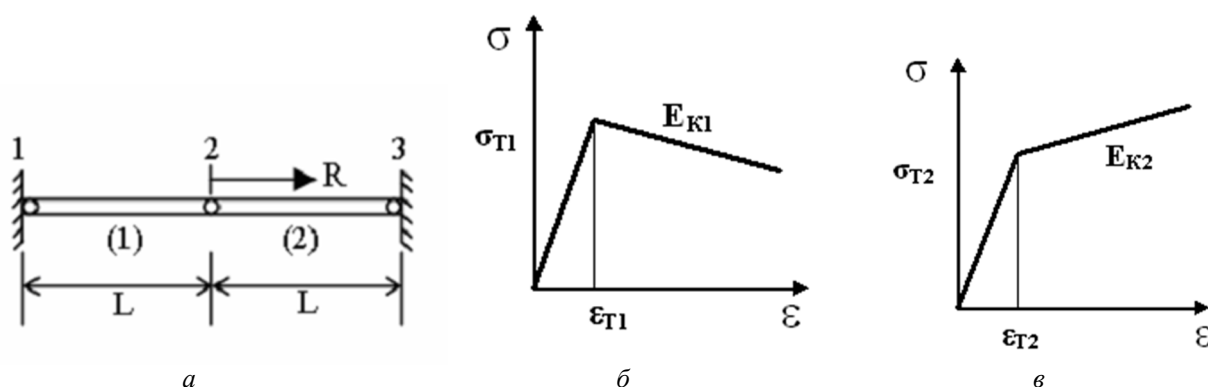


Рисунок 2 – Расчетная схема. Диаграммы деформирования

Первый шаг такой же как и в первой задаче: $\Delta u = 0,116 \text{ мм}$.

Второй шаг. $u_1 = u_0 + \Delta u = 0,116$, $\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = \frac{u_1}{L} = 2,324 \cdot 10^{-3}$,
 $E_{k1}(u_1) = E_{k1} = -414 \text{ МПа}$, $E_{k2}(u_1) = E_{k2} = 452 \text{ МПа}$,

$$\Delta_1 = \frac{u_1}{\varepsilon_{T1}} - 1 = 0, \quad \Delta_2 = \frac{u_1}{\varepsilon_{T2}} - 1 = 0,111$$

$$F(u_1) = A(\sigma_{T1} + E_{k1}(\Delta_1 \cdot \varepsilon_{T1}) - (-\sigma_{T2} - E_{k2}(\Delta_2 \cdot \varepsilon_{T2}))) = 1,029472 \cdot 10^5,$$

$$K_1 \Delta u = R - F(u_1) = \Delta R, \quad \text{и} \quad \Delta R = R - F(u_1) = 5,954 \cdot 10^4,$$

$$\frac{A}{L}(E_{k1} + E_{k2})\Delta u = \Delta R = 5,384 \cdot 10^3 \text{ МПа}, \text{ откуда } \Delta u = 23 \text{ мм}.$$

Третий шаг. $u_2 = u_1 + \Delta u = 23,003$, $\varepsilon_1 = -\varepsilon_2 = 0,46$
 $E_{k1}(u_1) = E_{k1} = -414 \text{ МПа}$ $E_{k2}(u_1) = E_{k2} = 452 \text{ МПа}$

$$\Delta_1 = \frac{u_2}{\varepsilon_{T1}} - 1 = 196,988, \quad \Delta_2 = \frac{u_2}{\varepsilon_{T2}} - 1 = 218,987,$$

$$F(u_2) = A(\sigma_{T1} + E_{k1}(\Delta_1 \cdot \varepsilon_{T1}) - (-\sigma_{T2} - E_{k2}(\Delta_2 \cdot \varepsilon_{T2}))) = 1,0833078 \cdot 10^5,$$

$$K_2 \Delta u = R - F(u_2) = \Delta R, \text{ и } \Delta R = R - F(u_2) = 1,46 \cdot 10^{-11} \approx 0, \Delta u = 0.$$

Итерационный процесс закончен.

Определяем напряжения.

Напряжения в первом стержне:

$$\sigma_1 = \sigma_{T1} + E_{k1}(\Delta_1 \cdot \varepsilon_{T1}) = -17 \text{ МПа.}$$

Напряжения во втором стержне

$$\sigma_2 = -\sigma_{T2} - E_{k2}(\Delta_2 \cdot \varepsilon_{T2}) = -362 \text{ МПа.}$$

Напряжения в обоих стержнях оказались сжимающими.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лихачев, В.А. Структурно–аналитическая теория прочности / В.А. Лихачев, В.Г. Малинин. – СПб.: Наука, 1993 – 471 с.
2. Малинин, В.Г. Механические свойства материалов с эффектом памяти формы при сложных режимах изотермического нагружения / В.Г. Малинин, Н.А. Малинина, Г.В. Малинин // Приложение к Инженерному журналу: Справочник. – М.: Машиностроение, 2002. – № 10. – Ч. 1. – С. 27.
3. Малинин, Г.В. Структурно–аналитическая мезомеханика наноструктурных состояний среды с обратимыми мартенситными превращениями // Наноинженерия, 2012. № 5. – С. 22 – 29.
4. Малинин, В.Г. Метод прогноза эффекта пластичности превращения при сложном напряженном состоянии на основе развития структурно–аналитической мезомеханики / В.Г. Малинин, Н.А. Малинина, Г.В. Малинин, А.И. Перелыгин // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2012. – № 2 (292). – С. 50 – 55.

Малинин Георгий Владиславович

ФГБОУ ВПО Государственный университет – УНПК
Кандидат технических наук, доцент
доцент кафедры «Динамика и прочность машин»
г. Орел, Наугорское шоссе, д. 29
Тел.: 8 (4862) 419813
E-mail: malinin@ostu.ru

G.V. MALININ

FINITE ELEMENT METHOD FOR CALCULATION OF STATICALLY INDETERMINATE BAR SYSTEM MADE OF A MATERIAL WITH SHAPE MEMORY EFFECT

In present article application of a method of finite elements for calculation of statically indeterminate bar system made of a material with effect of memory of the form (SME) is considered. As determining ratio the equations structurally–analytical mesomechanics, written down for a macro level were applied.

Keywords: *structurally–analytical mesomechanics, returned martensitinal transformations, a method finite elements, determining ratio, materials with shape memory effect, micro–, meso– and macro scale levels.*

BIBLIOGRAPHY

1. Likhachev, V.A. Strukturno–analiticheskaya teoriya prochnosti / V.A. Likhachev, V.G. Malinin. – SPb.: Nauka, 1993 – 471 s.
2. Malinin, V.G. Mekhanicheskiye svoystva materialov s effektom pamyati formy pri slozhnykh rezhimakh izotermicheskogo nagruzheniya / V.G. Malinin, N.A. Malinina, G.V. Malinin // Prilozheniye k Inzhenernomu zhurnalu: Spravochnik. – M.: Mashinostroyeniye, 2002. – № 10. – CH. 1. – S. 27.
3. Malinin, G.V. Strukturno–analiticheskaya mezomekhanika nanostrukturnykh sostoyaniy sredy s obratimymi martensitnymi prevrashcheniyami // Nanoinzheneriya, 2012. № 5. – S. 22 – 29.
4. Malinin, V.G. Metod prognoza effekta plastichnosti prevrashcheniya pri slozhnom napryazhennom sostoyanii na osnove razvitiya strukturno–analiticheskoy mezomekhaniki / V.G. Malinin, N.A. Malinina, G.V. Malinin, A.I. Perelygin // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2012. – № 2 (292). – S. 50 – 55.

Malinin Georgiy Vladislavovich

VPO State University – ESPC
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Associate Professor of «Dynamics and strength of machines»
Orel, Naugorskoe Shosse. 29
Ph.: 8 (4862) 419813
E-mail: malinin@ostu.ru

В.А. ПУХЛИЙ

РАСЧЕТ ЕСТЕСТВЕННО ЗАКРУЧЕННЫХ ЛОПАТОК ОСЕВЫХ ТУРБОМАШИН

Рассматривается расчет напряженно–деформированного состояния естественно закрученных лопаток осевых турбомашин на основе теории оболочек. Исходные уравнения получены на основе вариационного принципа Лагранжа. При решении задачи используется обобщенный метод Бубнова, который не требует удовлетворения статическим граничным условиям. В самом общем случае решение краевой задачи на основе метода интегральных соотношений Дородницына сводится к интегрированию системы дифференциальных уравнений с переменными коэффициентами. Для интегрирования полученной системы используется модифицированный метод последовательных приближений, разработанный автором. Приводится пример расчета лопатки.

Ключевые слова: математическое моделирование, лопатки осевых турбомашин, прочность, краевая задача, аналитический метод.

Рабочие лопатки осевых турбомашин относятся к самым напряженным и ответственным деталям осевых агрегатов, поломка которых может вывести из строя весь агрегат.

В осевых компрессорах, нагнетателях, насосах, вентиляторах современных турбомашин в последнее время находят применение высокоэкономичные однослойные и трехслойные лопатки, произвольно изогнутые и естественно закрученные.

В настоящее время имеется два подхода к решению задач расчета таких лопаток.

Первый подход основан на представлении рабочей лопатки в виде тонкостенного закрученного стержня. Методы расчета таких лопаток осевых турбомашин создавались как продолжение и развитие методов расчета воздушных винтов, рабочих лопаток стационарных паровых турбин, в основе которых лежала классическая теория изогнуто–закрученных стержней Кирхгофа–Клебша. Усовершенствование методов расчета шло как в общетеоретическом плане, так и по линии учета специфических особенностей лопаток осевых турбомашин: высокие окружные скорости, сложные законы изменения площади сечений по длине лопатки, тонкие профили и т.д. Дальнейшее совершенствование методов расчета рабочих лопаток выявило недостаточность некоторых представлений классической теории стержней.

Второй подход к решению задач расчета рабочих лопаток, при котором используется теория оболочек для анализа поведения лопаток осевых турбомашин, начал применяться сравнительно недавно. При этом рассматривались в основном задачи о колебаниях таких лопаток.

Здесь излагается аналитический подход к расчету напряженно–деформированного состояния (НДС) таких лопаток, основанный на сведении краевой задачи к системе обыкновенных дифференциальных уравнений в общем случае с переменными коэффициентами и решение затем полученной системы уравнений модифицированным методом последовательных приближений, разработанный автором [1, 2]. На основе такого подхода автором решен широкий круг задач математической физики и прикладной механики [3–5].

Проведем вывод уравнений равновесия и естественных граничных условий рабочих лопаток осевых турбомашин. На рисунке 1 приведена геометрия закрученной лопатки. Предполагается, что лопатка образована винтовым движением слабоизогнутого профиля, скользящего относительно неподвижной оси и поворачивающегося относительно этой оси на угол φ_0 с постоянной угловой скоростью.

Геометрия лопатки задается следующим образом. Функция изменения толщины лопатки записывается в виде:

$$h(\xi, \eta) = h_0 t_1(\xi) t_2(\eta), \quad (1)$$

где h_0 – максимальная толщина лопатки, заданная в корневом сечении.

Безразмерные функции $t_1(\xi)$ и $t_2(\eta)$, характеризующие относительное изменение толщины лопатки по ее длине и по ширине соответственно, задаются в виде:

$$\begin{aligned} t_1 &= \lambda_1 [1 + (\psi_1 - 1)\xi]; \\ t_2 &= [b_{1i} + b_{2i}(\eta - \eta_{i-1}) + b_{3i}(\eta - \eta_{i-1})^2 + b_{4i}(\eta - \eta_{i-1})^3]. \end{aligned} \quad (2)$$

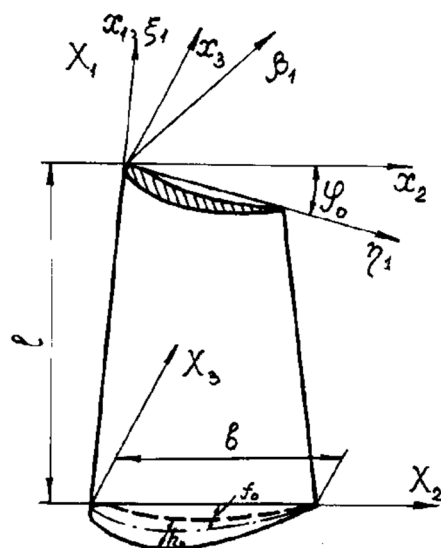


Рисунок 1 – Геометрия и система координат естественно закрученной консольной лопатки

где $\xi = \xi_1/l$ и $\eta = \eta_1/b$ – безразмерные координаты лопатки ($0 \leq \xi \leq 1; 0 \leq \eta \leq 1$); $\lambda_1 = l/h_0$; $\psi_1 = h_k/h_0$ – отношение толщины лопатки в периферийном сечении к толщине лопатки в корневом сечении.

В выражении для t_2 величины b_{ki} ($i = 1, 2, 3, 4$) являются коэффициентами сплайн-многочленов [6] и определяются на каждом интервале из условий в узлах.

Уравнение срединной поверхности лопатки записывается в виде:

$$f(\xi, \eta) = f_0 f_1(\xi) f_2(\eta). \quad (3)$$

где f_0 – максимальная стрела изогнутости лопатки в корневом сечении.

Безразмерные функции f_1 и f_2 , характеризующие относительное изменение стрелы изогнутости лопатки по ее длине и по ширине соответственно, задаются в виде:

$$\begin{aligned} f_1 &= [1 + (k-1)\xi]; \\ f_2 &= [a_{1i} + a_{2i}(\eta - \eta_{i-1}) + a_{3i}(\eta - \eta_{i-1})^2 + a_{4i}(\eta - \eta_{i-1})^3], \end{aligned} \quad (4)$$

где $k = f_1/f_0$ – отношение стрелы изогнутости в периферийном сечении к стреле изогнутости в корневом сечении.

Величины a_{ki} ($i = 1, 2, 3, 4$) являются коэффициентами сплайн-многочленов [6].

Закон закрутки лопатки принимается в виде:

$$\varphi = \lambda^{-1} x_1, \quad (5)$$

где λ^{-1} – параметр закрутки равный φ_0/l (закрутка на единицу длины).

Переходим к рассмотрению геометрических параметров лопатки. Примем неподвижную систему координат $X_1 X_2 X_3$ с началом O , причем ось X_2 направим по хорде лопатки (рис.1). Кроме того, рассмотрим подвижную систему координат $x_1 x_2 x_3$ параллельную системе $X_1 X_2 X_3$, но с началом O_1 , а также подвижную систему координат $\xi_1 \eta_1 \beta_1$, у которой ось ξ_1 совпадает с осью x_1 , ось η_1 – с направлением подвижной хорды, а ось β_1 – перпендикулярна оси η_1 . Вполне очевидно, что система координат $\eta_1 O_1 \beta_1$ в каждом сечении лопатки повернута относительно системы $X_2 O X_3$ на угол $\varphi(x_1) = x_1 \lambda^{-1}$. Принимая это во внимание, запишем в векторной форме уравнение срединной поверхности лопатки. Запишем компоненты радиуса – вектора:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \lambda \varphi = \xi_1; \\ x_2 &= \eta_1 \cos \varphi - \beta_1 \sin \varphi; \\ x_3 &= \eta_1 \sin \varphi + \beta_1 \cos \varphi. \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Выражение для радиус-вектора получим в виде:

$$\vec{R} = \vec{R}(\eta_1, \beta_1) = \lambda \varphi \vec{i} + (\eta_1 \cos \varphi - \beta_1 \sin \varphi) \vec{j} + (\eta_1 \sin \varphi + \beta_1 \cos \varphi) \vec{k}, \quad (7)$$

где $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ – единичные векторы, а β_1 совпадает с f – формула (3).

Дифференцируя радиус–вектор $\vec{R}(\eta_1, \beta_1)$ по β_1 и η_1 с учетом предположения о пологости лопатки, получим выражения для параметров Ляме и выражения для кривизн:

$$\begin{aligned} A_1 &= 1; & A_2 &= 1; & A_{12} &= 0; \\ k_{11} &= 0; & k_{22} &= f_{,22}; & k_{12} &= f_{,12} + \lambda^{-1}. \end{aligned} \quad (8)$$

Здесь нижний индекс i , следующий после запятой, означает частное дифференцирование по координате x_i , при этом $i = 1$ соответствует дифференцированию по ξ_1 , а $i = 2$ по η_1 .

Запишем выражения для параметров срединной поверхности лопатки:

$$\begin{aligned} e_{11} &= u_{,1,1}; & \chi_{11} &= w_{,11}; \\ e_{22} &= u_{,2,2} - k_{22}w; & \chi_{22} &= w_{,22}; \\ e_{12} &= u_{,1,2} + u_{,2,1} - 2k_{12}w; & \chi_{12} &= w_{,12}, \end{aligned} \quad (9)$$

а также выражения для тангенциальных усилий и моментов:

$$\left. \begin{aligned} N_{11} &= \frac{Eh}{1-\nu^2} [u_{,1,1} + \nu u_{,2,2} - \nu k_{22}w]; \\ N_{22} &= \frac{Eh}{1-\nu^2} [u_{,2,2} + \nu u_{,1,1} - k_{22}w]; \\ N_{12} &= \frac{Eh}{1+\nu} [u_{,2,1} + u_{,1,2} - 2k_{12}w]. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

$$\left. \begin{aligned} M_{11} &= D(w_{,11} + \nu w_{,22}); \\ M_{22} &= D(w_{,22} + \nu w_{,11}); \\ M_{12} &= D(1-\nu)w_{,12}. \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Определим деформации слоев:

$$\varepsilon_{ij} = e_{ij} + z\chi_{ij}. \quad (12)$$

На основе закона Гука запишем выражения для напряжений:

$$\sigma_{ij} = \frac{E}{1-\nu^2} [(1-\nu)\varepsilon_{ij} + \nu\delta_{ij}(\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22})], \quad (13)$$

где δ_{ij} – символ Кронеккера: $\delta_{ii} = 1, \delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$.

Вывод исходных уравнений проведем на основе вариационного принципа Лагранжа, согласно которому:

$$-\delta\Pi + \delta A_1 + \delta A_2 = 0, \quad (14)$$

где $\delta\Pi$ – вариация работы внутренних сил;

δA_1 – вариация работы внешней нагрузки, приложенной к поверхности лопатки;

δA_2 – вариация работы внешних контурных усилий.

Вычислим вариацию работы внутренних сил упругости лопатки, равную вариации потенциальной энергии деформации лопатки с обратным знаком:

$$\delta\Pi = \iint_{\Omega} \left[\int_{-h/2}^{h/2} \sum_{i,j} \sigma_{ij} \delta\varepsilon_{ij} dz d\xi_1 d\eta_1 = \iint_{\Omega} \left(\sum_{i,j} N_{ij} \delta\varepsilon_{ij} + \sum_{i,j} M_{ij} \delta\chi_{ij} \right) d\xi_1 d\eta_1. \right] \quad (15)$$

Здесь:

$$N_{ij} = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{ij} dz; \quad M_{ij} = \int_{-h/2}^{h/2} \sigma_{ij} z dz,$$

где Ω – площадь исходной поверхности лопатки.

Произведя в (15) интегрирование по частям, получим:

$$\delta\Pi = \int_0^l \int_0^b [-L_1 \delta u_1 - L_2 \delta u_2 - L_3 \delta w] d\xi_1 d\eta_1 + \int_0^l J_1 d\xi_1 \Big|_0^b + \int_0^b J_2 d\eta_1 \Big|_0^l - 2M_{12} \delta w \Big|_0^b. \quad (16)$$

В выражении (16) операторы L_m и J_n ($m = 1, 2, 3; n = 1, 2$) следующие:

$$\begin{aligned} L_1 &= N_{11,1} + N_{12,2}; \\ L_2 &= N_{22,2} + N_{12,1}; \\ L_3 &= M_{11,1} + 2M_{12,12} + M_{22,22} - k_{22}N_{22} - 2k_{12}N_{12} - p_1 w_1 \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} J_1 &= N_{12}\delta u_1 + N_{22}\delta u_2 - M_{22}\delta w_{,2} + (M_{22,2} + 2M_{12,1})\delta w; \\ J_2 &= N_{11}\delta u_1 + N_{12}\delta u_2 - M_{11}\delta w_{,1} + (M_{11,1} + 2M_{12,2})\delta w \end{aligned} \quad (18)$$

В выражениях (18) содержатся члены вида $M_{11}\delta w_{,1}$ и $M_{22}\delta w_{,2}$. При их преобразовании будем пользоваться формулой дифференцирования произведения. В результате получим:

$$\begin{aligned} J_1^* &= N_{12}\delta u_1 + N_{22}\delta u_2 + 2(M_{22,2} + M_{12,1})\delta w - M_{22}\delta w\Big|_0^b; \\ J_2^* &= N_{11}\delta u_1 + N_{12}\delta u_2 + 2(M_{11,1} + M_{12,2})\delta w - M_{11}\delta w\Big|_0^l. \end{aligned} \quad (19)$$

Вариация работы внешней поверхностной нагрузки, приведенной к срединной поверхности лопатки, запишется следующим образом:

$$\delta A_1 = \int_0^l \int_0^b (p_1\delta u_1 + p_2\delta u_2 + q\delta w) d\xi_1 d\eta_1. \quad (20)$$

С учетом выражений (16), (19) и (20) при отсутствии внешних контурных усилий на основе вариационного принципа Лагранжа получим:

$$\begin{aligned} \int_0^l \int_0^b \{ (L_1 + p_1)\delta u_1 + (L_2 + p_2)\delta u_2 + (L_3 - q)\delta w \} d\xi_1 d\eta_1 - \int_0^l J_1^* d\xi_1 \Big|_0^b \\ - \int_0^b J_2^* d\eta_1 \Big|_0^l - (M_{11} + M_{22} - 2M_{12})\delta w \Big|_0^l \Big|_0^b = 0 \end{aligned} \quad (21)$$

Первый интеграл в выражении (21) доставляет дифференциальные уравнения задачи, второй и третий – граничные условия.

Введем безразмерные координаты по формулам:

$$\xi = \frac{\xi_1}{l}; \quad \eta = \frac{\eta_1}{b_2}; \quad m = \frac{l}{b}$$

и безразмерные функции перемещений:

$$\bar{u}_1 = \frac{u_1}{h_0}; \quad \bar{u}_2 = \frac{u_2}{h_0}; \quad \bar{w} = \frac{w}{h_0}.$$

Подставляя в вариационное уравнение Лагранжа выражения (10) и (11), запишем уравнение (21) в следующем виде:

$$\begin{aligned} \int_0^1 \int_0^1 \left\{ \left[\frac{d_1}{1-\nu^2} [\bar{u}_{1,11} + m\bar{u}_{2,12} + (1-\nu)m^2\bar{u}_{1,22} - \nu k_{22}l\bar{w}_{,1} - 2(1-\nu)mk_{12}l\bar{w}_{,2}] + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{d_9}{1-\nu^2} (\bar{u}_{1,1} + \nu m\bar{u}_{2,2} - \nu k_{22}l\bar{w}) + \frac{md_{10}}{1-\nu^2} (\bar{u}_{2,1} + m\bar{u}_{1,2} - 2k_{12}l\bar{w}) + \frac{p_1 l^2}{Eh_0^2} \right] \delta \bar{u}_1 + \right. \\ \left. + \left[\frac{d_1}{1-\nu^2} [m^2\bar{u}_{2,22} + m\bar{u}_{1,12} + (1-\nu)\bar{u}_{2,11} - mk_{22}l\bar{w}_{,2} - 2(1-\nu)k_{12}l\bar{w}_{,1}] + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{d_9}{1+\nu} (\bar{u}_{2,1} + m\bar{u}_{1,2} - 2k_{12}l\bar{w}) + \frac{md_{10}}{1-\nu^2} (m\bar{u}_{2,2} + \nu u_{1,1} - k_{22}l\bar{w}) + \frac{p_2 l^2}{Eh_0^2} \right] \delta \bar{u}_2 + \right. \\ \left. + \left[\frac{h_0 d_5}{l^2} \nabla_m^4 \bar{w} + 2 \frac{h_0^2 d_3}{l^2} (\nabla_m^2 \bar{w})_{,1} + 2 \frac{m^2 h_0^2 d_4}{l^2} (\nabla_m^2 \bar{w})_{,2} + \frac{h_0^2}{l^2} [(d_6 + \nu m^2 d_8) \bar{w}_{,11} + \right. \right. \\ \left. \left. + m^2 (\nu d_8 + d_8) \bar{w}_{,22} + 2(1-\nu)m^2 d^7 \bar{w}_{,12} - \frac{p_1 l^2}{Eh_0} \bar{w}_{,1} + \frac{k_{22}^2 l^2 d_1}{(1-\nu^2)} \bar{w} + \right. \right. \\ \left. \left. + 4 \frac{k_{12}^2 d_1 l^2}{1+\nu} \bar{w} - \frac{ld_1 k_{22}}{1-\nu^2} (m\bar{u}_{2,2} + \nu u_{1,1}) - 2 \frac{k_{12} l d_1}{1+\nu} (\bar{u}_{2,1} + m\bar{u}_{1,2}) - \frac{q l^2}{Eh_0^2} \right] \delta \bar{w} \right\} d\xi d\eta - \\ - \int_0^1 \left\{ \left[\frac{md_1}{1+\nu} (\bar{u}_{2,1} + m\bar{u}_{1,2} - 2k_{12}l\bar{w}) \delta \bar{u}_1 + \frac{md_1}{1-\nu^2} (m\bar{u}_{2,2} + \nu \bar{u}_{1,1} - k_{22}l\bar{w}) \delta \bar{u}_2 + \right. \right. \\ \left. \left. + 2 \frac{m^2 h_0^2 d_4}{l^2} (m^2 \bar{w}_{,22} + \nu \bar{w}_{,11}) + 2 \frac{m^2 h_0^2 d_5}{l^2} (m^2 \bar{w}_{,222} + \nu \bar{w}_{,112}) + \right. \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + 2 \frac{(1-\nu)m^2 h_0^2 d_3}{l^2} \bar{w}_{,12} + 2 \frac{(1-\nu)m^2 h_0^2 d_5}{l^2} \bar{w}_{,112} \left. \delta \bar{w} \right\} d\xi \Big|_0^1 - \int_0^1 \left[\frac{d_1}{1-\nu^2} (\bar{u}_{1,1} + \nu m \bar{u}_{2,2} - \right. \\
 & - \nu k_{22} l \bar{w}) \delta \bar{u}_1 + \frac{d_1}{1+\nu} (\bar{u}_{2,1} + m \bar{u}_{1,2} - 2k_{12} l \bar{w}) \delta \bar{u}_2 + 2 \frac{d_3 h_0^2}{l^2} (\bar{w}_{,11} + \nu m^2 w_{,22}) + 2 \frac{d_5 h_0^2}{l^2} (\bar{w}_{,111} + \nu m^2 \bar{w}_{,122}) + \\
 & \quad \left. + 2 \frac{(1-\nu)m^2 h_0^2 d_4}{l^2} \bar{w}_{,12} \right. \\
 & \quad \left. + 2 \frac{(1-\nu)m^2 h_0^2 d_5}{l^2} \bar{w}_{,122} \right] \delta \bar{w} \Big\} d\eta \Big|_0^1 - \frac{m h_0^2 d_5}{l^2} \left[(1+\nu) \nabla_m^2 \bar{w} + 2(1-\nu) m \bar{w}_{,12} \right] \delta \bar{w} \Big|_0^1 = 0. \quad (22)
 \end{aligned}$$

где d_i – безразмерные параметры лопатки.

Приравняв нулю выражения, стоящие перед вариациями независимых переменных, получим уравнения равновесия лопатки в перемещениях:

$$\begin{aligned}
 & \int_0^1 \int_0^1 \left\{ \frac{d_1}{1-\nu^2} [\bar{u}_{1,11} + m \bar{u}_{2,12} + (1-\nu)m^2 \bar{u}_{1,22} - \nu k_{22} l \bar{w}_{,1} - 2(1-\nu) m k_{12} l w_{,2}] + \right. \\
 & + \frac{d_9}{1-\nu^2} (\bar{u}_{1,1} + \nu m \bar{u}_{2,2} - \nu k_{22} l \bar{w}) + \frac{m d_{10}}{1+\nu} (\bar{u}_{2,1} + m \bar{u}_{1,2} - 2k_{12} l \bar{w}) + \frac{p_1 l^2}{E h_0^2} \Big\} d\xi d\eta - \\
 & \left. - \int_0^1 \frac{m d_1}{1+\nu} (\bar{u}_{2,1} + m \bar{u}_{1,2} - 2k_{12} l \bar{w}) d\xi \Big|_0^1 - \int_0^1 \frac{d_1}{1-\nu^2} (\bar{u}_{1,1} + \nu m \bar{u}_{2,2} - \nu k_{22} l \bar{w}) d\eta \Big|_0^1 = 0; \quad (23)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \int_0^1 \int_0^1 \left\{ \frac{d_1}{1-\nu^2} [m^2 \bar{u}_{2,22} + m \bar{u}_{1,12} + (1-\nu) \bar{u}_{2,11} - m k_{22} l \bar{w}_{,2} - 2(1-\nu) k_{12} l \bar{w}_{,1}] + \frac{d_9}{1+\nu} (\bar{u}_{2,1} + m \bar{u}_{1,2} - 2k_{12} l \bar{w}) + \right. \\
 & + \frac{m d_{10}}{1-\nu^2} (m \bar{u}_{2,2} + \nu \bar{u}_{1,1} - k_{22} l \bar{w}) + \frac{p_2 l^2}{E h_0^2} \Big\} d\xi d\eta - \int_0^1 \frac{m d_1}{1-\nu^2} (m \bar{u}_{2,2} + \nu \bar{u}_{1,1} - k_{22} l \bar{w}) d\xi \Big|_0^1 - \\
 & \quad \left. - \int_0^1 \frac{d_1}{1+\nu} (\bar{u}_{2,1} + m \bar{u}_{1,2} - 2k_{12} l \bar{w}) d\eta \Big|_0^1 = 0. \quad (24)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \int_0^1 \int_0^1 \left\{ \nabla_m^4 \bar{w} + 2 \frac{d_3}{d_5} (\nabla_m^2 \bar{w})_{,1} + 2 \frac{m^2 d_4}{d_5} (\nabla_m^2 \bar{w})_{,2} + d_5^{-1} [(d_6 + \nu m^2 d_8) \bar{w}_{,11} + m^2 (\nu d_6 + d_8) \bar{w}_{,22} + 2(1-\nu) m^2 d_7 \bar{w}_{,12}] - \right. \\
 & - \frac{p_1 l^3 d_5^{-1}}{E h_0^3} \bar{w}_{,1} + \frac{k_{22} d_1 l^4}{(1-\nu) h_0^2 d_5} \bar{w} + 4 \frac{k_{12}^2 d_1 l^3}{(1+\nu) h_0^2 d_5} \bar{w} - \frac{k_{12} d_1 l^3}{(1-\nu^2) h_0 d_5} (m \bar{u}_{2,2} + \nu \bar{u}_{1,1}) - 2 \frac{k_{12} d_1 l^3}{(1+\nu) h_0^2 d_5} (\bar{u}_{2,1} + m u_{1,2}) - \\
 & \left. - \frac{q l^4}{E h_0^4} d_5^{-1} \right\} d\xi d\eta - 2 \frac{m^2 h_0^2}{l^2} \int_0^1 [d_5 (\nabla_m^2 \bar{w})_{,2} + d_4 (\nu \bar{w}_{,11} + m^2 w_{,22}) + (1-\nu) d_3 \bar{w}_{,12}] d\xi \Big|_0^1 - 2 \frac{h_0^2}{l^2} \int_0^1 [d_5 (\nabla_m^2 \bar{w})_{,1} + \\
 & + d_3 (\bar{w}_{,11} + \nu m^2 \bar{w}_{,22}) + (1-\nu) m^2 d_4 \bar{w}_{,12}] d\eta \Big|_0^1 - \frac{m h_0^2 d_5}{l^2} \left[(1+\nu) \nabla_m^2 \bar{w} + 2(1-\nu) m \bar{w}_{,12} \right] \Big|_0^1 = 0. \quad (25)
 \end{aligned}$$

Обобщенный метод Бубнова. К решению полученной системы уравнений (23)–(25) применяется обобщенный метод Бубнова. В соответствии с методом решение системы уравнений (23)–(25) представляется в виде:

$$\left. \begin{aligned}
 \bar{u}_1 &= \sum_{m=4}^{\infty} \sum_{n=4}^{\infty} c_{mn}^1 P_{m,1}(\xi) T_n(\eta); \\
 \bar{u}_2 &= \sum_{m=4}^{\infty} \sum_{n=4}^{\infty} c_{mn}^2 P_{m,1}(\xi) T_n(\eta); \\
 \bar{w} &= \sum_{m=4}^{\infty} \sum_{n=4}^{\infty} c_{mn}^3 P_m(\xi) T_n(\eta).
 \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

где $P_m(\xi)$ и $T_n(\eta)$ – системы аппроксимирующих функций.

В качестве системы аппроксимирующих функций $P_m(\xi)$ выбираем ортонормированные на интервале $[0,1]$ степенные полиномы, подчиненные условиям жесткого защемления лопатки при $\xi = 0$:

$$\begin{aligned} P_4(\xi) &= \sqrt{9}(28\xi^4 - 42\xi^3 + 15\xi^2); \\ P_5(\xi) &= \sqrt{11}(120\xi^5 - 252\xi^4 + 168\xi^3 - 35\xi^2); \\ P_6(\xi) &= \sqrt{13}(495\xi^6 - 1320\xi^5 + 1260\xi^4 - 504\xi^3 + 70\xi^2). \end{aligned} \quad (27)$$

В качестве системы аппроксимирующих функций $T_n(\eta)$ выбираем ортогональные на интервале $[0,1]$ смещенные полиномы Чебышева первого рода [7, 8]:

$$\begin{aligned} T_4^*(\eta) &= 128\eta^4 - 256\eta^3 + 160\eta^2 - 32\eta + 1; \\ T_5^*(\eta) &= 512\eta^5 - 1280\eta^4 + 1120\eta^3 - 400\eta^2 + 50\eta - 1; \\ T_6^*(\eta) &= 2048\eta^6 - 6144\eta^5 + 6912\eta^4 - 3584\eta^3 + 840\eta^2 - 72\eta + 1. \end{aligned} \quad (28)$$

Следует заметить, что точность решения краевой задачи для системы уравнений (23)–(25) существенным образом зависит от выбора аппроксимирующих функций $P_m(\xi)$ и $T_n(\eta)$.

Отметим, что если эти функции точно удовлетворяют граничным условиям, то внеинтегральные члены в уравнениях (23)–(25) пропадают. В записанном виде уравнения (23)–(25) соответствуют обобщенному методу Бубнова, который не требует от аппроксимирующих функций удовлетворения статическим граничным условиям.

Ограничиваясь четырехчленным приближением в решении (26), после применения процедуры обобщенного метода Бубнова к системе исходных уравнений задачи (23)–(25), получим систему линейных алгебраических уравнений порядка $3mn$, из решения которых определяем константы C_{mn}^k .

Выражения для безразмерных напряжений примут вид:

$$\begin{aligned} \bar{\sigma}_{11} &= \frac{\sigma_{11}l^2}{Eh_0^2} = \frac{1}{1-\nu^2} \left[\lambda_1(\bar{u}_{1,1} + \nu m \bar{u}_{2,2}) \pm \frac{b_1}{2}(\bar{w}_{,11} + \nu m^2 \bar{w}_{,22}) - \nu k_{22} l \lambda_1 \bar{w} \right]; \\ \bar{\sigma}_{22} &= \frac{\sigma_{22}l^2}{Eh_0^2} = \frac{1}{1-\nu^2} \left[\lambda_1(m \bar{u}_{2,2} + \nu m \bar{u}_{1,1}) \pm \frac{b_1}{2}(\bar{w}_{,11} + \nu m^2 \bar{w}_{,11}) - \nu k_{22} l \lambda_1 \bar{w} \right]; \\ \bar{\sigma}_{12} &= \frac{\sigma_{12}l^2}{Eh_0^2} = \frac{1}{1+\nu} \left[\lambda_1(\bar{u}_{1,2} + \bar{u}_{2,1}) \pm \frac{m b_1}{2} \bar{w}_{,12} - 2k_{12} l \lambda_1 \bar{w} \right]. \end{aligned}$$

Модифицированный метод последовательных приближений. Многие прикладные и теоретические вопросы современного естествознания приводят к двумерным краевым задачам для эллиптических дифференциальных уравнений в частных производных, при решении которых широко применяются методы численного анализа [9]. При этом наиболее часто используется метод сведения краевой задачи к ряду задач Коши с применением численных методов типа Рунге–Кутта, Адамса–Штермера при дальнейшем решении каждой из задач.

И хотя на основе такого подхода решен широкий круг задач математической физики, следует всегда помнить о том, что задача Коши для уравнений эллиптического типа является не корректной (как известно, она корректна для уравнений гиперболического типа), а поэтому в каждом конкретном случае необходимо тщательно обосновывать возможность сведения краевой задачи для эллиптических уравнений к ряду задач Коши.

Недоучет этого обстоятельства может привести к неустойчивому счету при численной реализации на ЭВМ [9, 10]. Связано это с тем обстоятельством, что если собственные значения матрицы системы значительно отличаются по величине вещественной части, то при интегрировании с возрастанием аргумента в результате потери значащих цифр система векторов–решений задач Коши становится почти линейно зависимой, вследствие этого нельзя с достаточной точностью определить постоянные интегрирования и сами искомые функции.

В теории оболочек неприемлемость такого подхода для ряда задач обуславливается крайними эффектами. Более устойчивыми в этом отношении являются методы прогонки в дифференциальной и разностной форме, методы непрерывной и дискретной ортогонализации [11].

Однако, как справедливо отметил нобелевский лауреат академик Л.В. Канторович, было бы преждевременным на основании доверия к «выводам» машинной техники считать аналитические методы окончательно устаревшими. Исследования ряда видных ученых дока-

зывают практическую целесообразность применения аналитических методов при решении ряда задач и в современных условиях.

Как уже отмечалось, автором был разработан модифицированный метод последовательных приближений [1, 2] с успехом используемый при решении ряда краевых задач математической физики (теории оболочек, термодинамики, ядерной физики).

Проведенные автором исследования ряда краевых задач математической физики показали, что в ряде случаев имеет место медленная сходимость степенных рядов в модифицированном методе последовательных приближений.

Известно, что одна и та же функция может быть представлена целым спектром различных степенных рядов. Представляя по существу одну и ту же функцию, все они обладают весьма различной скоростью сходимости. Если мы преследуем цель – абсолютную точность, то все эти представления равнозначны. Но если наша цель – заданная ограниченная точность, то эти представления будут совершенно различны. Самой слабой сходимостью обладают ряды Тейлора, с другой стороны самая сильная сходимость характерна для полиномов Чебышева [7, 8].

Здесь для ускорения сходимости решения используется метод телескопического сдвига степенного ряда Ланцоша [7]. Идея метода заключается в том, что имеющийся в нашем распоряжении ряд Мак–Лорена телескопически сдвигается в гораздо более короткий ряд, не теряя в точности. Для этого используется возможность представления любого степенного ряда через смещенные полиномы Чебышева на интервале [0, 1].

На первом этапе к решению краевой задачи, описываемой системой уравнений в частных производных (23)–(25) применяется метод интегральных соотношений Дородницына [12] для сведения краевой задачи к системе обыкновенных дифференциальных уравнений в общем случае с переменными коэффициентами. При этом в решении неизвестные функции u_1, u_2, w задаются в виде конечного ряда по образующей лопатки. Вследствие этого оказывается возможным получение достаточно точных результатов при решении с 2–мя членами ряда, тогда как при задании аппроксимирующих функций вдоль хорды лопатки необходимо брать значительно большее число членов ряда.

Кроме того, метод интегральных соотношений [12] позволяет получить более точное распределение прогибов по хорде лопатки, поскольку направление по хорде принято дифференциальным.

В соответствии с методом интегральных соотношений представим неизвестные функции в уравнениях (23)–(25) в виде конечного ряда:

$$\bar{X}_i(\xi, \eta) = \begin{cases} \sum_{i=1}^n X_{ij}(\eta) P_{i,1}(\xi) & (i=1,2); \\ \sum_{i=1}^n X_{ij}(\eta) P_i(\xi) & (i=3). \end{cases} \quad (29)$$

где $\bar{X} = \{X_i\} = \{\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{w}\}$.

В выражении (29) $P_j(\xi)$ – система аппроксимирующих функций; $X_{ij}(\eta)$ – неизвестные функции, определяемые в результате решения системы обыкновенных дифференциальных уравнений.

В качестве системы аппроксимирующих функций выбираются ортонормированные на интервале [0, 1] полиномы Якоби [8], подчиненные условиям жесткого закрепления края лопатки при $\xi=0$ – выражения (27).

Применяя затем процедуру метода интегральных соотношений к исходной системе уравнений в частных производных (23)–(25), получим систему обыкновенных дифференциальных уравнений в общем случае с переменными коэффициентами, которую представим следующим образом:

$$\frac{dX_m}{d\eta} = \sum_{v=1}^s B_{v,m} X_v + f_m \quad m = 1, 2, \dots, s. \quad (30)$$

Переменные коэффициенты $B_{v,m}$ свободные члены f_m представим через смещенные полиномы Чебышева:

$$B_{v,m} = \sum_{r=0}^q b_{v,m,r} d_r^{-1} \sum_{k=0}^r a_k T_k^*(\eta), \quad f_m = \sum_{r=0}^q f_{m,r} (d_r \cdot r!)^{-1} \sum_{k=0}^r a_k T_k^*(\eta) \quad (31)$$

где q – степень интерполяционного полинома;

a_k – коэффициенты разложения η^r в ряд по многочленам Чебышева $T_k^*(\eta)$.

В выражениях (31) $d_r = 1$ для $r = 0$ и $d_r = 2^{2r-1}$ для остальных r .

Общее решение системы уравнений (30) имеет вид:

$$X_m = \sum_{\mu=1}^s C_\mu \left[d_0^{-1} a_0 T_0^*(\eta) \delta + \sum_{n=1}^{\infty} X_{m,\mu,n} \right] + \sum_{j=0}^q t_{m,j,0} [d_{j+1} (j+1)!]^{-1} \sum_{k=0}^{j+1} a_k T_k^*(\eta) + \sum_{n=2}^{\infty} X_{m,n}, \quad (32)$$

где $t_{m,j,0} = f_{m,r}$ при $j = r$;

μ – номер фундаментальной функции;

C_μ – постоянные интегрирования.

В решении (32) будет $\delta = 1$, если $m = \mu$ и $\delta = 0$ для остальных μ . Первое приближение $X_{m,\mu,1}$ получается из подстановки нулевого приближения: $d_0^{-1} a_0 T_0^*(\eta) \delta$ в правую часть систе-

мы $\frac{dX_m}{d\xi} \eta = \sum_{v=1}^s B_{v,m} X_v$.

Последующие приближения осуществляются по формулам:

$$X_{m,\mu,n} = \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,\mu,n,j} [d_{n+j-1} (n+j-1)!]^{-1} \sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\eta); \quad (33)$$

$$X_{m,n} = \sum_{j=1}^{\beta} t_{m,nj} [d_{n+j-1} (n+j-1)!]^{-1} \sum_{k=0}^{n+j-1} a_k T_k^*(\eta),$$

где $\beta = n(q+3) - 2$.

Системы фундаментальных функций (33) являются равномерно сходящимися рядами, при этом коэффициенты $t_{m,\mu,n,j}$ и $t_{m,nj}$ определяются через коэффициенты предыдущего приближения по рекуррентным формулам:

$$t_{m,\mu,n,j} = \sum_{v=1}^s \sum_{r=0}^q b_{v,m,r} t_{v,\mu,n-1,j-r} (n+j-1)^{-1} \prod_{\gamma=0}^r (n+j-1-\gamma);$$

$$t_{m,\mu,n,j} = \sum_{v=1}^s \sum_{r=0}^q b_{v,m,r} t_{v,\mu,n-1,j-r} (n+j-1)^{-1} \prod_{\gamma=0}^r (n+j-1-\gamma).$$

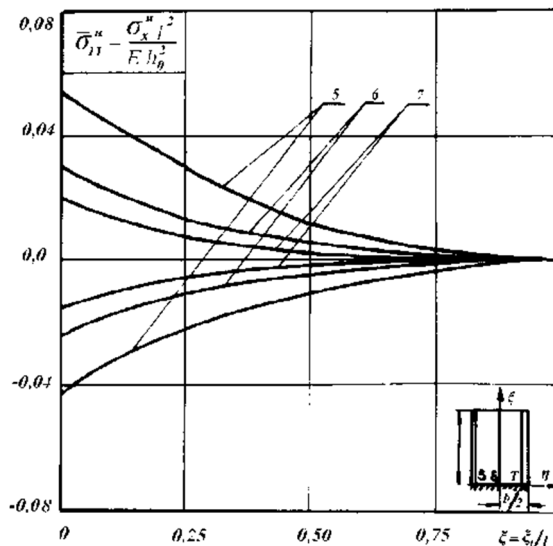


Рисунок 2 – Распределение нормальных напряжений $\bar{\sigma}_{11}$ по длине лопатки

Постоянные C_μ , входящие в общее решение (32), находятся из граничных условий на краях $\eta = 0$ и $\eta = 1$.

Применим изложенный выше аналитический подход к расчету напряженного состояния рабочих лопаток осевых турбомашин (рисунок 1). Лопатка находится под действием нормальной равномерно распределенной нагрузки – q и касательной нагрузки, действующей в срединной поверхности лопатки – p_1 .

Исходные данные для расчета: $l = 200$ мм; $b = 170$ мм; $h_0 = 10$ мм; $\psi_1 = 0,4$; $\varphi_0 = 33^\circ$; $q = 1$ кгс/см²; $p_1 = p_0(1 - \xi)$; $p_0 = 210$ кгс/см². Материал лопатки: Сталь – 20.

На рисунке 2 приведены эпюры нормальных напряжений $\bar{\sigma}_{11}$ по длине, а на рисунке 3 – эпюры $\bar{\sigma}_{11}$ по ширине лопатки. Как и следовало ожидать, наиболее напряженным является корневое сечение лопатки.

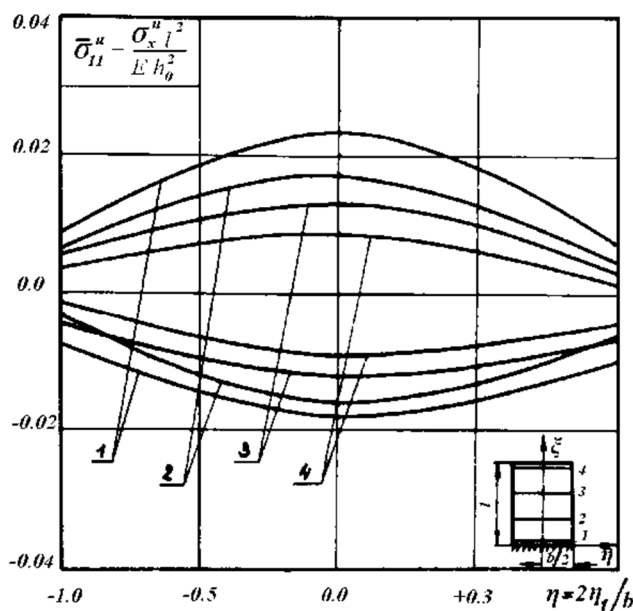


Рисунок 3 – Распределение нормальных напряжений $\bar{\sigma}_{11}$ по ширине лопатки

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Пухлий, В.А. Метод аналитического решения двумерных краевых задач для систем эллиптических уравнений / В.А. Пухлий // Журн. вычисл. матем. и матем. физики. – 1978. – Т. 18. – № 5. – С. 1275 – 1282.
2. Пухлий, В.А. Об одном подходе к решению краевых задач математической физики / В.А. Пухлий // Дифференциальные уравнения. – 1979. – Т. 15. – № 11. – С. 2039 – 2043.
3. Пухлий, В.А. К проблеме вычисления специальных функций / В.А. Пухлий // Прикладные задачи математики: Материалы XXIII МНТК. – Севастополь: Изд-во СевГУ, 2015.
4. Пухлий, В.А. Решение начально-краевых задач математической физики модифицированным методом последовательных приближений / В.А. Пухлий // Обзорение прикладной и промышленной математики. – Москва: Изд-во ТВП. – 2015. – Т. 22. – вып. 4.
5. Пухлий, В.А. К проблеме динамического воздействия природного и техногенного характера на плотину Чернореченского водохранилища г. Севастополя. – Доклад на XI Всероссийском съезде по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики. – Казань: Изд-во РАН. – 2015.
6. Алберг, Дж., Теория сплайнов и ее приложения / Дж. Алберг, Э. Нильсон, Дж. Уолш. – М.: Изд-во «Мир», 1972. – 318 с.
7. Ланцош, К. Практические методы прикладного анализа / К. Ланцош. – М.: Физматгиз, 1961. – 524 с.
8. Luke, Y.L. Mathematical function and their approximations / Y.L. Luke. – New York–London: Academic Press, Inc., 1975. – 608 p.
9. Пухлий, В.А. Численные методы. Теория и практикум в среде MATLAB. Том I / В.А. Пухлий. – Севастополь, 2007. – 412 с.
10. Годунов, С.К. Введение в теорию разностных схем / С.К. Годунов, В.С. Рябенский. – М.: Физматгиз, 1962. – 620 с.
11. Годунов, С.К. О численном решении краевых задач для систем линейных обыкновенных дифференциальных уравнений / С.К. Годунов // Успехи матем. наук. – 1961. – Т. 16. – № 3. – С. 171 – 174.
12. Дородницын, А.А. Об одном методе решения уравнения ламинарного пограничного слоя / А.А. Дородницын // Журн. прикл. матем. и техн. физики. – 1960. – № 3. – С. 111 – 118.

Пухлий Владимир Александрович,
 ФГБОУ ВПО Севастопольский государственный университет
 ул. Университетская, 33, г. Севастополь, 299053
 доктор технических наук, профессор
 E-mail: pu1611@rambler.ru

V.A. PUKHLYIY

CALCULATION OF NATURALLY TWISTED BLADES OF AXIAL TURBOMACHINES

Calculation of the is intense-deformed condition of naturally twisted blades of axial turbomachines on the basis of the theory of envelopes is considered. Input equations are received on the basis of a variation principle of the Lagrange. At the problem decision the generalised method of Bubnova which does not demand sufficing to static boundary conditions is used. In the most common case the decision of a boundary value problem on the basis of a method of integral ratio of Dorodnitsyna is reduced to integration of system of the differential equations with variable factors. For integration of the received system the modified method of successive approximations developed by the author is used. The example of calculation of a vane of turbomachines is reduced.

Keywords: *mathematical simulation, vanes of axial turbomachines, strength, a boundary value problem, an analytical method.*

BIBLIOGRAPHY

1. Pukhliy, V.A. Metod analiticheskogo resheniya dvumernykh krayevykh zadach dlya sistem ellipticheskikh uravneniy / V.A. Pukhliy // Zhurn. vychisl. matem. i matem. fiziki. – 1978. – T. 18. – № 5. – S. 1275 – 1282.
2. Pukhliy, V.A. Ob odnom podkhode k resheniyu krayevykh zadach matematicheskoy fiziki / V.A. Pukhliy // Differentsialnyye uravneniya. – 1979. – T. 15. – № 11. – S. 2039 – 2043.
3. Pukhliy, V.A. K probleme vychisleniya spetsialnykh funktsiy / V.A. Pukhliy // Prikladnyye zadachi matematiki: Materialy XXIII MNTK. – Sevastopol: Izd-vo SevGU, 2015.
4. Pukhliy, V.A. Resheniye nachalno-krayevykh zadach matematicheskoy fiziki modifitsirovannym metodom posledovatelnykh priblizheniy / V.A. Pukhliy // Obozreniye prikladnoy i promyshlennoy matematiki. – Moskva: Izd-vo TVP. – 2015. – T. 22. – vyp. 4.
5. Pukhliy, V.A. K probleme dinamicheskogo vozdeystviya prirodnoy i tekhnogennoy kharaktera na plotinu Chernorechenskogo vodokhranilishcha g. Sevastopolya. – Doklad na XI Vserossiyskom s"yezde po fundamentalnym problemam teoreticheskoy i prikladnoy mekhaniki. – Kazan: Izd-vo RAN. – 2015.
6. Alberg, Dzh., Teoriya splaynov i yeye prilozheniya / Dzh. Alberg, E. Nilson, Dzh. Uolsh. – M.: Izd-vo «Mir», 1972. – 318 s.
7. Lantsosh, K. Prakticheskiye metody prikladnogo analiza / K. Lantsosh. – M.: Fizmatgiz, 1961. – 524 s.
8. Luke, Y.L. Mathematical function and their approximations / Y.L. Luke. – New York–London: Academic Press, Inc., 1975. – 608 p.
9. Pukhliy, V.A. Chislennyye metody. Teoriya i praktikum v srede MATLAB. Tom I / V.A. Pukhliy. – Sevastopol, 2007. – 412 s.
10. Godunov, S.K. Vvedeniye v teoriyu raznostnykh skhem / S.K. Godunov, V.S. Ryabenkiy. – M.: Fizmatgiz, 1962. – 620 s.
11. Godunov, S.K. O chislenom reshenii krayevykh zadach dlya sistem lineynykh obyknovennykh differentsialnykh uravneniy / S.K. Godunov // Uspekhi matem. nauk. – 1961. – T. 16. – № 3. – S. 171 – 174.
12. Dorodnitsyn, A.A. Ob odnom metode resheniya uravneniya laminarnogo pogranchnogo sloya / A.A. Dorodnitsyn // Zhurn. prikl. matem. i tekhn. fiziki. – 1960. – № 3. – S. 111 – 118.

Pukhliy Vladimir Aleksandrovich
VPO Sevastopol State University
st. University, 33, Sevastopol, 299053
Doctor of Technical Sciences, Professor
E-mail: pu1611@rambler.ru

В.В. ЧИГИРИНСКИЙ, А.Ю. ПУТНОКИ

ВЛИЯНИЕ ДИНАМИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ В СМЕЖНЫХ КЛЕТЯХ ПРОКАТНОГО СТАНА

На базе волнового уравнения получено частное аналитическое решение пространственной динамической задачи теории упругости. Определены условия существования предложенного решения.

Ключевые слова: ОМД, динамика, волновое уравнение, соотношение между аргументами тригонометрических функций, аналитическое решение.

При прокатке в непрерывных группах широкополосных станов различного назначения возникает взаимодействие между смежными клетями через полосу, находящуюся в упругом состоянии. Это приводит к передаче воздействия от одной клетки к другой [1]. Такое воздействие можно учесть за счет динамического эффекта передачи силового нагружения от клетки к клетке. Представляет практический и теоретический интерес оценить данное взаимодействие с точки зрения волнового движения силового воздействия в упругой полосе.

Известен широкий круг задач механики, который сводится к решению волнового уравнения [2, 3]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}.$$

В частности, уравнения такого вида описывают упругие продольные, крутильные, поперечные колебания стержней и т.д.

Так как полоса, в черновых клетях, имеет значительные размеры по трем направлениям воспользуемся уравнением колебаний для пространственной задачи в виде [4]:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right). \quad (1)$$

В работе [5] получено решение линейной динамической задачи. Воспользуемся данным подходом для решения пространственной динамической задачи. Решение ищем в виде сочетаний:

$$u = u_1 + u_2 + u_3.$$

При этом в соответствии с [5] можно показать:

$$u_1 = H_{\sigma 1} \cdot \text{Cos} A_1 \Phi_1 \text{Cos} \theta_1, \quad u_2 = H_{\sigma 2} \text{Cos} A_2 \Phi_2 \text{Cos} \theta_2, \quad u_3 = H_{\sigma 3} \cdot \text{Cos} A_3 \Phi_3 \text{Cos} \theta_3. \quad (2)$$

Функции:

$$A_1 \Phi_1 = f_1(x, t), \quad \theta_1 = f_2(x, t), \quad A_2 \Phi_2 = f_3(y, t), \quad \theta_2 = f_4(y, t), \\ A_3 \Phi_3 = f_5(z, t), \quad \theta_3 = f_6(z, t),$$

Такие сочетания уже известны в литературе, например решение Даламбера, в котором аргументы функций одновременно зависят от времени и координаты [2]. Эти зависимости ограничены только линейной задачей, что снижает возможности практического решения.

Для решения указанных задач воспользуемся подходами предложенными в работах [5–8].

С целью упрощения в (2) принимается:

$$H_{\sigma 1} = C_1, \quad H_{\sigma 2} = C_2, \quad H_{\sigma 3} = C_3.$$

Комбинации функций (2) позволяют найти более общие зависимости и условия удовлетворения дифференциального уравнения (1). Определим вторые производные по координатам и времени. Имеем:

$$\frac{\partial^2 (u_1 + u_2 + u_3)}{\partial x^2} = -C_1 (A_1 \Phi_1)_{xx} \text{Sin} A_1 \Phi_1 \text{Cos} \theta_1 - C_1 (A_1 \Phi_1)_x^2 \text{Cos} A_1 \Phi_1 \text{Cos} \theta_1 + C_1 (A_1 \Phi_1)_x (\theta_1)_x \cdot \\ \cdot \text{Sin} A_1 \Phi_1 \text{Sin} \theta_1 - C_1 (\theta_1)_{xx} \text{Cos} A_1 \Phi_1 \text{Sin} \theta_1 + C_1 (\theta_1)_x (A_1 \Phi_1)_x \text{Sin} A_1 \Phi_1 \text{Sin} \theta_1 - C_1 (\theta_1)_x^2 \text{Cos} A_1 \Phi_1 \cdot \\ \cdot \text{Cos} \theta_1, \quad (3)$$

$$\frac{\partial^2(u_1 + u_2 + u_3)}{\partial y^2} = -C_2(A_2\Phi_2)_{yy} \sin A_2\Phi_1 \cos \theta_2 - C_2(A_2\Phi_2)_y^2 \cos A_2\Phi_2 \cos \theta_2 + C_2(A_2\Phi_2)_y \cdot (\theta_2)_y \sin A_2\Phi_2 \sin \theta_2 - C_2(\theta_2)_{yy} \cos A_2\Phi_2 \sin \theta_2 + C_2(\theta_2)_y (A_2\Phi_2)_y \sin A_2\Phi_2 \sin \theta_2 - C_2(\theta_2)_y^2 \cdot \cos A_2\Phi_2 \cos \theta_2, \quad (4)$$

$$\frac{\partial^2(u_1 + u_2 + u_3)}{\partial z^2} = -C_3(A_3\Phi_3)_{zz} \sin A_3\Phi_3 \cos \theta_3 - C_3(A_3\Phi_3)_z^2 \cos A_3\Phi_3 \cos \theta_3 + C_3(A_3\Phi_3)_z \cdot (\theta_3)_z \sin A_3\Phi_3 \sin \theta_3 - C_3(\theta_3)_{zz} \cos A_3\Phi_3 \sin \theta_3 + C_3(\theta_3)_z (A_3\Phi_3)_z \sin A_3\Phi_3 \sin \theta_3 - C_3(\theta_3)_z^2 \cdot \cos A_3\Phi_3 \cos \theta_3. \quad (5)$$

Далее:

$$\frac{\partial^2(u_1 + u_2 + u_3)}{\partial t^2} = -C_1(A_1\Phi_1)_{tt} \sin A_1\Phi_1 \cos \theta_1 - C_1(A_1\Phi_1)_t^2 \cos A_1\Phi_1 \cos \theta_1 + C_1(A_1\Phi_1)_t (\theta_1)_t \cdot \sin A_1\Phi_1 \sin \theta_1 - C_1(\theta_1)_{tt} \cos A_1\Phi_1 \sin \theta_1 + C_1(\theta_1)_t (A_1\Phi_1)_t \sin A_1\Phi_1 \sin \theta_1 - C_1(\theta_1)_t^2 \cos A_1\Phi_1 \cos \theta_1 - C_2(A_2\Phi_2)_{tt} \sin A_2\Phi_2 \cos \theta_2 - C_2(A_2\Phi_2)_t^2 \cos A_2\Phi_2 \cos \theta_2 + C_2(A_2\Phi_2)_t (\theta_2)_t \sin A_2\Phi_2 \sin \theta_2 - C_2(\theta_2)_{tt} \cos A_2\Phi_2 \sin \theta_2 + C_2(\theta_2)_t (A_2\Phi_2)_t \sin A_2\Phi_2 \sin \theta_2 - C_2(\theta_2)_t^2 \cos A_2\Phi_2 \cos \theta_2 - C_3(A_3\Phi_3)_{tt} \sin A_3\Phi_3 \cos \theta_3 - C_3(A_3\Phi_3)_t^2 \cos A_3\Phi_3 \cos \theta_3 + C_3(A_3\Phi_3)_t (\theta_3)_t \sin A_3\Phi_3 \sin \theta_3 - C_3(\theta_3)_{tt} \cos A_3\Phi_3 \sin \theta_3 + C_3(\theta_3)_t (A_3\Phi_3)_t \sin A_3\Phi_3 \sin \theta_3 - C_3(\theta_3)_t^2 \cos A_3\Phi_3 \cos \theta_3. \quad (6)$$

Подставляя (3 – 6) в уравнение (1), получим:

$$\begin{aligned} & -C_1(A_1\Phi_1)_{tt} \sin A_1\Phi_1 \cos \theta_1 - C_1(A_1\Phi_1)_t^2 \cos A_1\Phi_1 \cos \theta_1 + C_1(A_1\Phi_1)_t (\theta_1)_t \sin A_1\Phi_1 \sin \theta_1 - \\ & -C_1(\theta_1)_{tt} \cos A_1\Phi_1 \sin \theta_1 + C_1(\theta_1)_t (A_1\Phi_1)_t \sin A_1\Phi_1 \sin \theta_1 - C_1(\theta_1)_t^2 \cos A_1\Phi_1 \cos \theta_1 - \\ & -C_2(A_2\Phi_2)_{tt} \sin A_2\Phi_2 \cos \theta_2 - C_2(A_2\Phi_2)_t^2 \cos A_2\Phi_2 \cos \theta_2 + C_2(A_2\Phi_2)_t (\theta_2)_t \sin A_2\Phi_2 \sin \theta_2 - \\ & -C_2(\theta_2)_{tt} \cos A_2\Phi_2 \sin \theta_2 + C_2(\theta_2)_t (A_2\Phi_2)_t \sin A_2\Phi_2 \sin \theta_2 - C_2(\theta_2)_t^2 \cos A_2\Phi_2 \cos \theta_2 - \\ & -C_3(A_3\Phi_3)_{tt} \sin A_3\Phi_3 \cos \theta_3 - C_3(A_3\Phi_3)_t^2 \cos A_3\Phi_3 \cos \theta_3 + C_3(A_3\Phi_3)_t (\theta_3)_t \sin A_3\Phi_3 \sin \theta_3 - \\ & -C_3(\theta_3)_{tt} \cos A_3\Phi_3 \sin \theta_3 + C_3(\theta_3)_t (A_3\Phi_3)_t \sin A_3\Phi_3 \sin \theta_3 - C_3(\theta_3)_t^2 \cos A_3\Phi_3 \cos \theta_3 = \\ & = c^2 \left\{ -C_1(A_1\Phi_1)_{xx} \sin A_1\Phi_1 \cos \theta_1 - C_1(A_1\Phi_1)_x^2 \cos A_1\Phi_1 \cos \theta_1 + C_1(A_1\Phi_1)_x (\theta_1)_x \sin A_1\Phi_1 \sin \theta_1 - \right. \\ & -C_1(\theta_1)_{xx} \cos A_1\Phi_1 \sin \theta_1 + C_1(\theta_1)_x (A_1\Phi_1)_x \sin A_1\Phi_1 \sin \theta_1 - C_1(\theta_1)_x^2 \cos A_1\Phi_1 \cos \theta_1 - \\ & -C_2(A_2\Phi_2)_{yy} \sin A_2\Phi_1 \cos \theta_2 - C_2(A_2\Phi_2)_y^2 \cos A_2\Phi_2 \cos \theta_2 + C_2(A_2\Phi_2)_y (\theta_2)_y \sin A_2\Phi_2 \cdot \\ & \cdot \sin \theta_2 - C_2(\theta_2)_{yy} \cos A_2\Phi_2 \sin \theta_2 + C_2(\theta_2)_y (A_2\Phi_2)_y \sin A_2\Phi_2 \sin \theta_2 - C_2(\theta_2)_y^2 \cos A_2\Phi_2 \cos \theta_2 - \\ & -C_3(A_3\Phi_3)_{zz} \sin A_3\Phi_3 \cos \theta_3 - C_3(A_3\Phi_3)_z^2 \cos A_3\Phi_3 \cos \theta_3 + C_3(A_3\Phi_3)_z (\theta_3)_z \sin A_3\Phi_3 \sin \theta_3 - \\ & \left. -C_3(\theta_3)_{zz} \cos A_3\Phi_3 \sin \theta_3 + C_3(\theta_3)_z (A_3\Phi_3)_z \sin A_3\Phi_3 \sin \theta_3 - C_3(\theta_3)_z^2 \cos A_3\Phi_3 \cos \theta_3 \right\} \end{aligned}$$

Группируя, получим:

$$\begin{aligned} & -C_1 \left\{ \left[(A_1\Phi_1)_{tt} - c^2(A_1\Phi_1)_{xx} \right] \sin A_1\Phi_1 \cos \theta_1 - \left[(A_1\Phi_1)_t^2 - c^2(\theta_1)_x^2 \right] + (\theta_1)_t^2 - c^2(A_1\Phi_1)_x^2 \right\} \cos A_1\Phi_1 \cdot \\ & \cdot \cos \theta_1 + 2 \left\{ (A_1\Phi_1)_t (\theta_1)_t - c^2(A_1\Phi_1)_x (\theta_1)_x \right\} \sin A_1\Phi_1 \sin \theta_1 - \left[(\theta_1)_{tt} - c^2(\theta_1)_{xx} \right] \cos A_1\Phi_1 \sin \theta_1 \left\} - \\ & -C_2 \left\{ \left[(A_2\Phi_2)_{tt} - c^2(A_2\Phi_2)_{yy} \right] \sin A_2\Phi_2 \cos \theta_2 - \left[(A_2\Phi_2)_t^2 - c^2(\theta_2)_y^2 \right] + (\theta_2)_t^2 - c^2(A_2\Phi_2)_y^2 \right\}. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \cdot \text{Cos}A_2\Phi_2\text{Cos}\theta_2 + 2\left[(A_2\Phi_2)_t(\theta_2)_t - c^2(A_2\Phi_2)_y(\theta_2)_y\right]\text{Sin}A_2\Phi_2\text{Sin}\theta_2 - \left[(\theta_2)_{tt} - c^2(\theta_2)_{yy}\right] \\ & \cdot \text{Cos}A_2\Phi_2\text{Sin}\theta_2 \} - C_3 \left\{ \left[(A_3\Phi_3)_{tt} - c^2(A_3\Phi_3)_{zz} \right] \text{Sin}A_3\Phi_3 \text{Cos}\theta_3 - \left[(A_1\Phi_1)_t^2 - c^2(\theta_1)_x^2 \right] + (\theta_1)_t^2 - \right. \\ & \left. - c^2(A_1\Phi_1)_x^2 \right\} \text{Cos}A_1\Phi_1 \text{Cos}\theta_1 + 2\left[(A_1\Phi_1)_t(\theta_1)_t - c^2(A_1\Phi_1)_x(\theta_1)_x \right] \text{Sin}A_1\Phi_1 \text{Sin}\theta_1 - \\ & - \left[(\theta_1)_{tt} - c^2(\theta_1)_{xx} \right] \text{Cos}A_1\Phi_1 \text{Sin}\theta_1 \} = 0. \end{aligned}$$

Избавляясь от нелинейности, получим варианты соотношений частных производных:

$$\begin{aligned} 1. & (A_1\Phi_1)_t = c(\theta_1)_x, (\theta_1)_t = c(A_1\Phi_1)_x, \\ & (A_2\Phi_2)_t = c(\theta_2)_y, (\theta_2)_t = c(A_2\Phi_2)_y, \\ & (A_3\Phi_3)_t = c(\theta_{31})_z, (\theta_3)_t = c(A_3\Phi_3)_z. \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} 2. & (A_1\Phi_1)_t = -c(\theta_1)_x, (\theta_1)_t = -c(A_1\Phi_1)_x, \\ & (A_2\Phi_2)_t = -c(\theta_2)_y, (\theta_2)_t = -c(A_2\Phi_2)_y, \\ & (A_3\Phi_3)_t = -c(\theta_{31})_z, (\theta_3)_t = -c(A_3\Phi_3)_z. \end{aligned} \quad (9)$$

Используя (8), (9) последнее уравнение упрощается:

$$\begin{aligned} & -C_1 \left\{ \left[(A_1\Phi_1)_{tt} - c^2(A_1\Phi_1)_{xx} \right] \text{Sin}A_1\Phi_1 \text{Cos}\theta_1 - \left[(\theta_1)_{tt} - c^2(\theta_1)_{xx} \right] \text{Cos}A_1\Phi_1 \text{Sin}\theta_1 \right\} - \\ & -C_2 \left\{ \left[(A_2\Phi_2)_{tt} - c^2(A_2\Phi_2)_{yy} \right] \text{Sin}A_2\Phi_2 \text{Cos}\theta_2 - \left[(\theta_2)_{tt} - c^2(\theta_2)_{yy} \right] \text{Cos}A_2\Phi_2 \text{Sin}\theta_2 \right\} - \\ & -C_3 \left\{ \left[(A_3\Phi_3)_{tt} - c^2(A_3\Phi_3)_{zz} \right] \text{Sin}A_3\Phi_3 \text{Cos}\theta_3 - \left[(\theta_1)_{tt} - c^2(\theta_1)_{xx} \right] \text{Cos}A_1\Phi_1 \text{Sin}\theta_1 \right\} = 0 \end{aligned} \quad (10)$$

Из (8) и (9) определяются вторые производные по вариантам

$$\begin{aligned} 1. & (A_1\Phi_1)_{tt} = c(\theta_1)_{xt}, (\theta_1)_{tt} = c(A_1\Phi_1)_{xt}, (A_1\Phi_1)_{tx} = c(\theta_1)_{xx}, (\theta_1)_{tx} = c(A_1\Phi_1)_{xx}, \\ & (A_2\Phi_2)_{tt} = c(\theta_2)_{yt}, (\theta_2)_{tt} = c(A_2\Phi_2)_{yt}, (A_2\Phi_2)_{ty} = c(\theta_2)_{yy}, (\theta_2)_{ty} = c(A_2\Phi_2)_{yy}, \\ & (A_3\Phi_3)_{tt} = c(\theta_3)_{zt}, (\theta_3)_{tt} = c(A_3\Phi_3)_{zt}, (A_3\Phi_3)_{tz} = c(\theta_3)_{zz}, (\theta_3)_{tz} = c(A_3\Phi_3)_{zz}, \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} 2. & (A_1\Phi_1)_{tt} = -c(\theta_1)_{xt}, (\theta_1)_{tt} = -c(A_1\Phi_1)_{xt}, (A_1\Phi_1)_{tx} = -c(\theta_1)_{xx}, (\theta_1)_{tx} = -c(A_1\Phi_1)_{xx}, \\ & (A_2\Phi_2)_{tt} = -c(\theta_2)_{yt}, (\theta_2)_{tt} = -c(A_2\Phi_2)_{yt}, (A_2\Phi_2)_{ty} = -c(\theta_2)_{yy}, (\theta_2)_{ty} = -c(A_2\Phi_2)_{yy}, \\ & (A_3\Phi_3)_{tt} = -c(\theta_3)_{zt}, (\theta_3)_{tt} = -c(A_3\Phi_3)_{zt}, (A_3\Phi_3)_{tz} = -c(\theta_3)_{zz}, (\theta_3)_{tz} = -c(A_3\Phi_3)_{zz} \end{aligned} \quad (12)$$

Применяя сочетания (11), (12) можно получить дифференциальные уравнения для определения функций $A_i\Phi_i$ и θ_i . Действительно, вычитая вторые производные, получим:

$$(A_i\Phi_i)_{tt} - c^2(A_i\Phi_i)_{jj} = 0, (\theta_i)_{tt} - c^2(\theta_i)_{jj} = 0. \quad (13)$$

Дифференциальные уравнения (13) гиперболического типа позволяют определить неизвестные функции по своим направлениям, где $i = 1, 2, 3; j = x, y, z$.

Подставляя (11), (12) в (10) получим тождество, т.е. имеем решение дифференциального уравнения в частных производных (1) в виде:

$$u = C_1 \text{Cos}A_1\Phi_1 \text{Cos}\theta_1 + C_2 \text{Cos}A_2\Phi_2 \text{Cos}\theta_2 + C_3 \text{Cos}A_3\Phi_3 \text{Cos}\theta_3,$$

при:

$$\begin{aligned} 1. & (A_1\Phi_1)_t = \pm c(\theta_1)_x, (\theta_1)_t = \pm c(A_1\Phi_1)_x, \\ & (A_2\Phi_2)_t = \pm c(\theta_2)_y, (\theta_2)_t = \pm c(A_2\Phi_2)_y, \\ & (A_3\Phi_3)_t = \pm c(\theta_{31})_z, (\theta_3)_t = \pm c(A_3\Phi_3)_z. \end{aligned}$$

Последнее выражение имеет продолжение и может являться сочетанием разных тригонометрических функций, т.е.:

$$u = C_1' \cdot (C_1 \sin \theta_1 + C_2 \cos \theta_1) \cdot (C_3 \sin A_1 \Phi_1 + C_4 \cos A_1 \Phi_1) + C_2' \cdot (C_5 \sin \theta_2 + C_6 \cos \theta_2) \cdot (C_7 \sin A_2 \Phi_2 + C_8 \cos A_2 \Phi_2) + C_3' \cdot (C_9 \sin \theta_3 + C_{10} \cos \theta_3) \cdot (C_{11} \sin A_3 \Phi_3 + C_{12} \cos A_3 \Phi_3) \quad (14)$$

при:

$$(A_i \Phi_i)_t = \pm c (\theta_i)_j, \quad (\theta_i)_t = \pm c (A_i \Phi_i)_j, \\ (A_i \Phi_i)_{tt} - c^2 (A_i \Phi_i)_{jj} = 0, \quad (\theta_i)_{tt} - c^2 (\theta_i)_{jj} = 0.$$

Решение (14) можно привести к уже известным, которые изложены в литературе, в частности в работе [2]. Используя метод разделения переменных, получено выражение u_n

$$u_n = \left(A_n \cos \frac{\pi \cdot n}{l} \cdot at + B_n \sin \frac{\pi \cdot n}{l} \cdot at \right) \cdot \sin \frac{\pi \cdot n}{l} \cdot x. \quad (15)$$

Покажем, что последнее выражение (15) является частным случаем функции u выражения (14). Выражение (14) упрощаем, при $C_2' = C_3' = 0$, тогда:

$$u = C_1' \cdot (C_1 \sin \theta_1 + C_2 \cos \theta_1) \cdot (C_3 \sin A_1 \Phi_1 + C_4 \cos A_1 \Phi_1), \\ (\theta_1)_t = \mp c (A_1 \Phi_1)_x, \quad (A_1 \Phi_1)_t = \mp c (\theta_1)_x, \\ (\theta_1)_{tt} - c^2 \cdot (\theta_1)_{xx} = 0; \quad (A_1 \Phi_1)_{tt} - c^2 (A_1 \Phi_1)_{xx} = 0. \quad (16)$$

Анализ показывает, что одним из решений дифференциальных уравнений (16) будут функции:

$$\theta_1 = \frac{\pi \cdot n}{l} \cdot ct, \quad A_1 \Phi_1 = \frac{\pi \cdot n}{l} \cdot x.$$

Принимая $C_2 = A_n$, $C_1 = B_n$, $C_1' = 1$, $C_4 = 0$, $C_3 = 1$, с учетом упрощений:

$$u = (A_n \cos \theta_1 + B_n \sin \theta_1) \cdot \sin A_1 \Phi_1.$$

Покажем, что между функциями, приведенными в работе [2], существуют соотношения вида (16). Действительно:

$$(\theta_1)_t = \frac{\pi \cdot n}{l} \cdot c, \quad (A_1 \Phi_1)_x = \frac{\pi \cdot n}{l}, \quad (A_1 \Phi_1)_t = 0, \quad (\theta_1)_x = 0.$$

Подставляя в соотношения (16):

$$(\theta_1)_t = \mp c (A_1 \Phi_1)_x, \quad (A_1 \Phi_1)_t = \mp c (\theta_1)_x,$$

убеждаемся, что они удовлетворены, имеют вид:

$$\frac{\pi \cdot n}{l} \cdot c = c \cdot \frac{\pi \cdot n}{l}, \quad 0 = c \cdot 0.$$

Таким образом, функции в выражении (15) являются частным решением (14), что и требовалось показать.

Следует подчеркнуть, что в решении (14) определяется не вид самих функций, которые удовлетворяют волновое уравнение, а условия существования этих функций, что формулирует общие подходы получения искомого решения. При предлагаемой постановке и решении появляется возможность расширения круга решаемых задач за счет большего разнообразия граничных и начальных условий. Используя решение (14) можно не только учесть силовое взаимодействие между смежными клетями широкополосных станков, но и волновые процессы возникающие в распределенных массах тел при импульсном нагружении.

Выводы:

1. При прокатке в черновых группах широкополосных станков возникает взаимодействие между смежными клетями через полосу, влияющее на их работу.
2. Получено аналитическое частное решение пространственной динамической задачи.
3. Показаны и определены условия существования функций и сами функции, входящих в решение задачи.
4. Установлена связь предлагаемого решения с известными линейными задачами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Путники, А.Ю. Модель динамического взаимодействия системы черновых клетей широкополосного стана при непрерывной прокатке / А.Ю. Путники, В.В. Веренев // *Металл и литье Украины*. – 2002. – № 12. – С 26 – 30.
2. Тихонов, А.Н. Уравнения математической физики / А.Н. Тихонов, А.А. Самарский. – М.: Наука. – 1966. – 724 с.
3. Бабанов, И.М. Теория колебаний / И.М. Бабанов.– М.: Наука. – 1968. – 560 с.
4. Пановко, Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний и удара / Я.Г. Пановко. – Л.: Машиностроение. – 1976. – 320с.
5. Чигиринский, В.В. Новые подходы в решении динамических задач обработки металлов давлением / В.В. Чигиринский, С.П. Шейко, В.В. Плахотник // *Збірник наукових праць, Севастопольський національний техн. університет (СевНТУ)*. – 2013. – Вып. 137. –С. 99 – 102.
6. Чигиринский, В.В. Метод решения задач теории пластичности с использованием гармонических функций / В.В. Чигиринский // *Изв вузов. Черная металлургия*. – 2009. – № 5. – С. 11 – 16.
7. Чигиринский, В.В. Новый метод решения задач теории пластичности / В.В. Чигиринский // *Новые материалы и технологии в металлургии и машиностроении*. Запорожье. – 2008. – № 1. – С. 57 – 62.
8. Chygyrnytsky, V.V. The Influence of the Temperature Factor on Deformability of the Plastic Medium / V.V. Chygyrnytsky, I. Mamuzic, F. Vodopivec, I.V. Gordienko. // *Metalurgija*. Zagreb. – 2006. – vol. 45. – br. 2.– pp. 115 – 118.

Чигиринский Валерий Викторович,
 Запорожский национальный технический университет,
 доктор технических наук, профессор,
 заведующий кафедрой Обработка Металлов Давлением,
 ЗНТУ,
 г. Запорожье, ул. Жуковского, 64
 Тел. +38 067 510 22 31
 E-mail: valerij@zntu.edu.ua

Путники Александр Юлиусович,
 Запорожский национальный технический университет,
 кандидат технических наук,
 докторант кафедры Обработка Металлов Давлением,
 ЗНТУ,
 г. Запорожье, ул. Жуковского, 64
 Тел. +38 050 341 99 85
 E-mail: al.putnoki@gmail.com

V.V. CHIGIRINSKY, A. Yu. PUTNOKI

INFLUENCE OF DYNAMIC LOADS IN ADJACENT STANDS OF THE ROLLING MILL

Based on the wave equation we obtained a specific analytical solution of the spatial dynamic problem of the elasticity theory. The study identifies the conditions under which the proposed solution exists.

Keywords: *mechanical working, dynamic wave equation, agreement among trigonometrical functions, analytical solution.*

BIBLIOGRAPHY

1. Putnoki, A.YU. Model dinamicheskogo vzaimodeystviya sistemv chernovykh kletev shirokopolosnogo stana pri neprerivnoy prokatke / A.YU. Putnoki, V.V. Verenev // *Metall i litve Ukrainy*. – 2002. – № 12. – S 26 – 30.
2. Tikhonov, A.N. Uravneniya matematicheskoy fiziki / A.N. Tikhonov, A.A. Samarskiy. – M.: Nauka. – 1966. – 724 s.
3. Babanov, I.M. Teoriya kolebaniy / I.M. Babanov.– M.: Nauka. – 1968. – 560 s.
4. Panovko, YA.G. Osnovy prikladnoy teorii uprugikh kolebaniy i udara / YA.G. Panovko. – L.: Mashinostrovenije. – 1976. – 320s.
5. Chigirinskiv, V.V. Novyye podkhody v reshenii dinamicheskikh zadach obrabotki metallov davlenivem / V.V. Chigirinskiv, S.P. Shevko, V.V. Plakhotnik // *Zbirnik naukovikh prats, Sevastopolskiy natsionalniy tekhn. universitet (SevNTU)*. – 2013. – Vyp. 137. –S. 99 – 102.
6. Chigirinskiv, V.V. Metod resheniya zadach teorii plastichnosti s ispolzovaniyem garmonicheskikh funktsiy / V.V. Chigirinskiv // *Izv vuzov. Chernava metallurgiya*. – 2009. – № 5. – S. 11 – 16.
7. Chigirinskiv, V.V. Novyy metod resheniya zadach teorii plastichnosti / V.V. Chigirinskiv // *Novyye materialy i tekhnologii v metallurgii i mashinostrovenii*. Zaporozhve. – 2008. – № 1. – S. 57 – 62.
8. Chygyrnytsky, V.V. The Influence of the Temperature Factor on Deformability of the Plastic Medium / V.V. Chygyrnytsky, I. Mamuzic, F. Vodopivec, I.V. Gordienko. // *Metalurgija*. Zagreb. – 2006. – vol. 45. – br. 2.– pp. 115 – 118.

Chigirinsky Valery Viktorovich
 Zaporozhye National Technical University
 Doctor of Technical Sciences, Professor,
 Head of the Department of metal forming, ZNTU
 Zaporozhye, st. Zhukovsky, 64
 Ph. +38 067 510 22 31, +38 061 769 85 18,
 E-mail: valerij@zntu.edu.ua

Putnoki Alexander Yuliusovich
 Zaporizhzhya National Technical University
 Candidate of Technical Sciences
 doctoral student in metal forming, ZNTU
 Zaporozhye, st. Zhukovsky, 64
 Ph. +38 050 341 99 85,
 E-mail: al.putnoki@gmail.com

A.I. BOKHONSKY, N.I. VARMINSKA

OPTIMAL TRANSLATIONAL MOTION OF THE ELASTIC OBJECTS WITH RESISTANCE

Using control of translational motion of an elastic object (moving in the minimal acceptable time) with linear–viscous resistance due to the selection of the type and parameters of control the absolute quiescence of the object at the end of movement is provided. Solution of the inverse task of dynamics is illustrated by a numerical example.

Keywords: elastic object, translational optimal movement, linear–viscous resistance, inverse task of dynamics.

1. INTRODUCTION

There are studies on the control of oscillations of linear and nonlinear mechanical systems in absolute motion [1, 2]. Works [3, 4] are devoted to optimal control of translational and rotational movements of the elastic systems with finite or infinite number of degrees of freedom.

Control tasks of elastically deformable systems fluctuations are relevant in using manipulators of finite stiffness (manipulators of minimal mass), transportation and assembly of elastically deformable objects under terrestrial conditions and in outer space. There is a need to use such special movement controls, in which fluctuations of transported objects are significantly reduced or completely eliminated, i.e. in an acceptable minimum possible time of translational motion the relative or absolute quiescence at the end of the movement is achieved [5, 6].

For practical implementation of the translational movement controls of elastic objects we must consider not only the actual dynamic characteristics of the transported object (e.g., internal friction and linear–viscous friction), but also the properties of engines, which implement this movement.

The purpose of the research is the accounting of the linear–viscous resistance in relative motion with optimal translational motion of an elastic object. Here, the optimal (purposeful) movement means the existence of a functional–criterion that receives a stationary value in the actual movement [3, 4].

2. TRANSLATIONAL MOTION OF AN ELASTIC OBJECT WITH ACCELERATION $U_e(t) = a \sin(pt)$

The task of optimal translational motion of an elastic object with one degree of freedom from the initial state of absolute quiescence to the final state of absolute quiescence (figure 1) in such reasonable minimal time that is consistent with the object natural period of fluctuations is solved. Justification of such controls is given in the works [3, 4].

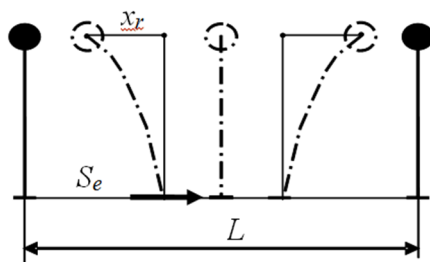


Figure 1 – Scheme of the movement of an object with one degree of freedom

In [3 – 6] it was studied how to select the total motion time on the basis of moment ratios that are transcendental equations.

It is assumed that the acceleration of the base is $U_e(t) = a \sin pt$. Control of the translation-

al motion of an object, excluding the resistance and the influence of the relative motion to translational motion in the simplest case, comes to the equation describing the movement of the base:

$$\frac{d^2 S_e}{dt^2} = a \sin pt, \quad (1)$$

where S_e – displacement of an object with mass $m = 1$;
 $a, p = \text{const}$.

After a double integration of the equation (1) considering boundary conditions

$$t = 0, S_e(0) = 0; \quad t = T, S_e(T) = L, V_e(T) = 0, \quad (2)$$

where L – total displacement during T ;

$V_e(T)$ – velocity at the end of movement,

expressions for the displacement, velocity and acceleration are obtained (figure 2):

$$U_e(t) = \frac{d^2 S_e}{dt^2} = \frac{2\pi L}{T^2} \sin\left(\frac{2\pi}{T} t\right), \quad V_e(t) = \frac{L}{T} \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi}{T} t\right)\right), \quad (3)$$

$$S_e(t) = L \left(\frac{t}{T} - \frac{1}{2\pi} \sin\left(\frac{2\pi}{T} t\right)\right).$$

In expressions (3) the additional condition $p = 2\pi/T$ is taken into account.

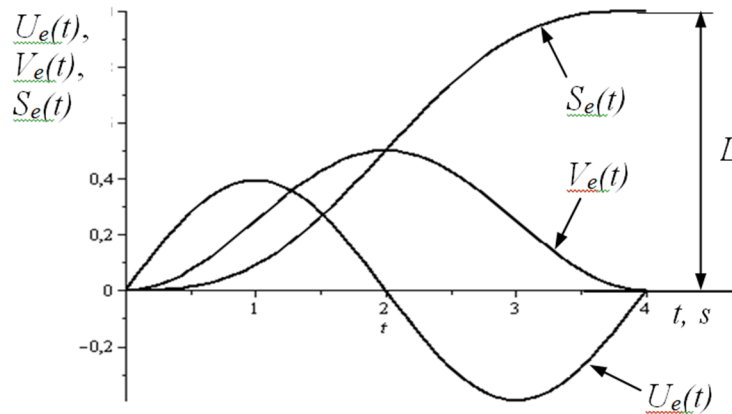


Figure 2 – Translational motion graphics (at $n = 0$) for $U_e(t) = a \sin(pt)$

Fluctuations of an object (in relative motion) accounting the linear–viscous resistance in relation to the moving coordinate system that translationally moves are described by the equation:

$$\frac{d^2 x_r}{dt^2} + 2n \frac{dx_r}{dt} + k^2 x_r = -\frac{pL}{T} \sin(pt), \quad (4)$$

where n – resistance coefficient;

$k^2 = c/m$ – square of the natural frequency of the object without regard of the resistance (c – stiffness coefficient, m – mass of the moving object).

At $n = 0$ and initial conditions $x_r(0) = 0, \dot{x}_r(0) = 0$ solution of the equation (4) is:

$$x_r(t) = \frac{a}{k^2 - p^2} \left(\frac{p}{k} \sin kt - \sin pt \right). \quad (5)$$

If $n \neq 0$, then the solution of (4) is following:

$$x_r(t) = \frac{p^2 \sqrt{-k^2 + n^2} e^{-nt} \left(e^{\sqrt{-k^2 + n^2} t} - e^{-\sqrt{-k^2 + n^2} t} \right)}{2(k^2 - n^2) \Gamma \left(2n^2 + 2n\sqrt{-k^2 + n^2} - k^2 + p^2 \right)} + \frac{pL \left(2np \cos pt + (p^2 - k^2) \sin pt \right)}{T \left(4n^2 p^2 + k^4 - 2k^2 p^2 + p^4 \right)}. \quad (6)$$

Numerical example. Initial conditions: $L = 1$ m; $T = 4$ s; $p = 2\pi/T$ s⁻¹; $k = 4p$ s⁻¹; $n = 0,1$ s⁻¹.

There are shown the “ideal” graphics $x_r(t)$, $\dot{x}_r(t)$ without accounting the resistance in relative motion ($n = 0$) in the figure 3. From the graphics follows that when in translational motion $S_e(T) = L$, $V_e(T) = 0$ and in relative motion $x_r(T) = 0$, $\dot{x}_r(T) = 0$, thus the absolute quiescence comes when control is switched off at the end of motion.

If linear–viscous resistance is not zero ($n \neq 0$) then $\dot{x}_r(T) \neq 0$ and relative quiescence is not achieved (figure 4).

If we place to the right–hand side of the equation (4) the solution (5), found at $n = 0$ and in accordance with an algorithm of inverse task, we get control $U_e^*(t)$ which provides absolute quiescence of the object. Figure 5 shows graphics of translational motion ($n \neq 0$).

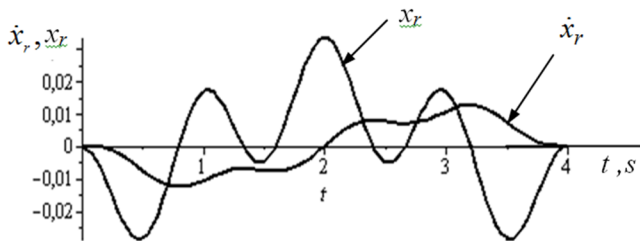


Figure 3 – Relative motion graphics using $U_e(t) = a \sin(pt)$ ($n = 0$)

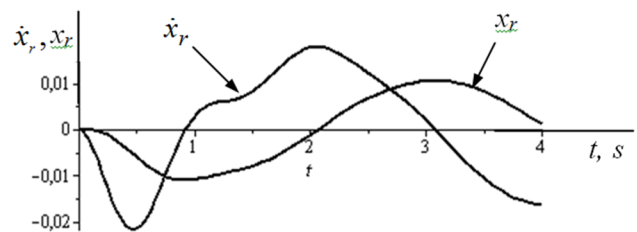


Figure 4 – Relative motion graphics using $U_e(t) = a \sin(pt)$ ($n \neq 0$)

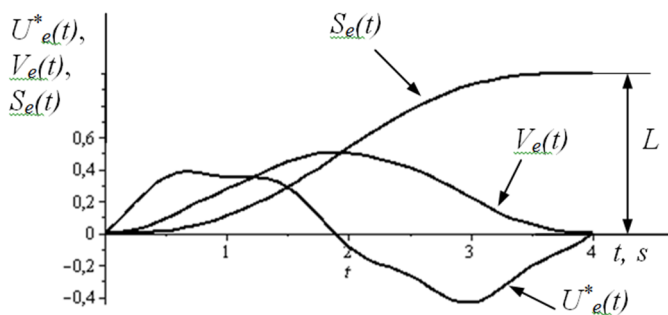


Figure 5 – Translational motion graphics (at $n \neq 0$) built with finding the control by solving the inverse task of dynamics

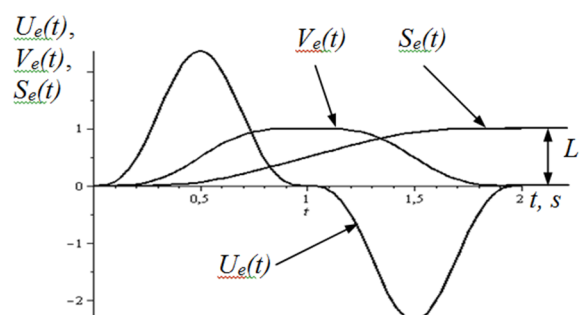


Figure 6 – Translational motion graphics for $U_e(t) = a \sin^3(pt)$

3. OPTIMAL CONTROL OF THE TRANSLATIONAL MOTION WITH ACCELERATION $U_e(t) = a \sin^3(pt)$

It should be noted that control $U_e(t) = a \sin^3(pt)$ is the solution of the differential equation:

$$\frac{d^4 U_e}{dt^4} + 10p^2 \frac{d^2 U_e}{dt^2} + 9p^4 U_e = 0 \quad (7)$$

considering boundary conditions:

$$t = 0, \quad U_e(0) = 0, \quad \dot{U}_e(0) = 0; \quad t = T/4, \quad U_e(T/4) = a, \quad \dot{U}_e(T/4) = 0. \quad (8)$$

If we double integrate the control $U_e(t) = a \sin^3(pt)$ considering additional boundary conditions $t = 0, S_e(0) = 0, V_e(0) = 0; t = T, S_e(T) = L$, and after determining the arbitrary constants the expressions for the displacement, velocity and acceleration of translational motion come:

$$U_e(t) = \frac{3\pi L}{T^2} \sin^3\left(\frac{2\pi}{T}t\right), \quad V_e(t) = \frac{L}{2T} \left(\cos^3\left(\frac{2\pi}{T}t\right) - 3\cos\left(\frac{2\pi}{T}t\right) + 2 \right), \quad (9)$$

$$S_e(t) = \frac{L}{12\pi T} \left(12\pi t - T \sin^3\left(\frac{2\pi}{T}t\right) - 6T \sin\left(\frac{2\pi}{T}t\right) \right).$$

At $L = 1$ m; $T = 2$ s graphics $U_e(t), V_e(t), S_e(t)$ are depicted in figure 6.

The graphics show that at time $t = T$ displacement is equal $S_e(T) = L$, velocity and accelera-

tion respectively are $V_e(T) = 0, U_e(T) = 0$, that is the object is brought into the translational quiescence.

As previously, this control is applicable to the displacement of an elastic object, according to the theory of moments, taking into account reasonable motion time T . Here at $n = 0$ the solution of the equation:

$$\frac{d^2x_r}{dt^2} + 2n \frac{dx_r}{dt} + k^2x_r = -a \sin^3(pt) \tag{10}$$

is following:

$$x_r(t) = - \left[\frac{6ap^3}{A} + \frac{a}{B} (3k^2 - 27p^2) \right] \sin pt + (p^2 - k^2) \sin 3pt, \tag{11}$$

where $A = (k^4 - 10k^2T^2\pi^2 + 144\pi^4)k$; $B = 4k^4T^4 - 160k^2T^2\pi^2 + 570\pi^4$.

From moment ratios $x_r(T) = 0, \dot{x}_r(T) = 0$ at $p = 2\pi/T$ and $k = 2\pi n_1/T$ it is possible to find motion time T , at which relative quiescence of the elastic system is achieved.

After transformation from moment ratios ($x_r(T) = 0, \dot{x}_r(T) = 0$) we obtain transcendental equations (graphics are depicted in figure 7)

$$S_1(n) = \sin(2\pi n_1) = 0, \quad S_2(n) = \cos(2\pi n_1) - 1 = 0, \tag{12}$$

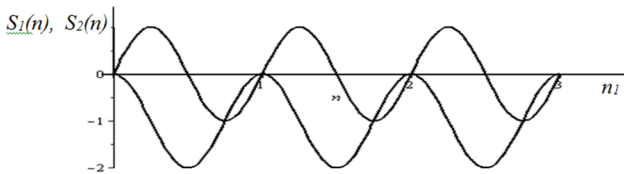


Figure 7 – Moment ratios graphics

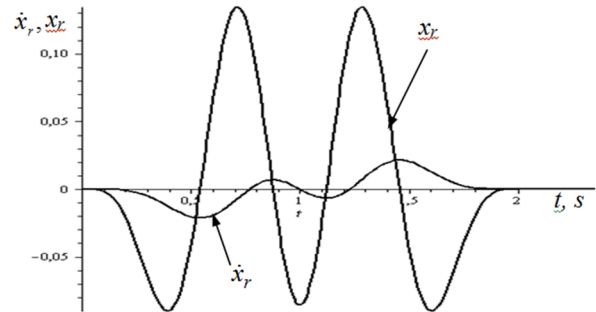


Figure 8 – Relative motion graphics using $U_e(t) = a \sin^3(pt) \quad (n = 0)$

which have following acceptable (for this task) conjoint roots $n_1 = 2, 3, 4, \dots$. For example, for $n_1 = 4, T = \frac{2\pi n_1}{k}, k = 4\pi, a = \frac{3L\pi}{T^2}$ relative motion graphics $x_r(t)$ and $\dot{x}_r(t)$, depicted in figure 8, show that relative quiescence comes at moment of time $t = T$; in combination with the translational quiescence the required absolute quiescence of the moving elastic object is achieved.

If $n \neq 0$ then with significant linear–viscous resistance the relative quiescence is not achieved ($x_r(T) \neq 0, \dot{x}_r(T) \neq 0$). For previous initial data and $n_1 = \frac{k}{2}$ graphics $x_r(t)$ and $\dot{x}_r(t)$, depicted in figure 9, indicate that in this case at the moment of time $t = T$ relative quiescence is not achieved, that is $x_r(T) \neq 0, \dot{x}_r(T) \neq 0$.

«Ideal» motion can be put into effect if we find the control according to the algorithm of inverse task of dynamics using the relationship:

$$U_e^*(t) = \frac{d^2x_r}{dt^2} + 2n \frac{dx_r}{dt} + k^2x_r \tag{14}$$

Inserting in the equation (14) the expression for displacement in relative motion excluding resistance we get the control of translational movement with the resistance:

$$U_e^*(t) = -\frac{3\pi}{560} (105 \sin(\pi t) - 35 \sin(3\pi t) + 32 \cos(4\pi t) + 28 \cos(\pi t) - 60 \cos(3\pi t)). \tag{15}$$

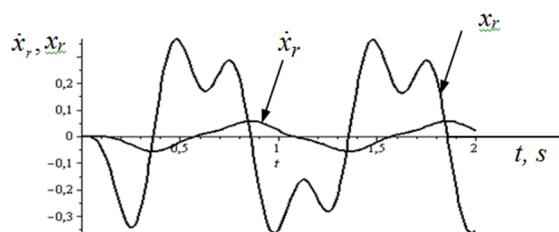


Figure 9 – Relative motion graphics $x_r(t)$ and $\dot{x}_r(t)$ using $U_e(t) = a \sin^3(pt)$ ($n \neq 0$)

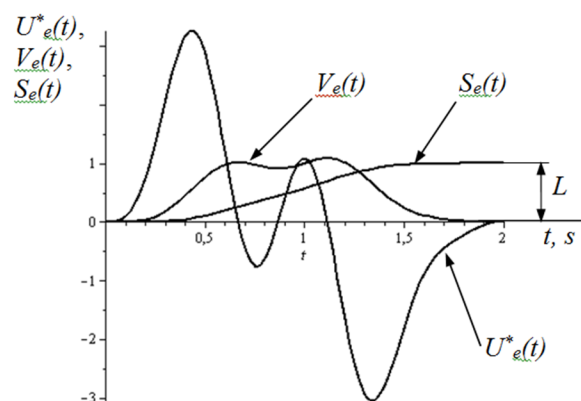


Figure 10 – Translational motion graphics at $n \neq 0$

Control graphics $U_e^*(t)$, $V_e(t)$ and $S_e(t)$ for this case are depicted in figure 10.

Although the control is more complex for practical implementation, it is important to note that the nature of velocity and displacement in the translation motion are close to «ideal» control (without resistance). In real systems slight linear–viscous resistance often affects insignificantly the dynamics of the optimal translational motion of an elastic object.

4. CONCLUSIONS

1. The procedure for finding conjoint roots of transcendental equations that represent the moment ratios for the system with linear–viscous resistance can be eliminated by using the algorithm of the inverse task of dynamics, that is, finding the control to implement the «ideal» motion.

2. Examined approach can be applied to a wide class of skew–symmetric controls, optimality of which is justified by using the reverse principle, thus analytical control function corresponds to the Euler equation of the functional – optimality criterion, which takes stationary value in time interval of motion of the object.

Further studies suggest accounting the resistance (linear–viscous and dry friction) to translational motion in the implementation of control by electric engines.

BIBLIOGRAPHY

1. Chernousko, F.L. Control of vibrations / F.L. Chernousko, L.D. Akulenko, B.N. Sokolov. – Moscow.: Nauka Publ., 1980. – 384 p.
2. Karnovsky, I.A. Optimal control methods of vibrations of deformable systems / I.A. Karnovsky, Y.M. Pochtman. – Kyiv, Vischa shkola Publ., 1982. – 116 p.
3. Bokhonsky, A.I. Reverse principle of optimality in control tasks of translational motion of deformable objects / A.I. Bokhonsky, N.I. Varminska // Vestnik SevNTU. Ser. Mechanics, energetics, ecology. – Sevastopol, SevNTU Publ. – 2014. – pp. 130 – 134.
4. Bokhonsky, A.I. Actual problems of variational calculation / A.I. Bokhonsky. – Deutschland, Palmarium Academic Publ., 2013. – 77 p.
5. Bokhonsky, A. Modelling and investigation of discrete–continuous vibrating mechatronic systems with damping / A. Bokhonsky, A. Buchacz, M. Placzek, M. Wrobel. – Gliwice, Wydawnictwo Politechniki, 2011. – 171 p.
6. Bokhonsky, A.I. Optimum braking of elastic object / A.I. Bokhonsky, N.I. Varminska // Selected engineering problems. – Gliwice, Silesian University of Technology. – 2012. – № 3. – pp. 220 – 228.

Bokhonsky Alexander Ivanovich
Sevastopol State University,
Professor of the Department «Technical Mechanics and
Machines»,
E–mail: bohon.alex@mail.ru

Varminska Natalia Ivanovna
Sevastopol State University,
PhD, Associate Professor of the Department «Technical
Mechanics and Machines»,
E–mail: nvarminska@gmail.com

А.И. БОХОНСКИЙ, Н.И. ВАРМИНСКАЯ

ОПТИМАЛЬНОЕ ПЕРЕНОСНОЕ ДВИЖЕНИЕ УПРУГИХ ОБЪЕКТОВ С УЧЕТОМ СОПРОТИВЛЕНИЯ

При использовании управления переносным движением объекта с линейно-вязким сопротивлением за счет выбора типа и параметров управления обеспечивается абсолютный покой объекта в конце пути (перемещение за минимальное приемлемое время). Решение обратной задачи динамики иллюстрируется на примере.

Ключевые слова: упругий объект, переносное оптимальное движение, линейно-вязкое сопротивление, обратная задача динамики.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черноусько, Ф.Л. Управление колебаниями / Ф.Л. Черноусько, Л.Д. Акуленко, Б.Н. Соколов. – М.: Наука, 1980. – 384 с.
2. Карновский, И.А. Методы оптимального управления колебаниями деформируемых систем / И.А. Карновский, Ю.М. Почтман. – К.: Вища шк., 1982. – 116 с.
3. Бохонский, А.И. Реверсионный принцип оптимальности в задачах управления переносным движением деформируемых объектов / А.И. Бохонский, Н.И. Варминская // Вестник СевНТУ. Сер. Механика, энергетика, экология. – Севастополь: Изд-во СевНТУ. – 2014. – С. 130 – 134.
4. Bokhonsky, A.I. Actual problems of variational calculation / A.I. Bokhonsky. – Deutschland, Palmarium Academic Publ., 2013. – 77 p.
5. Bokhonsky, A. Modelling and investigation of discrete-continuous vibrating mechatronic systems with damping / A. Bokhonsky, A. Buchacz, M. Placzek, A. Wrobel. – Gliwice: Wydawnictwo Politechniki, 2011. – 171 p.
6. Bokhonsky, A.I. Optimum braking of elastic object / A.I. Bokhonsky, N.I. Varminska // Selected engineering problems. – Gliwice, Silesian University of Technology. – 2012. – № 3. – pp. 220 – 228.

Бохонский Александр Иванович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь

Доктор технических наук, профессор кафедры Технической механики и машиноведения

E-mail: bohon.alex@mail.ru

Варминская Наталья Ивановна

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь

Кандидат технических наук, доцент кафедры Технической механики и машиноведения

E-mail: nvarminska@gmail.com

В.А. ЛИСЮТИН, О.Р. ЛАСТОВЕНКО, Ж.В. МАЛЕНКО, А.А. ЯРОШЕНКО

АКУСТИЧЕСКАЯ ИМПУЛЬСНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ОТКРЫТОГО КАНАЛА С ВЯЗКОЙ ЖИДКОСТЬЮ

Приводится решение уравнения Навье–Стокса для импульсной характеристики изотропного канала заполненного вязкой жидкостью, удовлетворяющее принципу причинности. Для этого к неоднородному уравнению Навье–Стокса дважды применяется преобразование Фурье. В результате первого преобразования получается частотный спектр, в результате второго преобразования – спектр волновых чисел. Для восстановления импульсной характеристики осуществляются обратные преобразования Фурье, сначала относительно частоты, затем относительно волнового числа. Полученная импульсная характеристика удовлетворяет условию причинности в сильном смысле – в момент $t=0$ и давление и все его производные равны нулю.

Ключевые слова: импульсная характеристика, вязкая жидкость, принцип причинности.

В настоящее время получили развитие методы контроля количественного расхода и скорости течения жидкостей, основанные на измерении фазовой или групповой скорости распространения акустического сигнала в различных направлениях – по потоку и перпендикулярно потоку вязкой жидкости. Фазовая скорость волны может быть определена в случае излучения квазигармонического импульса по разности фаз колебаний, измеренной в различных точках среды, групповая – при излучении короткого импульса по временной задержке вступления. Интересным представляется также метод определения вязкости по изменению формы и амплитуды акустического импульса распространяющегося в жидкости [1].

Для решения задачи о распространении акустического импульса произвольной формы и длительности среду можно рассматривать как линейную систему, транзитные свойства которой описываются импульсной характеристикой (impulse response). В этом случае выходной сигнал восстанавливается как свертка входного сигнала с импульсной характеристикой: $r(t)=s(t)\otimes h(t)$. Преимущества «сверточного» подхода следующие: не требуется преобразование Фурье сигнала; нет ограничений на длительность сигнала (операция свертки циклична), что при необходимости позволяет осуществлять накопление слабого сигнала на фоне шумов [2].

Распространение звука в вязкой жидкости описывается классическим уравнением Навье–Стокса, решения которого в случае распространения гармонической волны хорошо известны [3]. Значительно сложнее получить решение неоднородного уравнения Навье–Стокса с импульсным источником в правой части. Такие решения известны в замкнутой форме, в виде рядов или интегралы, подходящие для численной оценки [4]. Недостаток этих решений – они не удовлетворяют условию причинности, распространяющийся импульс не имеет резкого фронта вступления, которое начинается до «кинематического» момента, определяемого условием r/c_0 , где r – расстояние между источником и приемником, c_0 – скорость звука в безграничной среде при отсутствии затухания. Некаузальные решения не подходят для сверточного восстановления отклика среды.

Ниже будет приведено строго причинное аналитическое решение для импульсной характеристики безграничной вязкой среды. Полученное решение может быть использовано для моделирования распространения сигналов в среде.

Следуя далее в основном [4], запишем уравнение Навье–Стокса для импульсного источника силой Q , расположенного в точке \mathbf{r}_0 в виде:

$$\Delta\psi - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2\psi}{\partial t^2} + b \frac{\partial}{\partial t} \Delta\psi = -Q\delta(\vec{r} - \vec{r}_0)\delta(t), \quad (1)$$

где Δ – оператор Лапласа;
 $\psi(t)$ – импульсный потенциал скорости;

c_0 – скорость звука в безграничной среде без затухания;

$\delta(t)$ – дельта-функция Дирака;

b – диссипативный коэффициент.

Диссипативный коэффициент b в (1) связан с плотностью среды ρ и коэффициентом динамической вязкости η следующим образом – $b = \frac{4\eta}{3\rho c_0^2}$. Импульсная характеристика

(ИХ) может быть получена из импульсного потенциала скорости $\psi(t)$ с помощью простого дифференцирования:

$$h(t) = \rho \frac{d\psi(t)}{dt}. \quad (2)$$

Уравнение (1) – параболическое, в частных производных, третьего порядка. Для его решения используем стандартную процедуру последовательных преобразований Фурье, первая пара которых соответствует частотно–временной области и имеет вид:

$$\Psi(\omega, x) = \int_{-\infty}^{\infty} \psi(t, x) \exp(-i\omega t) dt, \quad \psi(t, x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \Psi(\omega, x) \exp(i\omega t) d\omega, \quad (3)$$

где $\Psi(\omega, x)$ – Фурье-трансформанта импульсного потенциала скорости.

Использование прямого и, затем, обратного преобразований Фурье является принципиально важным моментом решения, позволяющим получить каузальную ИХ.

Первое преобразование Фурье переводит (1) в частотную область и позволяет получить дисперсионно–диссипативные соотношения. Преобразованное уравнение (1) имеет вид

$$\Delta \Psi - \frac{\omega^2}{c_0^2(1+i\omega b)} \Psi = -\frac{Q}{(1+i\omega b)} \delta(\vec{r} - \vec{r}_0) \quad (4)$$

и является неоднородным уравнением Гельмгольца. Нетрудно видеть в (4), что квадрат волнового числа $k^2 = \frac{\omega^2}{c_0^2(1+i\omega b)}$. Представляя волновое число в виде $k = \frac{\omega}{c_p} + i\beta$, где c_p – фа-

зовая скорость волны, β – пространственный показатель затухания, m^{-1} , сразу получаем фазовую скорость гармонической волны $c_p = \frac{\omega}{\text{Re}(k)}$ и показатель затухания $\beta = \text{Im}(k)$:

$$c_p = \frac{c_0}{\text{Re}[(1+i\omega b)^{-1/2}]} = \frac{\sqrt{2}c_0 \sqrt{1+\omega^2 b^2}}{[1 + \sqrt{1+\omega^2 b^2}]^{1/2}}, \quad (5)$$

т.е. $c_p = c_0$ для $\omega \ll b^{-1}$ и $c_p \approx c_0 \sqrt{2\omega b}$ для $\omega \gg b^{-1}$,

$$\beta = \frac{\omega \text{Im}[1-i\omega b]}{c_0 \sqrt{1+\omega^2 b^2}} = \frac{\omega}{\sqrt{2}c_0} \left(\frac{\sqrt{1+\omega^2 b^2} - 1}{1+\omega^2 b^2} \right)^{1/2}, \quad (6)$$

т.е. $\beta = \frac{\omega^2 b}{2c_0}$ для $\omega \ll b^{-1}$ и $\beta = \frac{1}{c_0} \sqrt{\frac{\omega}{2b}}$ для $\omega \gg b^{-1}$.

Измеренные потери принято характеризовать коэффициентом затухания $\alpha = \alpha(f)$, измеряемом в дБ/м. Коэффициент и показатель затухания связаны друг с другом следующим образом:

$$\alpha \approx 8,69 \beta. \quad (7)$$

Графики, соответствующие выражениям (5) – (7) приведены на рисунке 1 в безразмерном виде. Ниже переходной частоты b^{-1} фазовая скорость практически постоянна и равна c_0 , затухание пропорционально квадрату частоты, выше переходной частоты фазовая скорость и затухание увеличиваются до бесконечно больших значений пропорционально корню квадратному от частоты. Это классическая дисперсия (рисунок 1, а) и диссипация

(рисунок 1, б) вязкой жидкости. Не следует, однако думать, что бесконечное увеличение фазовой скорости приведет к нарушению принципа причинности при распространении импульса, поскольку бесконечно большой скорости соответствует и бесконечно большое затухание – длина пробега таких волн будет равна нулю. На рисунке 1, в показаны рассчитанный коэффициент затухания (7) для случая физических параметров глицерина для частот, характерных для импульсной локации.

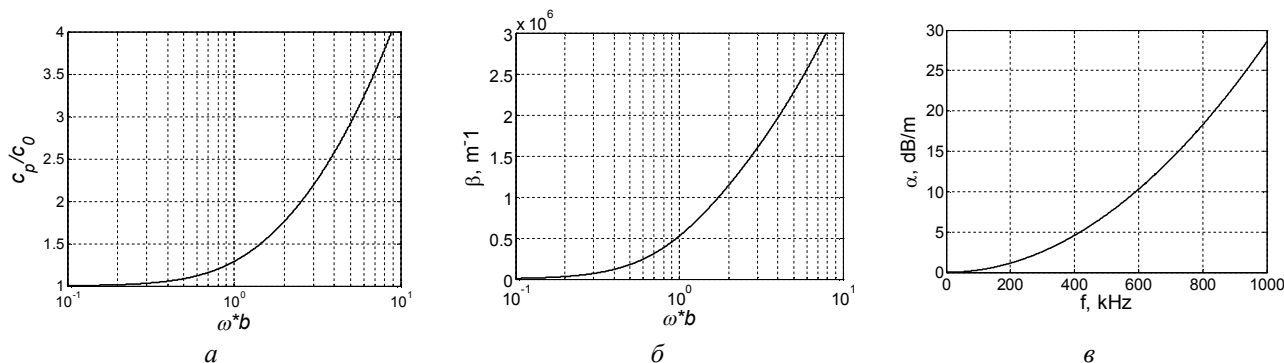


Рисунок 1 – Дисперсия и диссипация звука в вязкой жидкости

Определим теперь геометрию источника – предположим источник плоской волны, расположенный в точке с координатами $x=0$ излучающий волны в положительном и отрицательном направлениях. Уравнение Гельмгольца (4) в декартовых координатах приобретает вид:

$$\frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} - \frac{\omega^2}{c_0^2(1+i\omega b)} \Psi = -\frac{Q}{(1+i\omega b)} \delta(x), \quad (8)$$

где Q теперь имеет физическую размерность объемной скорости на единицу площади.

Применим к (8) второе преобразование Фурье относительно координаты и волнового числа, пара которых имеет вид:

$$\Psi(k, \omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \Psi(\omega, x) \exp(-ikx) dx, \quad \Psi(\omega, x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \Psi(k, \omega) \exp(ikx) dk. \quad (9)$$

В результате получаем алгебраическое выражение для дважды преобразованного импульсного потенциала скорости:

$$\Psi(k, \omega) = \frac{Q}{k^2(1+i\omega b) - k_0^2}, \quad (10)$$

где $k_0 = \omega/c_0$ – акустическое волновое число.

Для возврата во временную область к (10) должны быть применены два обратных преобразования Фурье – (10) и (3). Порядок, в котором применяются эти преобразования – произвольный, с точки зрения математики безразличный, но в любом случае результат не может быть выражен явно. Однако, при одном порядке инверсии, интеграл приводит к аппроксимации, которая некаузальна, в другом порядке, удается получить каузальное приближение интеграла. Сами интегралы, конечно, эквивалентны и причинны, все дело заключается в возможности их аппроксимации.

В первую очередь выполним обратное преобразование (3) относительно частоты, чтобы получить спектр волновых чисел:

$$\Psi(t, k) = -\frac{Qc_0^2}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{\exp(i\omega t)}{(\omega - \omega_+)(\omega - \omega_-)} d\omega, \quad (11)$$

где ω_{\pm} – простые полюса, которые являются корнями знаменателя (10):

$$\omega_{\pm} = \frac{ibc_0^2 k^2 \pm \sqrt{4c_0^2 k^2 - b^2 c_0^4 k^4}}{2}. \quad (12)$$

Если k – действительное, оба полюса лежат выше действительной оси в верхней половине комплексной плоскости. Для оценки интеграла (11) используется D – образный контур интегрирования вокруг верхней полуплоскости охватывающий два полюса (12). Контур вокруг нижней полуплоскости, соответствующей отрицательному времени не охватывает ни одного полюса – поле для $t < 0$ тождественно равно нулю. Суммируя вычеты в этих полюсах, поле в виде спектра волновых чисел можно записать точно:

$$\Psi(t, k) = u(t) \frac{2Qc_0^2}{\sqrt{4c_0^2 k^2 - b^2 c_0^4 k^4}} \exp\left(-\frac{bc_0^2 k^2 t}{2}\right) \sin\left(\frac{\sqrt{4c_0^2 k^2 - b^2 c_0^4 k^4}}{2} t\right), \quad (13)$$

где $u(t)$ – ступенчатая функция Хэвисайда.

Очевидно, что (13) удовлетворяет принципу причинности, поскольку поле для всех отрицательных времен тождественно равно нулю. Теперь для получения импульсного поля потенциала скорости применим к (13) второе обратное преобразование Фурье (9):

$$\psi(t, x) = u(t) \frac{Qc_0}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{k\chi} \exp\left(-\frac{bc_0^2 k^2 t}{2}\right) \sin(c_0 k \chi t) \exp(ikx) dk, \quad (13)$$

где

$$\chi = \sqrt{1 - \frac{b^2 c_0^2 k^2}{4}}. \quad (14)$$

Дифференцируя (13) в соответствии с (2) получаем точное решение для импульсной характеристики давления в виде интеграла:

$$h(t, x) = u(t) \frac{Q\rho c_0}{4\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\left(1 + \frac{ibc_0 k}{2\chi}\right) \exp\left\{\left(ic_0 k \chi - \frac{bc_0^2 k^2}{2}\right) t\right\} + \left(1 - \frac{ibc_0 k}{2\chi}\right) \exp\left\{-\left(ic_0 k \chi + \frac{bc_0^2 k^2}{2}\right) t\right\} \right] \exp(ikx) dk. \quad (15)$$

Можно показать, что при $t=0$ давление и все производные по времени во всех точках среды равны нулю. Из этого следует, что (15) удовлетворяет условию причинности в «сильном смысле», т.е. в момент $t=0$ активации источника импульсная характеристика является максимально плоской.

К сожалению, интегралы в (15) не могут быть выражены явно, но аппроксимируя радикал в (14) как единицу, можно получить:

$$h(t, x) \approx u(t) \frac{Q\rho c_0}{4\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\left(1 + \frac{ibc_0 k}{2}\right) \exp\left(-\frac{bc_0^2 k^2 t}{2}\right) \exp[ik(x + c_0 t)] + \left(1 - \frac{ibc_0 k}{2}\right) \exp\left(-\frac{bc_0^2 k^2 t}{2}\right) \exp[ik(x - c_0 t)] \right] dk. \quad (16)$$

Интегралы в (16) известной формы, и позволяют аппроксимировать импульсную характеристику в виде:

$$h(t, x) \approx u(t) \frac{Q\rho c_0}{4\sqrt{2\pi b t}} \{F(t, x) + F(t, -x)\}, \quad (17)$$

где $F(t, x) = \left(1 + \frac{x}{c_0 t}\right) \exp\left[-\frac{(c_0 t - x)^2}{2bc_0^2 t}\right].$

Для графического представления результата целесообразно ввести нормированные переменные на основе кинематического момента вступления $t_0=|x|/c_0$. Тогда нормализованное время, $\tau=t/t_0$, давление, $h(t_0)=\frac{Q\rho c_0}{4\sqrt{2\pi b}t_0}$, диссипативная константа, $B=b/t_0$. Тогда импульсная характеристика будет записана как:

$$h(\tau) \approx \frac{1}{\sqrt{\tau}} \{f(\tau) + f(-\tau)\}, \quad (18)$$

где $f(\tau) = \left(1 + \frac{1}{\tau}\right) \exp\left[-\frac{(\tau-1)^2}{2B|\tau|}\right]$.

На рисунке 2 показано семейство импульсных характеристик при возрастании диссипативного коэффициента b .

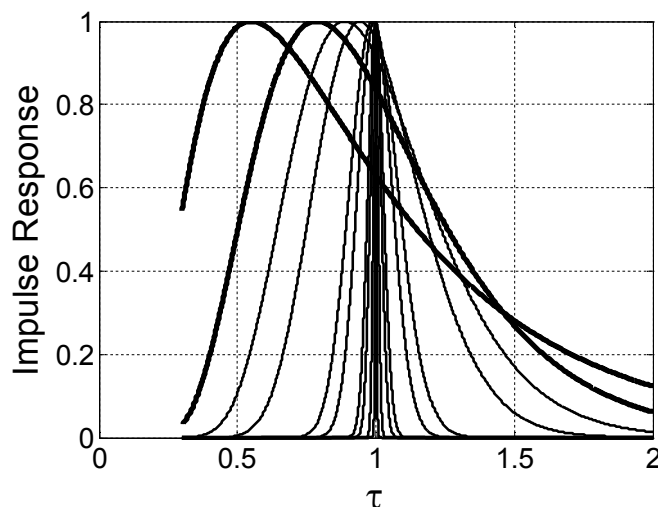


Рисунок 2 – Импульсные характеристики

При малых вязкостях, характерных для реальных жидкостей ИХ оказывается практически симметрична относительно кинематического момента вступления t_0 . В этом случае дисперсионные свойства жидкости не проявляются, а диссипативные сказываются только на пропорциональном ослаблении распространяющегося импульса. С ростом вязкости ИХ постепенно приобретает несимметричный вид – крутизна переднего фронта возрастает, однако в начале вступления ИХ все равно оказывается максимально плоской. При дальнейшем уменьшении вязкости ИХ будет стремиться к симметричному дельта-образному виду.

Получено решение для импульсной характеристики безграничной вязкой среды, удовлетворяющее условию причинности. Решение может быть использовано для моделирования распространения импульсных сигналов в вязких средах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Киясбейли, А.Ш. Частотно–временные ультразвуковые расходомеры и счетчики / А.Ш. Киясбейли, А.М. Измайлов, В.М. Гуревич. – М.: Машиностроение, 1984. – 128 с.
2. Ластовенко, О.Р. Моделирование передаточных и импульсных характеристик гидроакустических волноводов. Волновод с абсолютно отражающими границами / О.Р. Ластовенко, В.А. Лисютин, А.А. Ярошенко // Акустичн. вісник. – 2007. – Т. 10, № 4. – С. 59 – 69.
3. Виноградова, М.Б. Теория волн / М.Б. Виноградова, О.В. Руденко, А.П. Сухоруков. – М.: Наука, 1979. – 384 с.
4. Buckingham, M.J. Causality, Stokes wave equation, and acoustic pulse propagation in a viscous fluid/ M.J. Buckingham // Physical review. – 2005. – E 72. – pp. 026610–1 – 026610–9.

Лисиутин Виктор Александрович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»
кандидат физико–математических наук, доцент кафедры физики,
ул. Университетская, д. 33, Севастополь, 299053
Тел.: +7 978 762 27 24
E-mail: vlisiutin@mail.ru

Ластовенко Ольга Ростиславовна

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»
кандидат физико–математических наук, доцент кафедры высшей математики,
ул. Университетская, д. 33, Севастополь, 299053
Тел.: +7 978 762 27 25
E-mail: vlisiutin@mail.ru

Маленко Жанна Владимировна

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»
аспирант кафедры высшей математики,
ул. Университетская, д. 33, Севастополь, 299053
Тел.: +7 978 886 33 81
E-mail: zhann20@mail.ru

Ярошенко Александр Александрович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»
доктор физико–математических наук, профессор кафедры высшей математики,
ул. Университетская, д. 33, Севастополь, 299053
Тел.: +7 978 821 81 86
E-mail: yaroshenko@optima.com.ua

V.A. LISYUTIN, O.R. LASTOVENKO, Zh.V. MALENKO, A.A. YAROSHENKO

**ACOUSTIC OPEN CHANNEL IMPULSE RESPONSE
WITH VISCOUS FLUID**

Stokes acoustic wave equation is solved for the impulse response of an isotropic viscous fluid. To do this, the Fourier transform an inhomogeneous Stokes equation is used twice. As a result of the first conversion the frequency spectrum is obtained, as a result of the second transformation – wavenumbers spectrum. To recover the impulse response the inverse Fourier transforms carried out, first with respect to frequency and then with respect to the wave number. Moreover, both integral solutions satisfy a stronger causality condition: the impulse response is maximally flat, with all its time derivatives identically zero at $t=0$, signifying that there is no instantaneous response to the source anywhere in the fluid.

Keywords: impulse response, viscous fluid, the principle of causality.

BIBLIOGRAPHY

1. Kiyasbeyli, A.SH. Chastotno–vremennyye ultrazvukovyye raskhodometry i schetchiki / A.SH. Kiyasbeyli, A.M. Izmaylov, V.M. Gurevich. – M.: Mashinostroyeniye, 1984. – 128 s.
2. Lastovenko, O.R. Modelirovaniye peredatochnykh i impulsnykh kharakteristik gidroakusticheskikh volnovodov. Volnovod s absolyutno otrazhayushchimi granitsami / O.R. Lastovenko, V.A. Lisyutin, A.A. Yaroshenko // Akustichn. visnik. – 2007. – T. 10, № 4. – S. 59 – 69.
3. Vinogradova, M.B. Teoriya voln / M.B. Vinogradova, O.V. Rudenko, A.P. Sukhorukov. – M.: Nauka, 1979. – 384 s.
4. Buckingham, M.J. Causality, Stokes wave equation, and acoustic pulse propagation in a viscous fluid/ M.J. Buckingham // Physical review. – 2005. – E 72. – pp. 026610–1 – 026610–9.

Lisyutin Victor Alexandrovitch

Sevastopol state University
associate Professor of the Department of physics, doctor of Philosophy,
Sevastopol, Russia
Ph.: +7 978 762 27 24
E-mail: vlisiutin@mail.ru

Lastovenko Olga Rostislavovna

Sevastopol state University
associate Professor of the Department of mathematics,
doctor of Philosophy,
Sevastopol, Russia
Ph.: +7 978 762 27 25
E-mail: vlisiutin@mail.ru

Malenko Zhanna Victorovna

Sevastopol state University
aspirant of the Department of mathematics,
Sevastopol, Russia
Ph.: +7 978 886 33 81
E-mail: zhann20@mail.ru

Yaroshenko Alexander Alexandrovitch

Sevastopol state University
doctor of Sciences, Professor of the Department «Higher Mathematics»
Sevastopol, Russia
Ph.: +7 978 821 81 86
E-mail: yaroshenko@optima.com.ua

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

УДК 62–762, 621.88, 62–112.8, 62–82, 62–85

Д.Ю. БОГОМОЛОВ, В.В. ПОРОШИН, А.А. АНОСОВА

МЕЗОСКОПИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ НЕСЖИМАЕМОЙ СРЕДЫ В УЗКИХ КАНАЛАХ МЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С НЕРОВНЫМИ СТЕНКАМИ

Представлена мезоскопическая lattice–Boltzmann модель течения несжимаемой среды в узких каналах механических систем с подвижными неровными стенками в двухмерном представлении. Учет влияния неровностей стенок канала проводился с помощью статических и динамических коэффициентов потока. Влияние неровностей поверхности на утечку исследовано для реальных измеренных профилей шероховатости поверхности.

Ключевые слова: модель течения, узкий канал, мезоскопический подход, шероховатость поверхности.

Герметичность разъемных и неразъемных соединений – один из ключевых факторов, определяющих динамику, надежность и долговечность механических систем. Поэтому вопросам обеспечения заданной степени герметичности подвижных соединений уделяется большое внимание во многих отраслях промышленности. Значительное влияние на герметичность металлических соединений оказывают не только физико–механические параметры используемых материалов и рабочих сред, но и микро топография их поверхностей.

Практически все существующие на настоящий момент теоретические и расчетные модели учитывают влияние микро топографии посредством осредненных эмпирических коэффициентов либо используют искусственные модели регулярной шероховатости. Влияние реальной микро топографии инженерных поверхностей на течение рабочих сред в узких каналах исследовано недостаточно полно. Универсальные численные расчетные пакеты (Ansys, StarCD, Flow Vision и др.) достаточно продуктивны для гладких поверхностей. Однако в случае развитой шероховатости со сложной топологией сеточная модель становится настолько объемной, что время счета на современных ЭВМ становится соизмеримым с ресурсом работы машины.

Разработка специализированных математических моделей и программ расчета течения сплошных сред в узких каналах с учетом влияния реальной микро топографии их поверхности является актуальной задачей. Ее решение позволит уменьшить гидравлические потери в энергомашинах, снизить утечки в трубопроводах и соединениях, обеспечить условия смазки триботехнических узлов, улучшить функциональные характеристики изделия, прежде всего надежность и долговечность.

Узкий канал с заданной микро топографией поверхности его стенок может быть описан в виде дискретной геометрической модели, представленной на рисунке 1. Средний зазор между поверхностями H берется как расстояние между их средними линиями. Неровности поверхностей канала $h_1(x)$ и $h_2(x)$ задаются относительно своих средних линий на общей координатной сетке с постоянным шагом δ_x , состоящей из узлов (x_i) . Нижняя и верхняя стенки канала имеют координаты $H_1(x) = -H/2 + h_1(x)$, $H_2(x) = H/2 - h_2(x)$. Текущий зазор задается выражением $h_T(x) = H_2(x) - H_1(x) = H - h_1(x) - h_2(x)$. Верхняя стенка перемещается относительно нижней со скоростью U .

Для моделирования течения сплошной среды с ньютоновским законом трения в узких каналах чаще всего применяется математическая модель, описываемая системой уравнений Навье – Стокса.

$$\rho \frac{d\bar{u}}{dt} = \rho \bar{F} - grad p \left(p + \frac{2}{3} \mu div u \right) + 2 div(\mu S), \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{u}) = 0, \quad (1)$$

где \bar{u} – скорость;
 p – давление;
 ρ – плотность среды;
 \bar{F} – плотность распределения объемных сил;
 S – тензор скоростей деформаций.

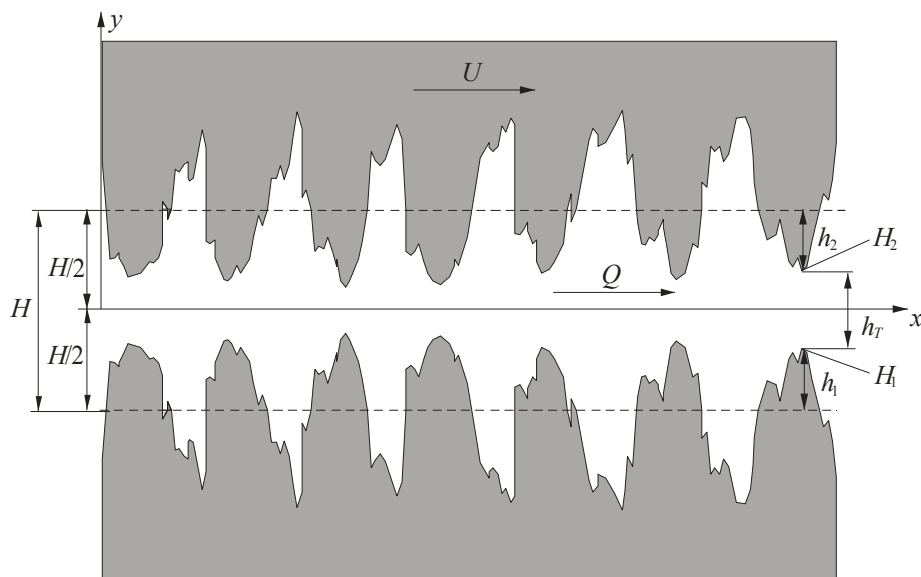


Рисунок 1 – Двухмерная геометрическая модель узкого канала с заданной микротопографией поверхности стенок

Существует множество вариантов численного решения данной системы уравнений – на основе конечно–разностных схем, метода конечных элементов и метода контрольных объемов, метода Монте–Карло и др. Все эти методы либо предъявляют высокие требования к вычислительной системе, либо рассматривают исходную задачу в очень узких рамках с различными упрощающими предположениями и строгими начальными и граничными условиями. Более того, большинство традиционных методов имеют существенные проблемы сходимости при обработке криволинейных границ. В связи с этим в последнее время широкое распространение получили мезоскопические методы моделирования течения на основе уравнения Больцмана [1 – 3]:

$$\frac{\partial f}{\partial t} + v \frac{\partial f}{\partial r} + F \frac{\partial f}{\partial v} = \Omega(f), \quad (2)$$

где $f(r, v, t)$ – распределение частиц по скоростям v в каждой точке $r(x, y, z)$ в момент времени t ;

Ω – оператор столкновений.

Данные методы оперируют в терминах микровзаимодействий частиц, что обеспечивает выполнение фундаментальных физических законов (сохранения массы, импульса и энергии), лежащих в основе уравнений Навье–Стокса. Локальные характеристики потока вычисляются путем интегрирования $f(r, v, t)$ по всем возможным направлениям.

Оператор столкновения Бхатнагара, Гросса и Крука описывает последовательное приведение плотности распределения к равновесному состоянию f^0 :

$$\Omega = 1/\tau (f - f^0). \quad (3)$$

Данный оператор обеспечивает наилучшую аппроксимацию уравнений Навье–Стокса для вязкой сплошной среды вблизи границы несжимаемости [1].

Решеточный метод Больцмана (LBM) предполагает замену непрерывного распределения частиц набором дискретных значений $f(r, v_i, t) = f_i(r, t)$ по всем направлениям решетки. В настоящем исследовании использовалась дискретная решетка D2Q9, предполагающая прямолинейные перемещения со скоростью $|v_i| = c$, диагональные перемещения со скоростью $|v_i| = \sqrt{2}c$ и нулевое перемещение, где $c = \delta_x / \delta_t$ – решеточная постоянная, а δ_t – шаг по времени.

Эволюция состояния потока на дискретной сетке (решетке) осуществляется при помощи последовательного чередования двух фаз – фазы переноса и фазы столкновения. Во время фазы переноса частицы перемещаются в соседние ячейки по всем возможным направлениям. Частицы, оказавшиеся в результате переноса в одной и той же ячейке, принимают участие в столкновении. Для изотермического течения плотность распределения n частиц по скоростям в состоянии равновесия определяется с помощью весовых коэффициентов w_i [2]:

$$f_i^0 = n w_i \left[1 + \frac{3}{c^2} v_i \cdot u + \frac{9}{2c^4} (v_i \cdot u)^2 - \frac{3}{2c^2} u \cdot u \right]. \quad (4)$$

Значения локальной скорости u определяются путем усреднения $f_i * v_i$ по всем 9 направлениям.

Метод LBM предполагает конвертацию традиционных макроскопических граничных условий в мезоскопические. Для твердой границы на неподвижной стенке канала может быть использована стандартная граничная схема «bounce-back» [3]. Согласно данной схеме все частицы, оказавшиеся на твердой границе в ходе фазы переноса, симметрично отражаются в противоположном направлении во время фазы столкновения. Для каналов с подвижной верхней стенкой используется алгебраическая комбинация схемы «bounce-back» и потока с постоянной скоростью:

$$f_{i^*}'(r_b, t + \delta_t) = f_i(r_b, t + \delta_t) + \sum_i \frac{6w_i \rho_w}{c^2} (v_{i^*} * U), \quad (5)$$

где r_b – координаты граничного узла;

i^* – направление, противоположное к i ;

ρ_w – локальная плотность.

На открытых границах (входе и выходе) канала было использовано граничное условие постоянства давления. На мезоскопическом уровне это означает постоянство плотности, т.к. $p = c_s^2 \rho$.

Для количественной оценки влияния неровностей поверхности были использованы статический и динамический коэффициенты потока. Данные коэффициенты вычисляются как отношение утечек в канале с неровными стенками к утечкам в эквивалентном канале с гладкими стенками. Статический коэффициент потока φ_x вычисляется с учетом только статического перепада давлений на входе и выходе канала без учета движения стенок канала ($U = 0$). Динамический коэффициент потока θ_x вычисляется с нулевым перепадом давлений, с учетом только движения стенки. Значения коэффициентов потока зависят только от размеров канала и отношения ширины канала к высоте шероховатости. Они не зависят от конкретных значений перепада давлений и скорости движения верхней стенки.

На основе представленных математических моделей была разработана расчетная программа и проведена серия численных экспериментов. Численные эксперименты, проведенные для каналов с гладкими стенками, подтвердили работоспособность разработанной модели. В них наблюдались известные из аналитических исследований факты – пренебрежимо малая вертикальная компонента течения в канале; линейный градиент давлений по длине канала, от входа до выхода. Во внутренних узлах канала для неподвижной стенки наблюдалось параболическое распределение горизонтальной компоненты скорости течения по высоте ка-

нала. Для подвижной стенки наблюдалась линейная комбинация параболического распределения и линейного распределения, вызванного динамической составляющей потока. Вблизи открытых границ наблюдались переходные процессы.

Следующая серия численных экспериментов была произведена для каналов с шероховатыми стенками. В расчетах были использованы поверхности после шлифования, полирования, фрезерования, точения, строгания и расточки. Полученная локальная скорость течения значительно возрастает в зонах сужения канала. На выходе из зон сужения наблюдалось относительно большое значение вертикальной компоненты скорости потока. Полученные значения коэффициентов потока в зависимости от величины среднего зазора представлены на рисунках 2, 3.

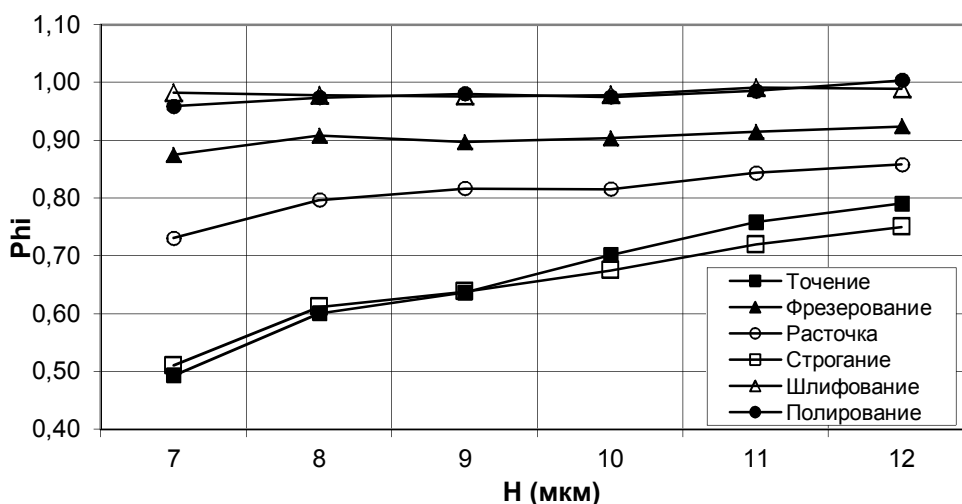


Рисунок 2 – Значения статического коэффициента потока в зависимости от среднего зазора

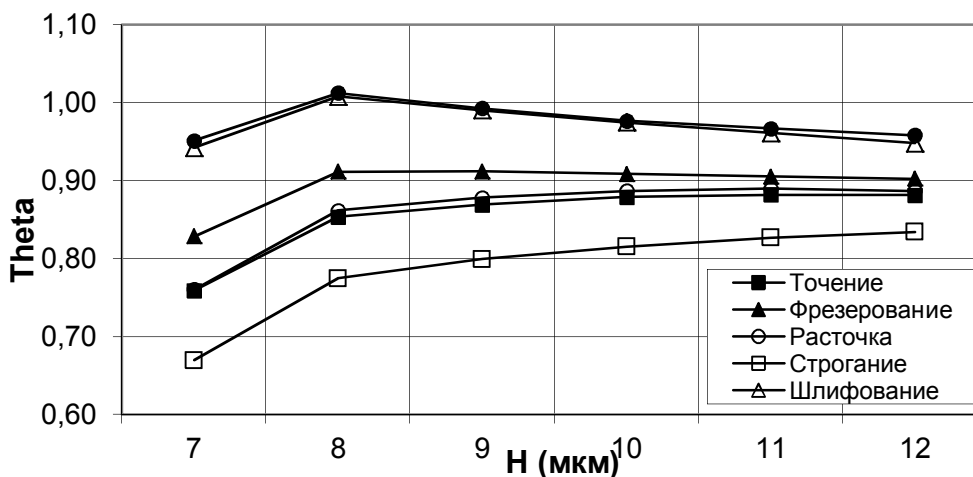


Рисунок 3 – Значения динамического коэффициента потока в зависимости от среднего зазора

Значения коэффициентов потока в большинстве случаев меньше единицы, что означает уменьшение утечек и увеличение потерь давления в канале с неровными стенками. С увеличением среднего зазора коэффициенты потока для всех типов неровностей стремятся к единице. Наибольшее влияние на величину коэффициента потока оказывают поверхности с регулярным микрорельефом и большой высотой неровностей. В то же время малая высота неровностей позволяет значительно уменьшить величину среднего зазора в канале, а значит и общую величину утечек.

Представленная модель и расчетная программа обеспечивают эффективный анализ характера течения несжимаемой среды в каналах с неровными стенками. Полученные результаты согласуются с результатами, полученными ранее для модели смазочного слоя [4]. В

то же время, использование приближения Навье–Стокса позволяет получить более точную оценку величины утечек рабочей среды герметизирующих или управляющих потоком устройств для широкой номенклатуры гидравлических и газодинамических узлов изделий машиностроения.

Исследования проводились при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках государственного задания на оказание услуг (выполнение работ) за 2014–2016 гг.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Bhatnagar, P.L. A model for collision processes in gases. I. Small amplitude processes in charged and neutral jne–component systems / P.L. Bhatnagar, E.P. Gross, M. Krook // *Physical Review*. – 1954. – V. 94. – Is. 3. – pp. 511 – 525.
2. Wagner, A.J. A practical introduction to the Lattice Boltzmann method / A.J. Wagner. North Dakota State University, 2008.
3. Mei, R. An accurate curved boundary treatment in the Lattice–Boltzmann method / R. Mei, L.S. Luo, W. Shyy. ICASE report № 2000–6. Langley research Center, 2000.
4. Порошин, В.В. Математическое моделирование течения сплошной среды в прецизионных соединениях с учетом микропогографии рабочих поверхностей / В.В. Порошин, А.А. Аносова, Д.Ю. Богомолов // *Машиностроение и инженерное образование*. – 2011. – № 3. – С. 58 – 63.

Порошин Валерий Владимирович
Московский государственный индустриальный университет,
г. Москва.
Доктор технических наук, директор
Технологического института.
E–mail: vporoshin@mail.ru

Богомолов Дмитрий Юрьевич
Московский государственный
индустриальный университет,
г. Москва.
Кандидат технических наук, ве-
дущий научный сотрудник.
E–mail: bogom-ov@mail.ru

Аносова Анна Алексеевна
Московский государственный ин-
дустриальный университет,
г. Москва.
Кандидат технических наук, стар-
ший научный сотрудник.
E–mail: ann_lik@mail.ru

D.Yu. BOGOMOLOV, V.V. POROSHIN, A.A. ANOSOVA

MESOSCOPIC SIMULATION FLOWS OF INCOMPRESSIBLE MEDIA IN NARROW CHANNELS OF MECHANICAL SYSTEMS WITH UNEVEN WALLS

The mesoscopic lattice–Boltzmann model of fluid flow in thin channels of mechanical systems with moving rough walls in the 2D approach is proposed. The roughness influence was considered by means of dynamic and static flow factors. The effect of the real measured technological surface roughness upon leakage was investigated.

Keywords: *flow model, thin channel, mesoscopic approach, surface roughness.*

BIBLIOGRAPHY

1. Bhatnagar, P.L. A model for collision processes in gases. I. Small amplitude processes in charged and neutral jne–component systems / P.L. Bhatnagar, E.P. Gross, M. Krook // *Physical Review*. – 1954. – V. 94. – Is. 3. – pp. 511 – 525.
2. Wagner, A.J. A practical introduction to the Lattice Boltzmann method / A.J. Wagner. North Dakota State University, 2008.
3. Mei, R. An accurate curved boundary treatment in the Lattice–Boltzmann method / R. Mei, L.S. Luo, W. Shyy. ICASE report № 2000–6. Langley research Center, 2000.
4. Poroshin, V.V. Matematicheskoye modelirovaniye techeniya sploshnoy sredy v pretsizionnykh soyedineniyakh s uchetom mikrotopografii rabochikh poverkhnostey / V.V. Poroshin, A.A. Anosova, D.YU. Bogomolov // *Mashinostroyeniye i inzhenernoye obrazovaniye*. – 2011. – № 3. – S. 58 – 63.

Poroshin Valeriy Vladimirovich
Moscow State Industrial University,
Moscow.
Doctor of Technical Sciences,
Director of Institute of Technology.
E–mail: vporoshin@mail.ru

Bogomolov Dmitriy Yuryevich
Moscow State Industrial University,
Moscow.
Ph.D., lead researcher.
E–mail: bogom-ov@mail.ru

Anosova Anna Alekseyevna
Moscow State Industrial University,
Moscow.
Ph.D., senior researcher.
E–mail: ann_lik@mail.ru

В.Ю. ЛАВРИНЕНКО, Е.И. СЕМЕНОВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАБИВАНИЯ СВАИ ДИЗЕЛЬ – МОЛОТОМ

Приведены результаты экспериментального моделирования процесса забивания свай на дизель – молоте. Установлено увеличение продолжительности соударения ударника со сваем, а также увеличение глубины погружения свай за несколько ударов при использовании ударника с наполнителем в виде стальных шариков по сравнению со стандартным ударником. Предложены направления дальнейших исследований для повышения эффективности процесса забивания свай на дизель – молотах.

Ключевые слова: забивание свай, дизель – молот, коэффициент полезного действия удара, высокоскоростная видеосъемка.

В настоящее время в промышленном и гражданском строительстве погружение свай в грунт поводят с помощью сваебойных машин ударного действия, вибропогружателей, машин вдавливающего и завинчивающего действия, а также машин смешанного действия: виброударных молотов и вибродавляющих машин.

К сваебойным машинам ударного действия относят механические молоты, паровоздушные молоты простого и двойного действия, а также дизель – молоты, у которых подъем ударной части после соударения со сваем производится за счет энергии сгорания топлива при рабочем ходе двухтактного дизельного двигателя. Существуют штанговые и трубчатые дизель – молоты [1], схемы и общие виды которых представлены на рисунке 1.

В дизель – молотах штангового типа (рисунок 1, а) ударной частью является подвижной цилиндр, открытый снизу и перемещающийся в направляющих штангах. Приводимый в действие движущимся цилиндром насос высокого давления подает топливо в форсунку камеры сгорания по трубке, расположенной в блоке поршня. В трубчатых дизель – молотах (рисунок 1, б) ударной частью служит тяжелый подвижной поршень, а цилиндр неподвижен и выполняет роль направляющей конструкции. Насос низкого давления дозирует подачу топлива в камеру сгорания; а распыление его достигают ударом головки поршня по сферической впадине цилиндра, в которую поступает топливо из насоса.

При этом штанговые молоты имеют меньшую высоту подъема и более высокую степень сжатия топлива, вследствие чего энергия их удара в 2 – 3 раза меньше, чем у соответствующих трубчатых молотов.

В зависимости от массы ударной части различают легкие (до 600 кг), средние (до 1800 кг) и тяжелые (до 2500 кг) дизель – молоты.

С помощью дизель – молотов погружают в грунт забивные железобетонные сваи длиной до 10 м, сечением 0,2х0,2 м и 0,35х0,35 м и массой до 2...2,5 т.

Выбор молота для забивных свай производят по расчетной нагрузке на сваю, предусмотренной проектом, массе и длине свай, а также по необходимой энергии удара.

При этом отношение массы ударной части молота к массе погружаемой сваи для штангового дизель – молота должно составлять 1,25...1,5, а для трубчатого – 0,5...0,7 [1, 2].

При ударном погружении свай в грунт в зонах, примыкающих к свае, происходит разупрочнение, нарушение структуры грунта вплоть до перехода в вязкотекучее состояние.

В процессе погружения грунт из-под нижнего конца ствола сваи вытесняется и перемещается в зону наименьшего сопротивления. Такие зоны образуются как вокруг ствола сваи, так и ниже ее острия.

С помощью дизель – молота сваи забивают на заданную глубину. После каждого удара свая погружается на определенную величину, которая уменьшается по мере углубления. При достижении определенного момента свая после каждого удара начинает погружаться на одну и ту же глубину, называемую отказом [1].

Основным недостатком существующих конструкций штанговых и трубчатых дизель – молотов для ударного погружения свай в грунт является низкий коэффициент полезного

действия удара, большое число ударов для забивки сваи на заданную глубину, низкая производительность и высокий расход топлива.

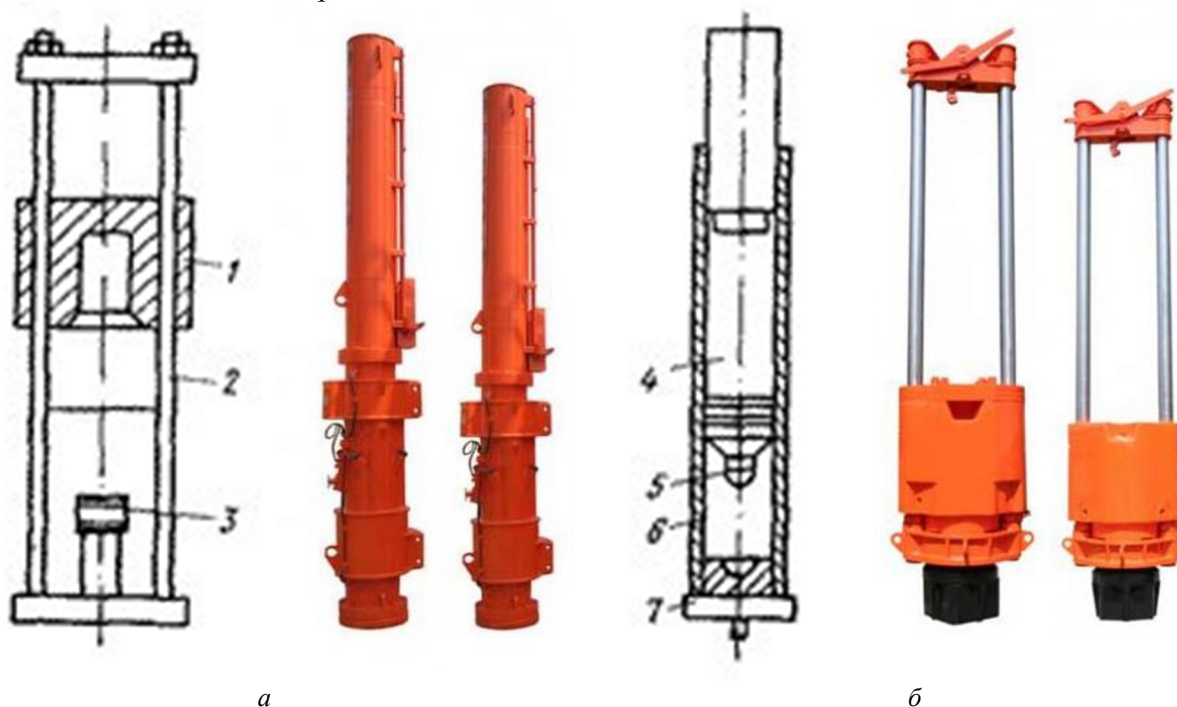


Рисунок 1 – Схемы и общий вид дизель – молотов:

а – штанговый; б – трубчатый

*1 – подвижный цилиндр; 2 – направляющие штанги; 3 – поршень; 4 – подвижный поршень;
5 – головка; 6 – неподвижный цилиндр; 7 – шабот*

Ранее были проведены экспериментальные исследования [3] процесса осадки свинцовых заготовок на вертикальном копре с помощью стандартной бабы копра массой 22,4 кг и бабой копра с наполнителем [4] с той же массой, которые показали возможность увеличения продолжительности нагрузочной фазы удара (до 3 раз) и степени деформации заготовок (до 1,2 раза) при осадке бабой копра с наполнителем в виде стальных шариков диаметром 0,001; 0,002; 0,006 и 0,012 м по сравнению со стандартной бабой.

В связи с этим было сделано предположение о возможности повышения эффективности процесса ударного погружения свай при использовании дизель – молотов с ударной частью с наполнителем.

В данной работе были проведены экспериментальное моделирование процесса забивания свай с помощью дизель – молота, оснащенного стандартной ударной частью (ударником) и ударной частью с наполнителем в виде стальных шариков.

Процесс забивания свай и определение параметров удара проводили на специальной экспериментальной установке (рисунок 2), состоящего из вертикального копра и системы скоростной видеосъемки.

Сваю 4 с помощью направляющего кольца 5 устанавливали в контейнер с грунтом 6, после чего через трубу 2 на сваю 4 сбрасывали ударник 1, который под действием силы тяжести опускался на сваю 4. Данный процесс повторяли пять раз, при этом фиксируя глубину погружения сваи 4 в грунт.

Одновременно с началом движения бабы включали видеосъемку с помощью скоростной цифровой видеокамеры FastVideo–250 7. Во время видеосъемки данные в непрерывном режиме со скоростью 660 Мбит/сек поступают из контроллера во внешний переходник (фреймграббер) 8 в оперативную память компьютера 9. При завершении исследуемого процесса видеосъемку останавливали. Обработка сохраненных графических изображений процесса в оперативной памяти компьютера позволила определить продолжительность удара, глубину забивания сваи за каждый удар и скорость движения ударника.

Для забивания свай на экспериментальной установке использовали стандартный ударник (диаметр 40 мм, высота 65 мм и масса 0,633 кг) и ударник с наполнителем, выполненный пустотелым и заполненным стальными шариками (рисунок 3). При этом размеры ударника с наполнителем: диаметр 40 мм, высота 65 мм, масса 0,622 кг, а отношение массы шариков к общей массе ударника принимали равным 0,17 (масса шариков 0,1 кг). Материал шариков наполнителя: сталь ШХ 15 ГОСТ 1050–88, диаметр шариков 0,006 м.

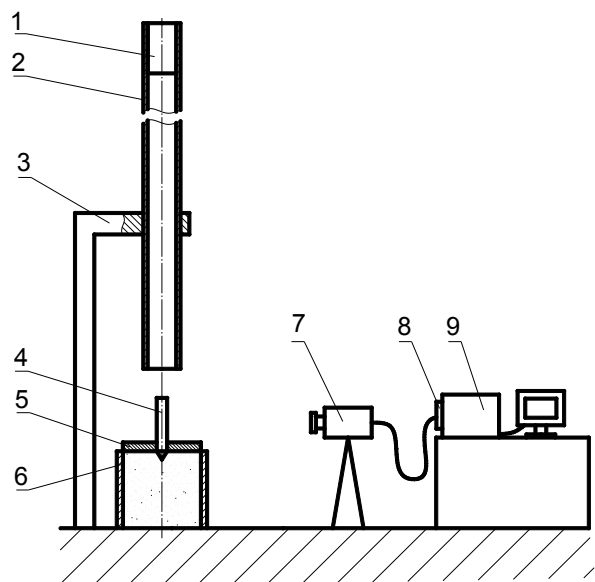


Рисунок 2 – Принципиальная схема экспериментальной установки:

- 1 – ударник; 2 – труба; 3 – стойка; 4 – свая;
5 – направляющее кольцо; 6 – контейнер с грунтом;
7 – скоростная цифровая видеокамера; 8 – переходник;
9 – персональный компьютер

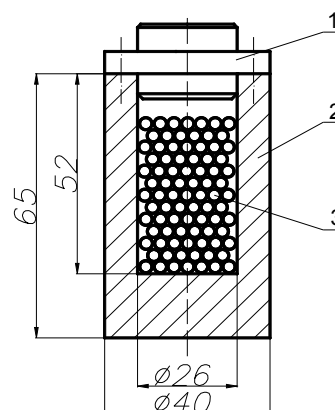


Рисунок 3 – Схема ударника с наполнителем:

- 1 – крышка; 2 – корпус; 3 – наполнитель

Ударник сбрасывали с высоты 2 м, которой соответствовала теоретическая энергия удара 12,6 Дж и теоретическая скорость ударника при соударении со свайей – 6,3 м/с. Согласно разработанной методике была определена экспериментальная скорость ударника, равная 6,1 м/с.

Согласно рекомендациям, приведенным в [1, 2], отношение массы ударника к массе погружаемой сваи было принято равным 0,7. При этом масса сваи – модели составила 0,885 кг, размеры: сечение 0,021x0,021 м длина 0,37 м с заострением на конце с углом 60°. Материал сваи – сталь 10 ГОСТ 1050–88.

Сваи забивали в легкий сухой песчаный грунт. Размер контейнера для грунта: диаметр 0,2 м; высота 0,5 м.

Для определения параметров удара при забивании свай проводили видеосъемку с частотой 3000 кадров в секунду. При этом продолжительность одного кадра $3,33 \cdot 10^{-4}$ с, а размер получаемого видеоизображения – 150x150 пикселей.

После сохранения видеоизображений процесса забивания свай получали раскадровку видеоизображения в графическом формате (рисунок 4).

Анализ полученных видеоизображений процесса забивания сваи позволил установить наличие нескольких этапов движения ударника и сваи в процессе ударного взаимодействия (рисунок 4):

- 1 этап: падение ударника и соударение со свайей (рисунок 4, а, б);
- 2 этап: остановка движения ударника, отрыв сваи от ударника и начало погружения сваи в грунт (рисунок 4, в);
- 3 этап: начало движения ударника (рисунок 4, г);
- 4 этап: повторное соударение ударника со свайей (рисунок 4, д).

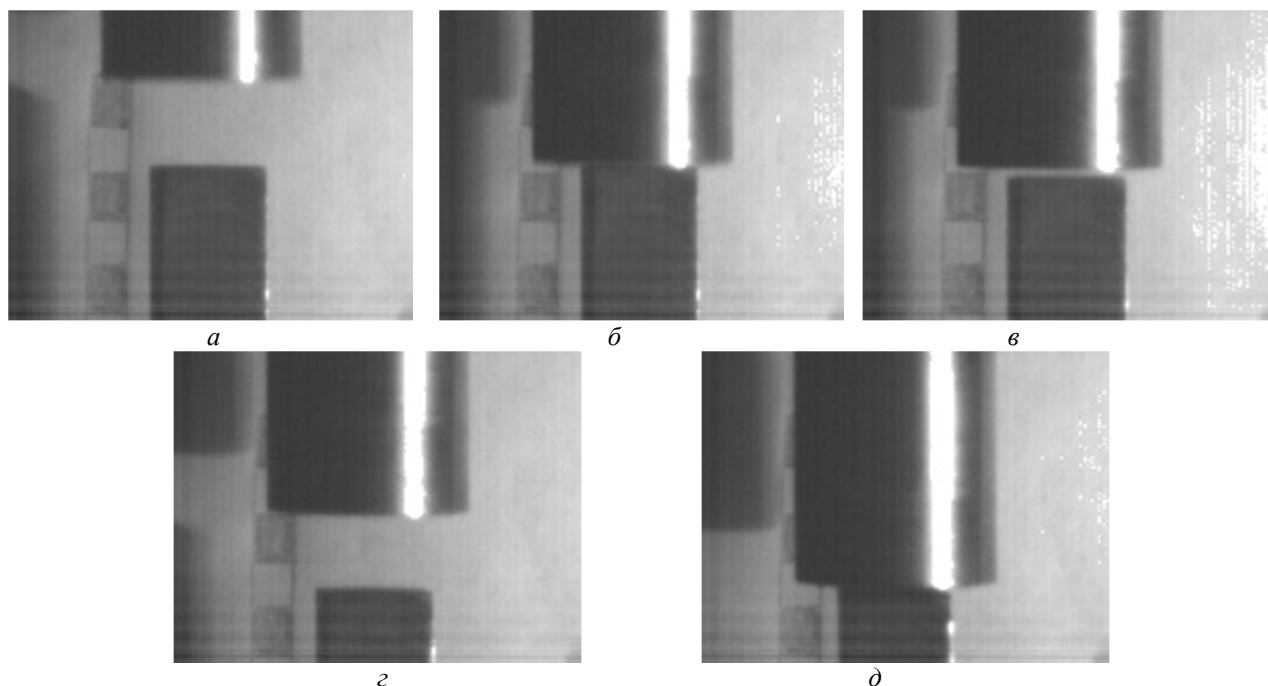


Рисунок 4 – Раскадровка видеосъемки процесса забивания сваи:
а – вылет ударника из трубы; б – момент соударения ударника со сваей;
в – остановка движения ударника, отрыв сваи от ударника и начало погружения сваи в грунт;
г – начало движения ударника; д – повторное соударение ударника со сваей

При этом продолжительность соударения стандартного ударника со сваей на каждом ударе на 1 этапе составила примерно 0,0003 с, а продолжительность ударного взаимодействия ударника с наполнителем со сваей – примерно 0,00045 с.

Продолжительность остановки стандартного ударника на 2 этапе составила приблизительно 0,007 с, а для ударника с наполнителем – 0,002 с.

Также при использовании ударника с наполнителем увеличилась глубина погружения сваи на каждом ударе (до 1,03 раза) и, соответственно, увеличилась полная глубина погружения сваи (до 1,11 раза) по сравнению со стандартным ударником (таблица 1).

Таблица 1 – Результаты моделирования процесса забивания сваи стандартным ударником и ударником с наполнителем.

№ удара	Глубина погружения сваи, м	
	Стандартный ударник	Ударник с наполнителем
1	0,0147	0,015
2	0,006	0,063
3	0,0043	0,0058
4	0,004	0,0051
5	0,0035	0,0045
Полная глубина, м	0,0325	0,0367

Необходимо также отметить, что при использовании стандартного ударника полная глубина погружения сваи составила 0,00325 м за 5 ударов. При этом при использовании ударника с наполнителем такая полная глубина погружения сваи достигалась за 4 удара, что можно в дальнейшем использовать в технологических целях для снижения общего числа ударов, повышения производительности и экономии топлива при работе дизель – молота.

В результате проведенного экспериментального моделирования процесса забивания свай на дизель – молоте установлено:

– наличие нескольких этапов движения ударника и сваи в процессе ударного взаимодействия: падение ударника и соударение со сваей; остановка движения ударника, отрыв

сваи от ударника и начало погружения сваи в грунт; начало движения ударника и повторное соударение ударника со свайей;

– увеличение продолжительности соударения ударника со свайей (до 1,5 раз), а также увеличение глубины погружения сваи за несколько ударов (до 1,11 раз) при использовании ударника с наполнителем в виде стальных шариков по сравнению со стандартным ударником.

Установленное увеличение глубины погружения сваи \при использовании ударника с наполнителем можно использовать в технологических целях для уменьшения общего количества ударов дизель – молота для забивания сваи на заданную глубину, повышения производительности и экономии топлива при работе дизель – молота.

В дальнейшем необходимо проведение экспериментальных исследований по определению параметров наполнителя и условий процесса забивания свай, обеспечивающих увеличение продолжительности соударения ударника со свайей и повышение эффективности процесса забивания свай на дизель – молотах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Атаев, С.С. Технология строительного производства: учебник для вузов / С.С. Атаев, Н.Н. Данилов, Б.В. Прыкин и др. – М.: Стройиздат, 1984. – 559 с.
2. СНиП 3.02.01–87. Земляные сооружения, основания и фундаменты. Государственный строительный комитет СССР. – М., 1988. – 30 с.
3. Феофанова, А.Е. Экспериментальные исследования процесса удара при осадке цилиндрических заготовок / А.Е. Феофанова, В.Ю. Лавриненко // Заготовительные производства в машиностроении. – 2012. – № 2. – С. 12 – 15.
4. Пат. 96804 Российская Федерация, МПК7: B21J13/06 Устройство бабы молота / Феофанова А.Е., Лавриненко В.Ю., Семенов Е.И.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО МГТУ «МАМИ». 20.08.2010. Бюл. № 23 – 3 с.

Лавриненко Владислав Юрьевич
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Доктор технических наук, профессор кафедры
«Технологии обработки материалов»
E-mail: ieec@bk.ru

Семенов Евгений Иванович
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Доктор технических наук, профессор кафедры
«Технологии обработки металлов давлением»
E-mail: ieec@bk.ru

V.Yu. LAVRINENKO, Ye.I. SEMENOV

MODELING CLOGGING PILES DIESEL – HAMMER

The results of experimental modeling of pile driving process on pile driving machine are presented. The increasing of impact time of ram and pile, the increasing of depth of driving of pile by using of ram with fillets in comparison with standard ram are obtained. The ways of further research for increasing of pile driving efficiency is proposed.

Keywords: pile driving, pile driving machine, impact efficiency, high-speed video filming.

BIBLIOGRAPHY

1. Atayev, S.S. Tekhnologiya stroitel'nogo proizvodstva: uchebnik dlya vuzov / S.S. Atayev, N.N. Danilov, B.V. Prynkin i dr. – M.: Stroyizdat, 1984. – 559 s.
2. SNiP 3.02.01–87. Zemlyanyye sooruzheniya, osnovaniya i fundamenti. Gosudarstvennyy stroitel'nyy komitet SSSR. – M., 1988. – 30 s.
3. Feofanova, A.Ye. Eksperimentalnyye issledovaniya protsessya udara pri osadke tsilindricheskikh zagotovok / A.Ye. Feofanova, V.YU. Lavrinenko // Zagotovitel'nyye proizvodstva v mashinostroyenii. – 2012. – № 2. – S. 12 – 15.
4. Pat. 96804 Rossiyskaya Federatsiya, MPK7: B21J13/06 Ustroystvo baby molota / Feofanova A.Ye., Lavrinenko V.Yu., Semenov Ye.I.; zayavitel i patentoobladatel GOU VPO MGTU «MAMI». 20.08.2010. Byul. № 23 – 3 s.

Lavrinenko Vladislav Yuryevich
MSTU. NE Bauman Moscow
Doctor of Technical Sciences, Professor of the
Department «Technology of Materials Processing»
E-mail: ieec@bk.ru

Semenov Yevgeniy Ivanovich
MSTU. NE Bauman Moscow
Doctor of Technical Sciences, Professor of the
Department «Technology of Metal Forming»
E-mail: ieec@bk.ru

А.В. ДОЛОГЛОНЯН, А.К. СУХОВ

ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ДВУХКАСКАДНЫХ СОЛНЕЧНЫХ ВОДОНАГРЕВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК ПО РАСПРЕДЕЛЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ

Исследована задача оптимизации каскадных солнечных водонагревательных установок по распределенным теплотехническим параметрам, приведены примеры такой оптимизации для двухкаскадных установок.

Ключевые слова: оптимизация, солнечные водонагревательные установки, теплотехнические параметры.

Энергетическая проблема является ключевой среди технических, экономических и социальных проблем общества. Обеспечение потребностей в энергии в современном мире вызывает необходимость глубокой перестройки в топливно–энергетическом комплексе, как в сфере получения, так и в сфере потребления энергии.

Одним из важных направлений этой перестройки является экономия органического топлива за счет использования возобновляемых источников энергии.

Наибольшей степенью «технической готовности» характеризуется направление, связанное с преобразованием солнечной энергии в теплоту невысокого потенциала, достаточно для горячего водоснабжения, отопления или охлаждения воздуха в жилых, общественных и производственных помещениях.

Солнечные водонагревательные установки (СВУ) хорошо зарекомендовали себя в зонах от 50°с.ш. до 50°ю.ш.

Анализ проектов и строительства СВУ показал, что структура капитальных затрат выглядит следующим образом:

- солнечные коллекторы – 40...67%;
- металлоконструкции и трубопроводы – 15...27%;
- бак–аккумулятор – 9...38%;
- прочие расходы – 4...6%.

Из этой структуры следует, что приоритетным направлением снижения капитальных затрат на системы солнечного теплоснабжения является совершенствование и снижение стоимости солнечных коллекторов.

Тепловая эффективность солнечных коллекторов тем выше, чем меньше средняя температура жидкости. Зависимость эта для разных типов коллекторов различна – при низких температурах более эффективны простые, а значит более дешевые коллекторы, при высоких – наоборот.

Одним из перспективных способов повышения экономичности солнечных установок является ступенчатое повышение температуры теплоносителя. При этом на первых ступенях теплоноситель нагревается в солнечных коллекторах простейших конструкций, на последующих – в более совершенных коллекторах либо в традиционных генераторах теплоты.

Многообразие схемных решений каскадных установок с использованием солнечного излучения можно свести к трем основным типам:

- солнечные коллекторы – солнечные коллекторы;
- солнечные коллекторы – традиционные источники теплоты;
- солнечные коллекторы – тепловые насосы.

В этой статье будут рассмотрены каскадные установки первого типа.

В каскадных установках первого типа наиболее целесообразно применять солнечные коллекторы без прозрачной, а иногда и без тыльной тепловой изоляции (абсорберы). При правильной оптимизации такая установка будет меньше чем одноступенчатая на 8...12%, а по стоимости на 15...20%. В работе [1] были исследованы вопросы теплотехнической опти-

мизации каскадных СВУ по осредненным параметрам, однако, основные теплотехнические параметры СВУ (коэффициент тепловых потерь и оптический КПД солнечного коллектора (СК)) зависят от времени, геометрии и режима работы СВУ. Основной задачей данной статьи является оценка правомочности использования осредненных параметров для задач оптимизации.

Исследование зависимости теплотехнических параметров СК от времени, геометрии и режима работы СВУ.

Для исследования влияния вышеуказанных параметров на коэффициент тепловых потерь СК была составлена его математическая модель на базе работ [2, 3], показавшая хорошее соответствие экспериментальным данным [4].

Исследование зависимости теплотехнических параметров СК с одним слоем прозрачной изоляции от времени, геометрии и режима работы СВУ.

Рассмотрим СК с одним слоем прозрачной изоляции (рисунок 1).

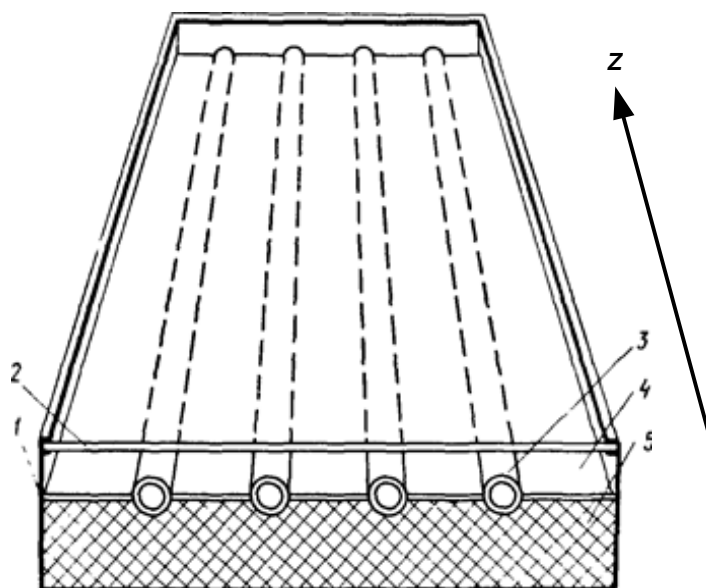


Рисунок 1 – Конструкция остекленного солнечного коллектора:

1 – корпус СК; 2 – прозрачная изоляция СК; 3 – трубки; 4 – поглощающая панель; 5 – нижняя изоляция

Поскольку температуры поглощающей панели и прозрачной изоляции зависят от наружных параметров, расхода нагреваемой воды и координаты z , то и коэффициент тепловых потерь также от них зависит, что хорошо согласуется с результатами расчетов, представленных на рисунке 2.

На рисунке 2, *а* рассмотрен случай, когда температура окружающей среды больше, чем температура воды на входе в коллектор. В этом случае имеются характерные минимумы величины $F'U_L$ – произведение коэффициента эффективности поглощающей панели на коэффициент тепловых потерь, Вт/(м² К), в точках, где температура нагреваемой воды сравнивается с температурой окружающей среды. Когда температура воды на входе в коллектор больше или равна температуры окружающей среды, зависимость величины $F'U_L$ от координаты z носит монотонный характер (рисунок 2, *б*).

На рисунках 2, *в*, *г* показаны аналогичные случаи, что и на рисунках 2, *а*, *б*, но при меньших удельных расходах нагреваемой воды через СК, что естественно приводит к росту температур поглощающей панели и прозрачной изоляции и, соответственно, величины $F'U_L$ и температуры воды на выходе из СК, при этом минимумы величины $F'U_L$ смещаются влево по оси z .

Распределение температуры нагреваемой воды по длине СК (координата z) с использованием осредненных параметров можно рассчитать по следующей формуле [1, 2]:

$$T_o = T_i + \left(T_a + \frac{F'\eta_0}{F'U_L} I - T_i \right) \left[1 - \exp\left(-\frac{F'U_L}{g_w c_p} z \right) \right], \quad (1)$$

где $F'\eta_0$ – произведение коэффициента эффективности поглощающей панели на оптический КПД СК;

I – плотность потока суммарной солнечной радиации в плоскости СК, Вт/м²;

c_p – теплоемкость воды при постоянном давлении, Дж/(кг К);

z – относительная координата (изменяется от 0 до 1);

g_w – удельный расход нагреваемой воды, кг/(м²·с);

T_o – температура нагретой воды, К; T_i – температура воды на входе в СК, К;

T_a – температура окружающего воздуха, К.

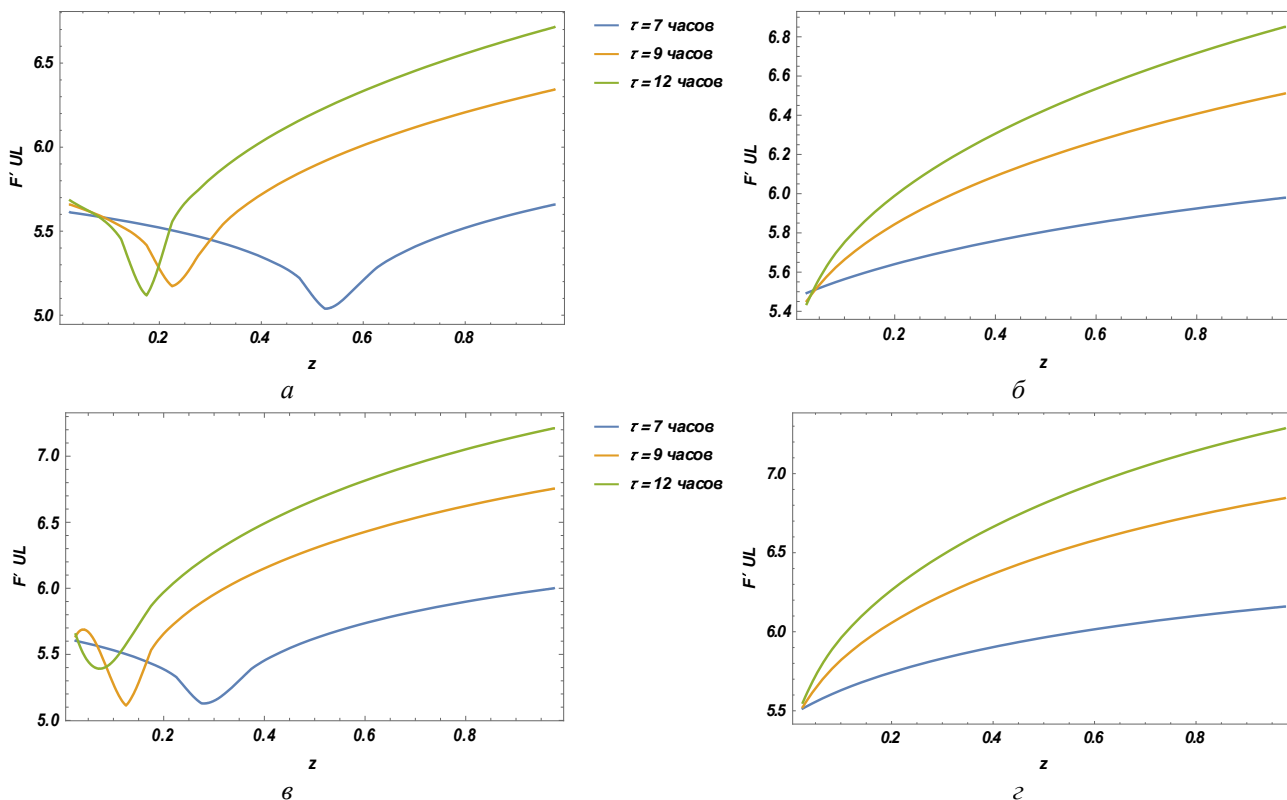


Рисунок 2 – Зависимость $F'U_L$ от координаты z , для различных периодов времени τ :

$a - g_w = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) > T_i, \text{ б} - g_w = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 22,5 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) \leq T_i,$
 $\text{в} - g_w = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) > T_i, \text{ г} - g_w = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 22,5 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) \leq T_i$

Для оценки влияния использования осредненных параметров на точность расчетов сравним распределение температуры нагреваемой воды по длине СК (координата z), полученное численно и с помощью формулы (1). Результаты изображены на рисунке 3.

Анализ рисунка 3 показывает, что расчет по осредненным параметрам дает несколько завышенный результат. При невысоких конечных температурах нагреваемой воды (до 50 °С) погрешность не превышает 0,25 °С или около 0,5% относительно нагрева воды (рисунок 3, а). При более высоких температурах (до 70 °С) погрешность не превышает 1,0 °С или около 2% относительно нагрева воды (рисунок 3, б). Более высокие температуры получать в СК подобного типа нецелесообразно.

Полученный результат показывает, что использование осредненных параметров позволяет рассчитывать СВУ с достаточной для инженерных расчетов точностью, не прибегая к численным методам, особенно учитывая статистический характер исходных данных.

Исследование зависимости теплотехнических параметров неостекленных СК от времени, геометрии и режима работы СВУ.

Особенностью неостекленных СК является то, что коэффициент тепловых потерь очень сильно зависит от наружных параметров, особенно, от скорости ветра. Это хорошо иллюстрирует рисунок 4. На рисунке 4, а заметно, что характер изменения величины $F'U_L$ по координате z качественно не отличается от аналогичного, для остекленного СК (рисунок 2, а). Но в случае ветряной погоды характер зависимости величины $F'U_L$ по координате z резко меняется и качественно, и количественно, как показано на рисунке 4, б.

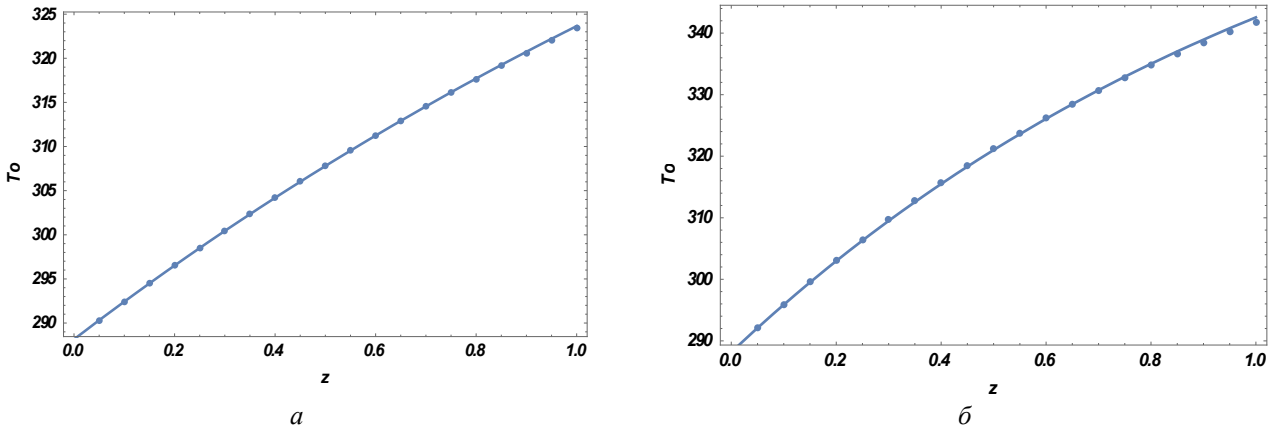


Рисунок 3 – Распределение температуры нагреваемой воды (T_0 , К) по длине СК (координата z) с использованием осредненных и распределенных параметров:

$a - g_w = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ температура окружающего воздуха } T_a = f(\tau) > T_i,$
 $b - g_w = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, \text{ температура окружающего воздуха } T_a = f(\tau) > T_i$

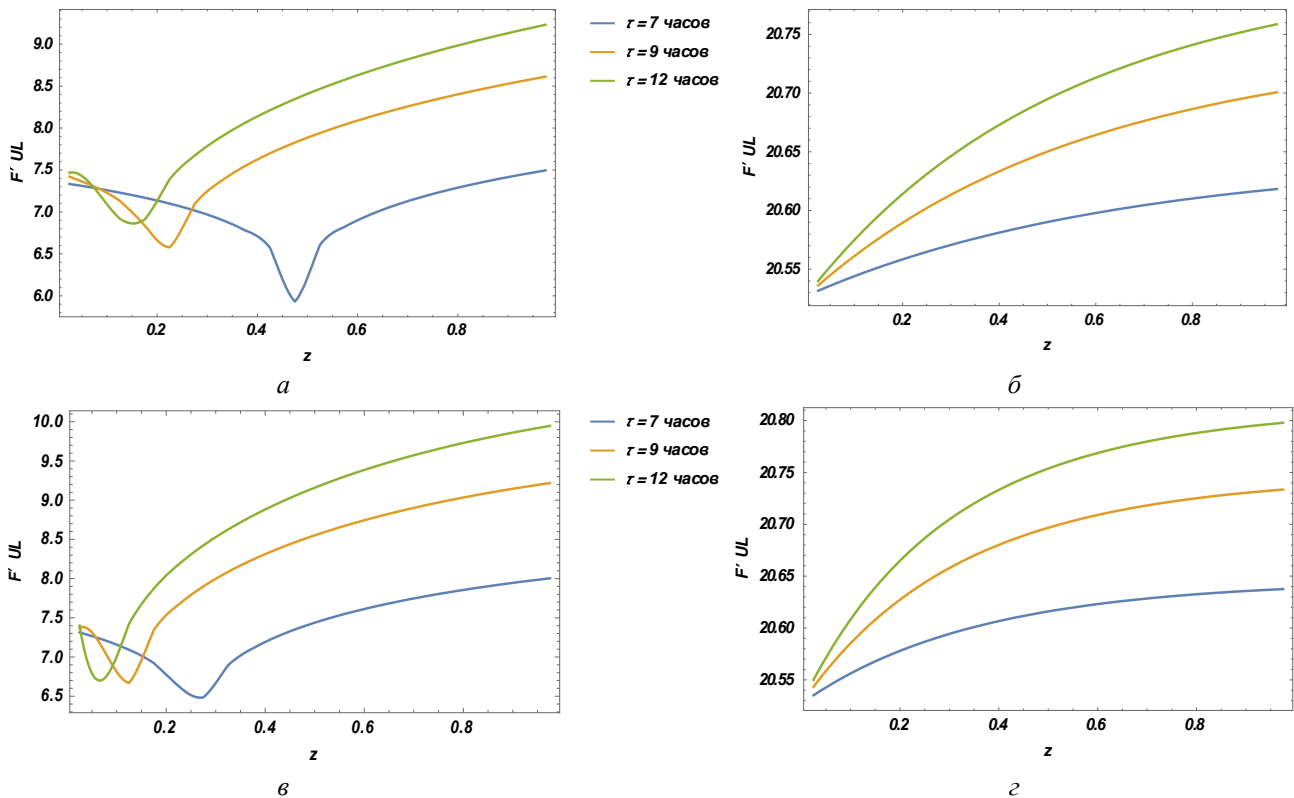


Рисунок 4 – Зависимость $F'U_L$ от координаты z , для различных периодов времени τ :

$a - g_w = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) > T_i, \text{ скорость ветра } u_a = 0 \text{ м/с},$
 $b - g_w = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) > T_i, \text{ скорость ветра } u_a = 5 \text{ м/с},$
 $в - g_w = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) > T_i, \text{ скорость ветра } u_a = 0 \text{ м/с},$
 $г - g_w = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ ккал}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) > T_i, \text{ скорость ветра } u_a = 5 \text{ м/с}$

Рисунок 4, в наглядно подтверждает, что, как и для остекленного СК (рисунок 2, в), минимумы величины $F'U_L$ смещаются влево по оси z при снижении расхода нагреваемой во-

ды, а рисунок 4, в показывает слабую зависимость величины $F'U_L$ от расхода нагреваемой воды при ветреной погоде.

Для оценки влияния использования осредненных параметров на точность расчетов сравним распределение температуры нагреваемой воды по длине неостекленного СК (координата z), полученное численно и с помощью формулы (1). Результаты изображены на рисунке 5.

Анализ рисунка 5 показывает, что расчет по осредненным параметрам дает несколько завышенный результат. При невысоких конечных температурах нагреваемой воды (до 40°C) погрешность не превышает 0,5 °C или около 1% относительно нагрева воды (рисунок 5, а). При более высоких температурах (до 60 °C) погрешность не превышает 1,2°C или около 2% относительно нагрева воды (рисунок 5, б). Однако, в связи с сильной зависимостью коэффициента тепловых потерь от скорости ветра рассчитывать на высокие температуры на неостекленных СК на следует, что демонстрируют рисунки 5, в, г. Эта особенность неостекленных СК и обуславливает их применение на первой ступени каскадной СВУ.

Погрешности определения температуры горячей воды по осредненным параметрам для условий, принятых на рисунке 5, в, г пренебрежимо малы, поэтому прибегать к численным методам для расчета неостекленных СК нет необходимости.

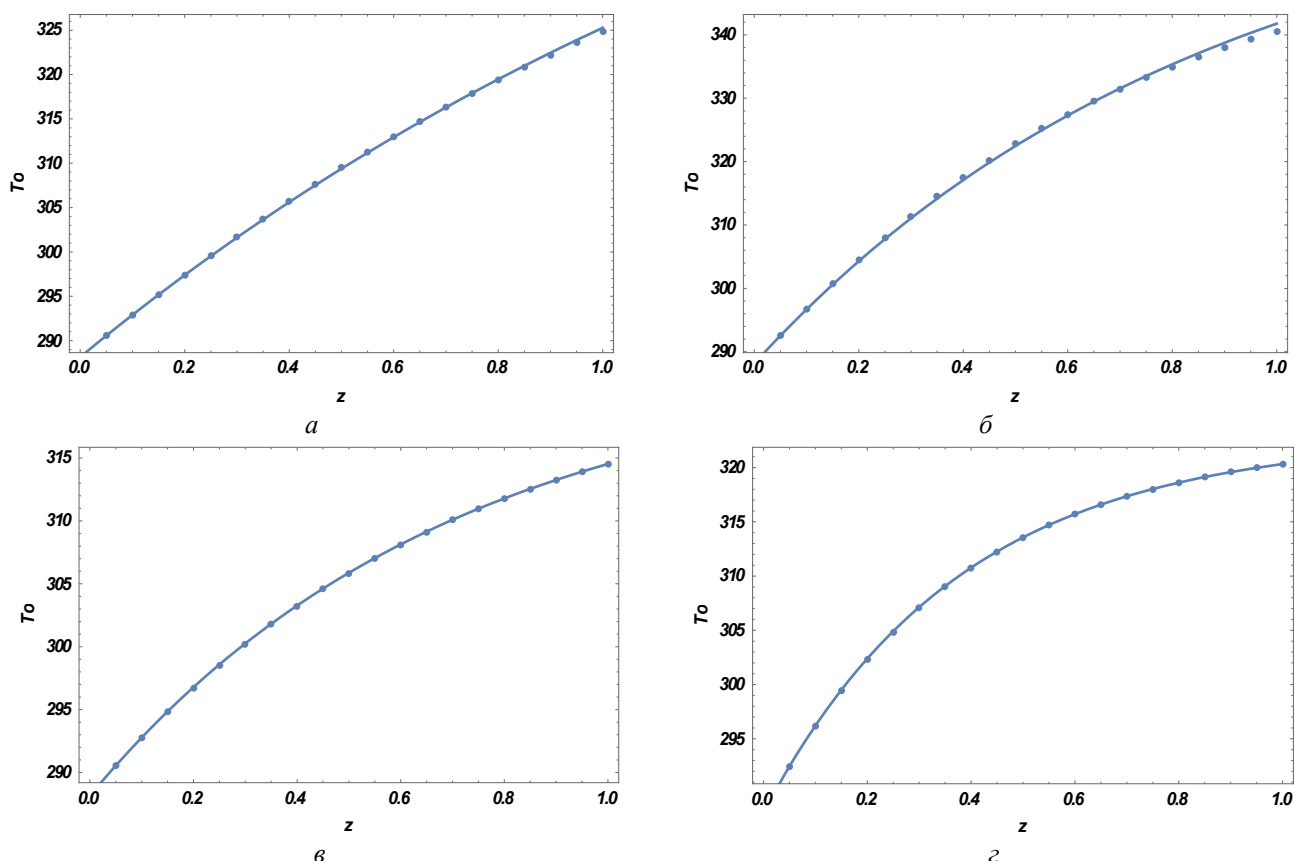


Рисунок 5 – Распределение температуры нагреваемой воды (T_0 , К) по длине СК (координата z) с использованием осредненных и распределенных параметров:

$$\begin{aligned}
 \text{а} - g_w &= 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) > T_i, \text{ скорость ветра } u_a = 0 \text{ м}/\text{с}, \\
 \text{б} - g_w &= 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) > T_i, \text{ скорость ветра } u_a = 0 \text{ м}/\text{с}, \\
 \text{в} - g_w &= 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) > T_i, \text{ скорость ветра } u_a = 5 \text{ м}/\text{с}, \\
 \text{г} - g_w &= 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}, T_a = f(\tau) > T_i, \text{ скорость ветра } u_a = 5 \text{ м}/\text{с}
 \end{aligned}$$

Оптимизация двухкаскадных СВУ по распределенным параметрам.

Поскольку наружные параметры (скорость ветра, интенсивность солнечного излучения, температура окружающего воздуха), являются функциями времени, то и оптимальное распределение площадей между остекленными и неостекленными СК также будет зависеть от времени. Рисунок 6 демонстрирует зависимость оптимальных параметров двухкаскадной системы от времени для июня месяца. Анализируя рисунок 6 можно сказать, что с ростом

интенсивности солнечного излучения, доля неостекленных СК в составе СВУ снижается, и в наиболее яркий период суток составляет 10% общей площади, в то время как в начале дня эта величина составляет 41%. Среднесуточная доля неостекленных СК в составе СВУ составляет 18%. При расчете по осредненным параметрам эта величина будет равна 23%, хотя на конечный результат (общая площадь СВУ и конечная температура) это практически не повлияет. При снижении расхода нагреваемой жидкости (повышении конечной температуры) оптимальная доля неостекленных СК уменьшается, что иллюстрирует рисунок 6, б.

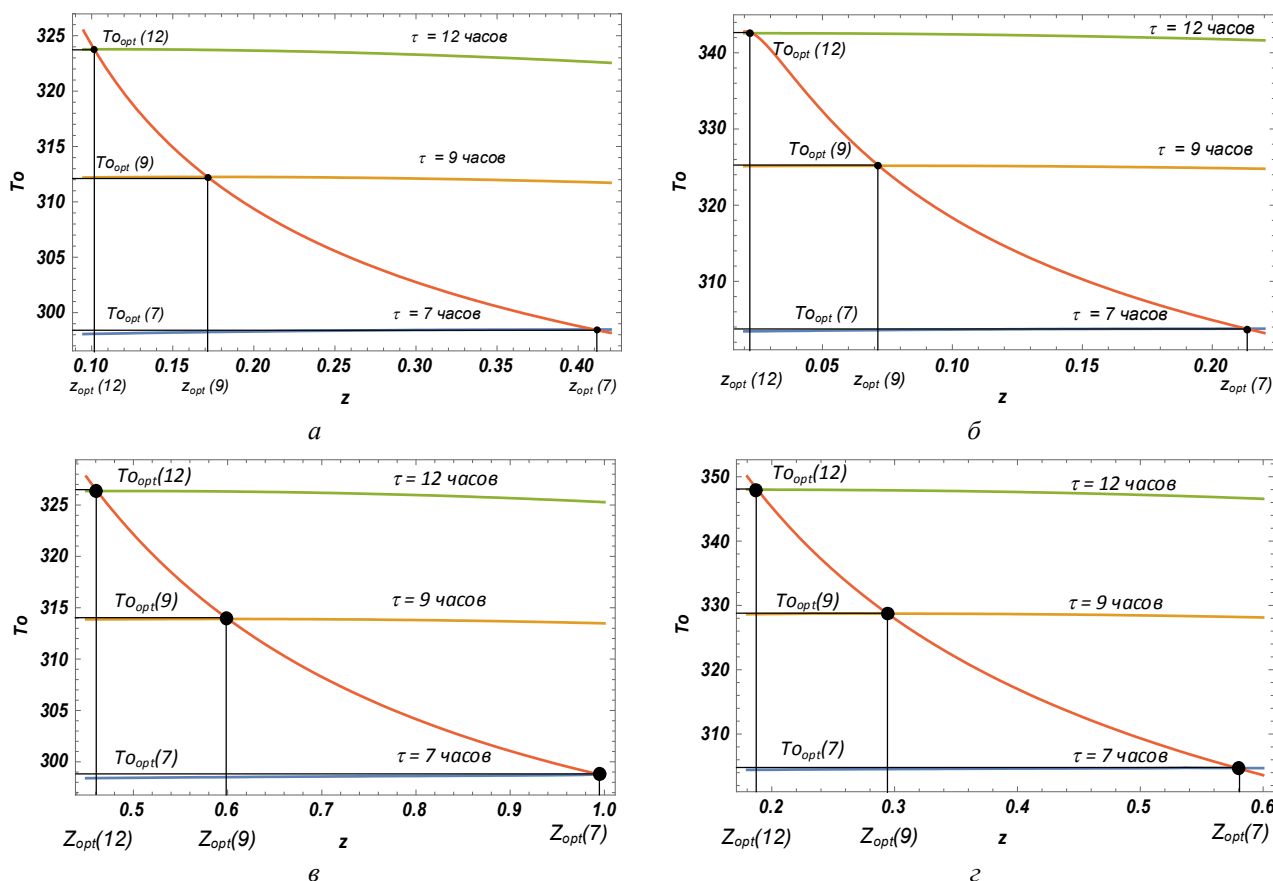


Рисунок 6 – Зависимость оптимальной доли неостекленных СК в составе двухкаскадной СВУ рассчитанная по распределенным параметрам:
 а – $g_w = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = f(\tau) > T_i$, скорость ветра $u_a = 5 \text{ м}/\text{с}$,
 б – $g_w = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = f(\tau) > T_i$, скорость ветра $u_a = 5 \text{ м}/\text{с}$,
 в – $g_w = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = f(\tau) > T_i$, скорость ветра $u_a = 0 \text{ м}/\text{с}$,
 г – $g_w = 1,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $T_i = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a = f(\tau) > T_i$, скорость ветра $u_a = 0 \text{ м}/\text{с}$

При малых скоростях ветра эффективность неостекленных СК резко возрастает за счет их высоких оптических свойств, что увеличивает их долю в составе СВУ до 40...60% в зависимости от конечной температуры (чем выше конечная температура, тем ниже доля), что продемонстрировано на рисунках 6, в, г.

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

- использование осредненных параметров при расчете одноступенчатых СВУ на приводит к существенным погрешностям, особенно, учитывая вероятностный характер наружных параметров;
- погрешность расчета по осредненным параметрам возрастает с увеличением конечной температуры, что связано с увеличением разности температур поглощающей панели на входе нагреваемой воды и на выходе;
- коэффициент тепловых потерь неостекленного СК больше всего зависит от скорости ветра и при скоростях более 3 м/с мало меняется;
- оптимальное количество неостекленных СК сильно зависит от интенсивности солнечного излучения как при расчетах по осредненным, так и по распределенным параметрам,

однако, при расчетах по распределенным параметрам доля неостекленных СК получается меньше на 3...5%, что необходимо учитывать при проектировании каскадных СВУ;

Дальнейшее продолжение исследований может быть связано с оптимизацией трехкаскадной СВУ по распределенным параметрам и разработкой рекомендаций по выбору распределения СК различных типов в составе каскадных СВУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дологлонян, А.В. Теплотехническая оптимизация каскадных солнечных водонагревательных установок / А.В. Дологлонян // Материалы международной научно-технической конференции «Динамика надежность и долговечность механических и биомеханических систем», г. Севастополь, 10–14 сентября 2013 г. – Севастополь: СевНТУ, 2012. – С. 361 – 369.

2. Даффи, Дж. А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Дж.А. Даффи, У.А. Бекман. – М.: Мир, 1977. – 420 с.

3. Методика определения дневной теплопроизводительности солнечных коллекторов: отчет о НИР (заключ.) / ТЦ «Крымэкология»; Руководитель В.В. Макаров; А.В. Дологлонян.– Шифр темы; КРЭК 205/3ГР №0192U028800; Инв. № 205/3. – Севастополь, 1992. – 48 с.

4. Разработка чертежей стенда, программы и методики теплотехнических испытаний экспериментальных образцов солнечных коллекторов. Проведение испытаний и сравнение их по эффективности: отчет о НИР (заключ.) / ТЦ «Крымэкология»; Руководитель В.В. Макаров; А.В. Дологлонян, О.Л. Хуриленко. – Шифр темы; КРЭК 216/3 ГР №0194U001152; Инв. № 216/3. – Севастополь, 1993. – 64 с.

Дологлонян Андрей Вартазарович
ФГБНУ Институт природно-технических систем
Российской Федерации, г. Севастополь
Кандидат технических наук, старший научный сотрудник
E-mail: dologlonyan@hotmail.com

Сухов Андрей Константинович
ФГБНУ Институт природно-технических систем
Российской Федерации, г. Севастополь
Доктор технических наук, главный научный сотрудник
E-mail: dologlonyan@hotmail.com

A. V. DOLOGLONYAN, A. K. SUHOV

HEATING ENGINEERING OPTIMIZATION OF TWO-CASCADE SUN WATERHEATER PLANTS BY DISTRIBUTED PARAMETERS

The task of optimization of two-cascade sun waterheater plants was investigated by distributed heating engineering parameters; examples of such optimization are made for two-cascade plants.

Keywords: optimization, sun waterheater plants, heating engineering parameters.

BIBLIOGRAPHY

1. Dologlonyan, A.V. Teplotekhnicheskaya optimizatsiya kaskadnykh solnechnykh vodonagrevatelnykh ustanovok / A.V. Dologlonyan // Materialy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Dinamika nadezhnost i dolgovechnost mekhanicheskikh i biomekhanicheskikh sistem», g. Sevastopol, 10–14 sentyabrya 2013 g. – Sevastopol: SevNTU, 2012. – S. 361 – 369.

2. Daffi, Dzh. A. Teplovyye protsessy s ispolzovaniyem solnechnoy energii / Dzh.A. Daffi, U.A. Bekman. – M.: Mir, 1977. – 420 s.

3. Metodika opredeleniya dnevnoy teploproduktivnosti solnechnykh kollektorov: otchet o NIR (zaklyuch.) / TTS «Krymekologiya»; Rukovoditel V.V. Makarov; A.V. Dologlonyan.– Shifr temy; KREK 205/3GR №0192U028800; Inv. № 205/3. – Sevastopol, 1992. – 48 s.

4. Razrabotka chertezhev stenda, programmy i metodiki teplotekhnicheskikh ispytaniy eksperimentalnykh obraztsov solnechnykh kollektorov. Provedeniye ispytaniy i sravneniye ikh po effektivnosti: otchet o NIR (zaklyuch.) / TTS «Krymekologiya»; Rukovoditel V.V. Makarov; A.V. Dologlonyan, O.L. Khurilenko. – Shifr temy; KREK 216/3 GR №0194U001152; Inv. № 216/3. – Sevastopol, 1993. – 64 s.

Dologlonyan Andrey Vartazarovich
FSBSI Institute of nature-technical problems of Russian Federation, Sevastopol
Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher
E-mail: dologlonyan@hotmail.com

Suhov Andrey Konstantinovich
FSBSI Institute of nature-technical problems of Russian Federation, Sevastopol
Doctor of Technical Sciences, Chief Researcher
E-mail: dologlonyan@hotmail.com

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТЫ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.12.532

Е.В. ГЕМБАТЫЙ

АНАЛИЗ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ИЗМЕНЕНИЯ УГЛА КРЕНА СУДНА ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ОПЕРАЦИЙ С ТЯЖЕЛОВЕСНЫМИ ГРУЗАМИ

Безопасность человека на море зависит от состояния всего комплекса технических средств, обеспечивающих транспортировку людей и грузов, а также выполнение разнообразных работ в морских условиях. Риск для жизни людей может быть вызван различными обстоятельствами: ошибками, допущенными судоводителями или судовым персоналом, недочётами при проектировании и постройке судна, воздействиями неблагоприятных факторов, отказами систем и устройств судна.

***Ключевые слова:** остойчивость судна, метацентрическая высота, центр тяжести судна, угол крена судна, поправка на свободно подвешенный груз.*

В целом риск для жизни людей возникает как в связи с разрушением конструкций, неисправностью судовых систем, устройств, так и вследствие ошибочных действий членов экипажа из-за неточного восприятия информации, неправильного решения или ошибок при реализации принятого решения.

Ссылаясь на данные EuropeanMaritimeSafetyAgency потеря остойчивости может произойти вследствие неправильного размещения груза. Как показано на рисунке 1, статистика говорит о том, что малые суда опрокидываются чаще, чем большие. Так, на долю судов от 40 до 60 м приходится 46% кораблекрушений от потери остойчивости. Примерно 50% аварий от потери остойчивости происходит внезапно, 31% – в результате медленного накренения, 19% – от затопления с креном. Полностью спасти экипаж удастся только в 29% случаев гибели судов от опрокидывания. В 23% случаев экипаж погибает полностью [1].

Согласно данной диаграмме, можно увидеть, что аварийные случаи с сухогрузными судами, а также судами, предназначенными для перевозки различных типов грузов, в том числе и тяжеловесных, являются наиболее высокими. Это требует особого внимания и показывает актуальность данной работы, а именно изучение вопроса обеспечения остойчивости судна при проведении операций с тяжеловесными грузами.

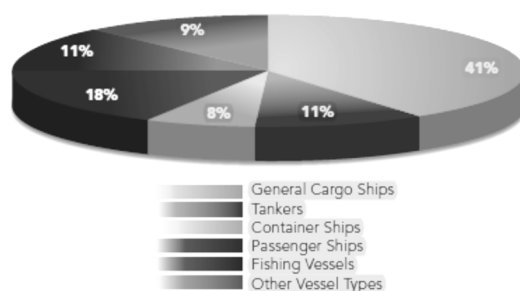


Рисунок 1 – Статистические данные аварийности мирового флота

Аварийные случаи, связанные с потерей остойчивости подразделяются на следующие виды:

- опрокидывание судов;
- судно получает большой угол крена от перемещения груза;
- судно получает большой угол крена от действия сильного ветра.

Авария, связанная с потерей остойчивости, является, как правило, последовательностью событий, которые могут быть вызваны природными условиями, грузовым состоянием судна, аспектами в обработке груза, а также человеческим факторам.

Таким образом, система остойчивости судна состоит из четырех элементов: судно, природные условия, груз, и грузовые операции.

Случаи с потерей остойчивости могут быть вызваны:

- 1) функциональными аспектами, вызванными техническими неисправностями судовых механизмов;
- 2) неправильными действиями грузового помощника при проведении грузовых операций
- 3) внешними факторами, независимыми от проектировщиков судна, а также от операторов судна, вызванными резкими климатическими изменениями погодных условий

Человеческий фактор играет очень важную роль во всех четырех элементах этой системы. Человеческие и организационные ошибки составляют примерно 80% всех морских аварий.

В стремлении автоматизировать судно и максимально сократить команду существует чрезвычайно опасный элемент. Ведь судно не может эксплуатироваться в автоматизированном режиме всегда, кроме этого, возможны поломки и аварии, отказы двигателей и систем автоматики.

Отрицательным фактором является увеличение продолжительности рабочей недели. Оно приводит к накоплению усталости, ослаблению внимания, снижению реакции. Существует точка зрения, что не каждый человек может быть допущен к процессу управления судном, тем более к командным должностям, так как на судне часто возникает необходимость достаточно быстро принимать ответственные решения.

Однако, анализируя аварийные случаи, применение необходимого опыта и навыков капитана судна и грузового помощника, иногда не соответствует должному уровню вследствие недостатка знаний или опыта, а порой из-за простой халатности и небрежности.

Исходя из вышеизложенного рассмотрим несколько аварийных случаев с судами.

8 февраля 1997 г. контейнеровоз «LimeBay» длиной 85 м под флагом Антигуа и Барбуда заходил в п. Александрия в Египте полностью загруженный контейнерами. Погода была хорошая и море спокойное. Лоцман зашел на судно и приказал установить скорость в 5 узлов. Внезапно появился крен до 15°. Лоцман запретил заход в порт и покинул судно. Через два часа два буксира оттащили судно, и оно было ошвартовано правым бортом к причалу. Крен на левый борт судна увеличился. Капитан принял решение выровнять судно перекачиванием балласта в танки правого борта. Судно некоторое время держалось на ровном киле, но затем упало на правый борт с еще большим креном. Контейнера с верхних ярусов посыпались на причал. Перекачка балласта не была своевременно остановлена из-за отсутствия старшего механика в машинном отделении. Капитан, старший помощник и старший механик сбежали с судна на причал. Портовые власти начали организацию спасательных работ. Но к тому времени судно уже коснулось причала своим правым бортом. В последствии, контейнеровоз был разгружен и переведен в Голландию в сухой док для ремонта.

15 августа 2000 г. контейнерное судно «Dongedijk» под голландским флагом опрокинулось в п. Порт Саид. Экипаж в количестве 12 человек был спасен лоцманскими катерами и рыболовецкими судами.

При изучении данного случая было выявлено следующее:

- 1) уже при предварительном расчете остойчивости судна, было установлено, что судно не будет идти на ровном киле из-за превышения норм остойчивости и осадок судна. Капитан отменил погрузку двенадцати контейнеров;
- 2) чтобы достичь оптимального уровня погрузки судна и требований остойчивости, все балластные танки, кроме одного были осушены. Однако, пустые балластные танки понижают остойчивость судна
- 3) перед отходом судна из порта погрузки по снятым показаниям осадок стало ясно, что судно перегружено на 180 т.
- 4) основной причиной аварии стало неправильное распределение весов контейнеров при погрузке.

8 марта 2007 г. у причала в Антверпене легло на борт многоцелевое судно «Repubblica di Genova» под флагом Италии. Возможная причина потери остойчивости – избыточный груз на верхней палубе, несоответствие реального веса контейнеров заявленному. В корпус начала поступать вода, крен стал быстро нарастать, капитан приказал экипажу срочно покинуть судно. Никто не пострадал.

Для того чтобы проанализировать аварийные случаи с тяжеловесными грузами, необходимо четко представлять картину грузовых операций судовыми кранами.

В начале процесса выгрузки и поднятия груза трос подъемного крана натягивается, постепенно принимая часть веса груза на себя так, что, в конце концов, вся сила тяжести груза будет полностью приложена к тросу подъемного крана. С этого момента, груз становится свободно подвешенным на тросе (нити подвеса).

Следуя фундаментальным правилам определения координат центра масс (центра тяжести) механической системы (к которой относится и судно) в момент подвешивания груза и центр тяжести судна не изменяет своего положения.

Поскольку после подвешивания координаты груза w не изменились, то и положение ЦТ судна не изменилось. Из этого следует, что и метацентрическая высота судна GM (как расстояние между метацентром и ЦТ) также не изменилась.

Вместе с тем, и это хорошо известно морским профессионалам, в момент подвешивания груза судовым краном остойчивость судна резко уменьшается. То есть имеет место парадокс: остойчивость судна уменьшается при неизменном расстоянии между ЦТ и его метацентром судна (точкой М). Иными словами, происходит потеря остойчивости судна при оставшейся неизменной метацентрической высоте.

На самом деле, процесс достаточно прост: метацентрическая высота судна как критерий начальной остойчивости не учитывает наличия на борту незакрепленных грузов, способных свободно перемещаться с одного борта на другой в случае возможного наклона судна.

Величина $\frac{wl}{\Delta}$ является поправкой к метацентрической высоте судна на незакрепленный (подвешенный) груз. Эту поправку было предложено обозначать SWC , а метацентрическую высоту судна, исправленную на свободно подвешенный груз, обозначать GM_{LO} (от английского выражения *liftoperation*).

Таким образом, метацентрическая высота судна, исправленная на свободно подвешенный груз, не меняет своего значения при подъеме или опускании груза на подвесе (при условии, что точка подвеса не изменяет своей высоты).

Процесс приема груза судовым краном во многом аналогичен вышеуказанному процессу выгрузки.

В момент взятия груза судовым краном на подвес этот груз становится принадлежащим судну, изменяя тем самым его водоизмещение, среднюю осадку и координаты ЦТ. То есть метацентрическая высота судна изменится. Кроме того, этот груз – свободно подвешенный, поэтому, как уже обсуждалось выше, он приведет к дополнительной потере остойчивости судна [2].

Таким образом, операция подвешивания груза, принимаемого на судно более опасна по сравнению с аналогичной операцией при его снятии. Этот крен может быть значительным, так как принимаемый груз сравнительно далеко расположен от диаметральной плоскости судна. Поэтому на практике отрыв груза от причала, как правило, осуществляют путем перекачки балласта в специальных танках и создания небольшого крена судна на противоположный борт.

Перед проведением грузовых операций, в частности перед началом погрузки судна, особое внимание следует уделить грамотному размещению груза с целью распределения и уменьшения нагрузок на корпус судна во избежание аварий и поломок.

Во время грузовых работ пристальное внимание должно уделяться следующему:

1. полное соответствие грузовому плану, одобренному капитаном судна;
2. принятие решений по небольшому отклонению от грузового плана при смене плана погрузки;
3. правильное размещение опасных грузов в соответствии с одобренным планом;
4. проведение балластных операций с учетом контроля крена и дифферента судна;
5. периодическая проверка осадок судна по соответствующим маркам углублений;
6. проверка остойчивости судна по периоду качки при работе судовыми кранами;
7. крепление груза согласно требованиям Руководства по креплению груза (*Cargo Securing Manual*) [3].

Далее рассмотрим работу с компьютерной программой под названием COLOS для расчета остойчивости и мореходности судна, которая наиболее распространена на многоцелевых и сухогрузных судах при работе с тяжеловесными грузами и не только.

Симулятор погрузки или выгрузки тяжеловесного груза в этой программе выглядит как показано на рисунке 2.

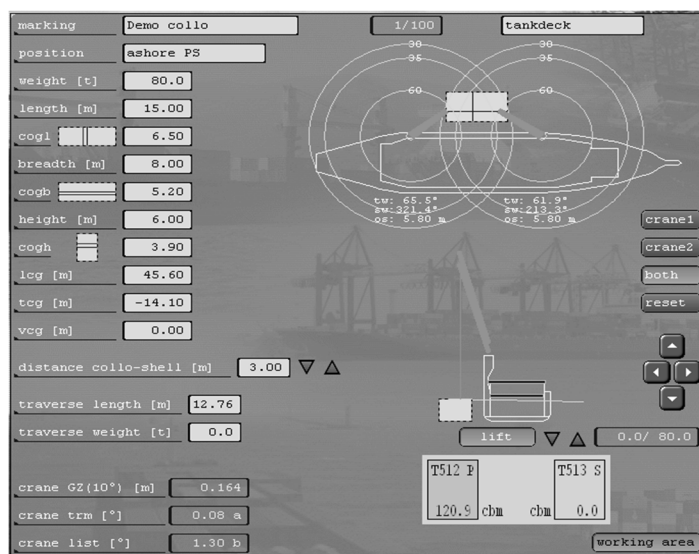


Рисунок 2 – Программа COLOS – Симулятор погрузки–выгрузки тяжеловесного груза

Определенно большой плюс данной программы заключается в том, что она позволяет значительно облегчить грузовому помощнику расчет остойчивости судна. Ведь с каждым годом работа старшего помощника капитана, ответственного за грузовые операции и работу судового персонала все более усложняется и обрастает новыми бумажными требованиями в заполнении огромного количества чек–листов и документов. При напряженном графике заходов в порты, значительно быстро накапливается усталость помощника капитана. Ведь человеческий фактор играет немаловажную роль в аварийности флота и, в том числе, при проведении грузовых операций. В крайне нелегких судовых условиях компьютерные программы по расчету остойчивости и обеспечению мореходности судна играют большую роль, позволяя значительно экономить время грузового помощника.

Но есть и недостатки данной программы. В различных версиях на судах были отмечены несоответствия программы размерениям судна и объемам его балластными танками по факту. Кроме того, для установки данной программы необходимо наличие отдельного грузового компьютера и покупка лицензии на каждую серию судов. В некоторых случаях комфорт и упрощенная работа проигрывают перед экономической стороной вопроса в представлении судовладельца.

Еще одна компьютерная программа под названием LoadPlanner (рисунок 3) позволяет рассмотреть модель погрузки или выгрузки тяжеловесного груза и узнать насколько будут критичны его положения в разных точках при повороте стрел кранов по отношению к дистанции между ними соизмеримо с габаритами тяжеловеса.

Как и предыдущая программа, LoadPlanner позволяет значительно сократить время грузового помощника на погрузке или выгрузке и помочь ему заблаговременно грамотно и успешно выполнить грузовую операцию.

Однако ни одна из компьютерных программ симуляторов остойчивости, в том числе указанных выше, не позволяют рассчитать, как будет вести себя свободно подвешенный тяжеловесный груз при наличии начального угла крена судна. А это весьма важный вопрос, который зачастую капитаны и грузовые помощники упускают из виду либо из–за собственной халатности, или из–за банальной нехватки времени при существующем быстром режиме работы в современных портах. Такое пренебрежение может привести к серьезным последствиям, связанным с потерей остойчивости, опрокидыванием судна и в некоторых случаях, гибелью людей.

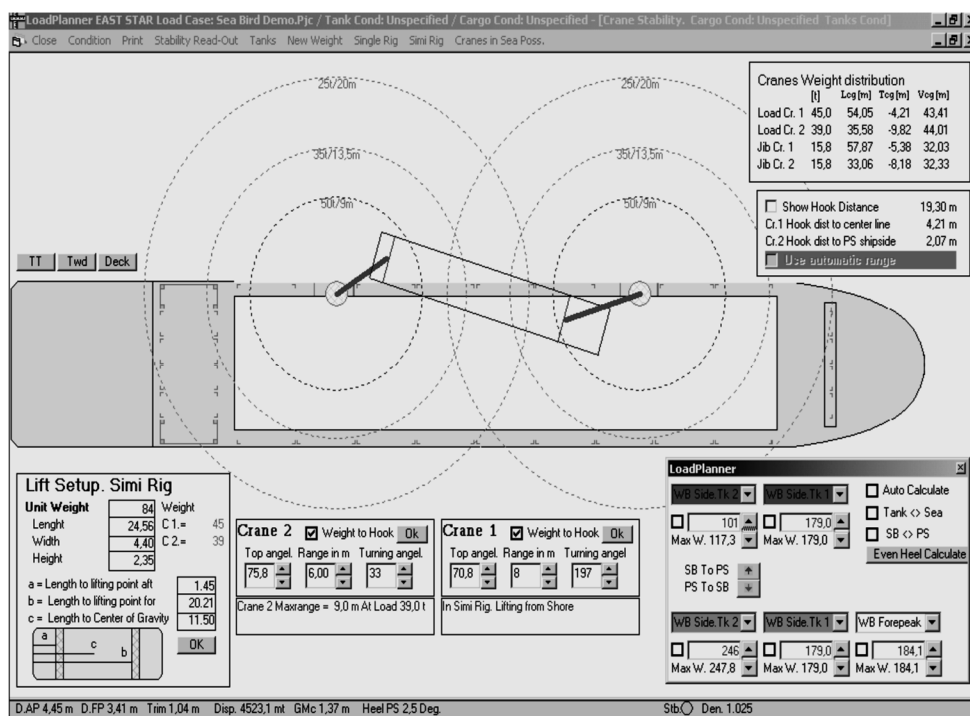


Рисунок 3 – Программа-симулятор остойчивости Load Planner

В ходе изучения и сравнения, вышеупомянутых, наиболее распространенных программ для расчета остойчивости судна, были выявлены существенные различия в значениях угла крена судна после подъема груза судовыми кранами.

В качестве примера, приведем следующие расчеты:

Водоизмещение судна (Displacement): $\Delta = 12451.4 \text{ t}$

Вес груза (weight of cargo): $w = 150 \text{ t}$

Длина подвеса (length of suspension): $l = 50 \text{ m}$

Метацентрическая высота (metacentric height): $GM = 2.57 \text{ m}$

Начальный угол крена (initial angle of heel): $\varphi = 2.5^\circ$

После перемещения груза w из точки A в точку A_1 метацентрическая высота корабля уменьшится на величину GG_1 :

$$GG_1 = \frac{w \cdot l}{\Delta} = \frac{150 \cdot 50}{12451.4} = 0.602 \text{ m}$$

Безразмерный комплекс, численно равный отношению вертикального перемещения ЦТ корабля (вследствие вертикального перемещения груза) к начальной метацентрической высоте GM :

$$\alpha = \frac{GG_1}{GM} = \frac{0.602}{2.57} = 0.234$$

Угол крена корабля после вертикального перемещения груза может быть рассчитан по формуле:

$$\varphi_1 = \arctan \frac{\tan \varphi}{1 - \alpha} = \arctan \frac{\tan 2.5}{1 - 0.234} = 3,3^\circ$$

На рисунках 4 и 5 представлены расчеты в программе COLOS.

Водоизмещение судна (Displacement): $\Delta = 12358.0 \text{ t}$

Вес груза (weight of cargo): $w = 370 \text{ t}$

Длина подвеса (length of suspension): $l = 50 \text{ m}$

Метацентрическая высота (metacentric height): $GM = 2.74 \text{ m}$

Начальный угол крена (initial angle of heel): $\varphi = 2.5^\circ$

После перемещения груза w из точки A в точку A_1 метацентрическая высота корабля уменьшится на величину GG_1 :

$$GG_1 = \frac{w \cdot l}{\Delta} = \frac{370 \cdot 50}{12358} = 1.497 \text{ m}$$

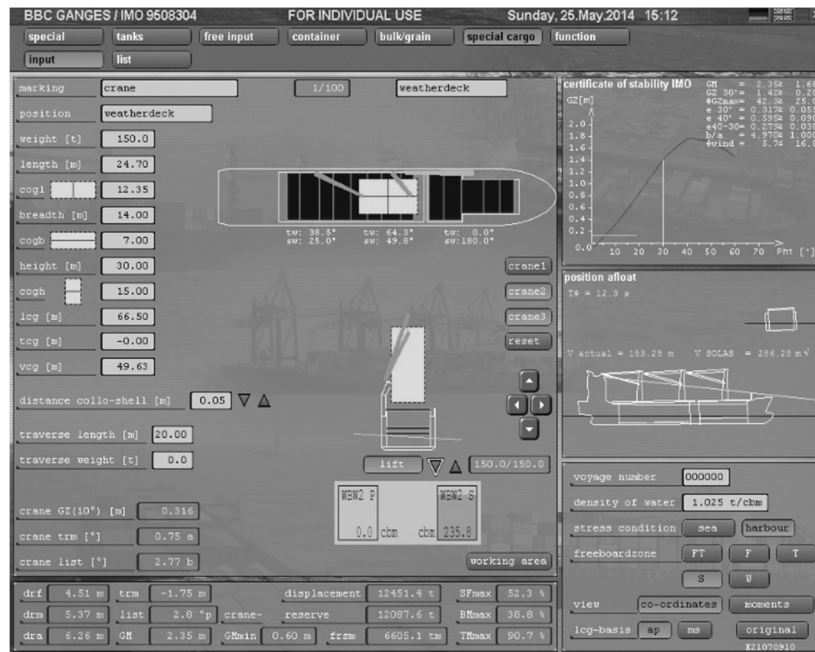


Рисунок 4 –Компьютерные расчеты в программе COLOS

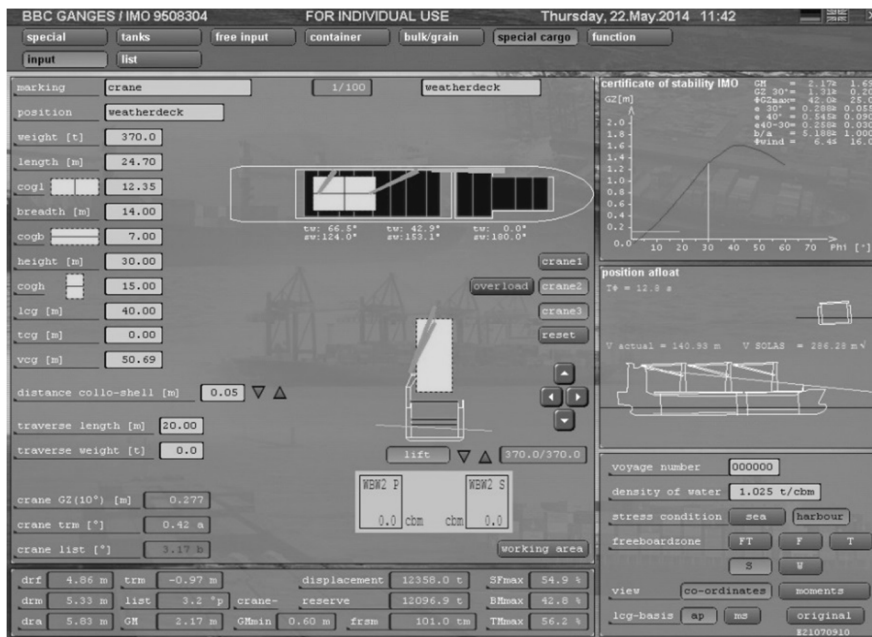


Рисунок 5 –Компьютерные расчеты в программе COLOS

Безразмерный комплекс, численно равный отношению вертикального перемещения ЦТ корабля (вследствие вертикального перемещения груза) к начальной метацентрической высоте GM :

$$\alpha = \frac{GG_1}{GM} = \frac{1.497}{2.74} = 0.546$$

Угол крена корабля после вертикального перемещения груза может быть рассчитан по формуле:

$$\varphi_1 = \arctan \frac{\tan \varphi}{1 - \alpha} = \arctan \frac{\tan 2.5}{1 - 0.546} = 5.5^\circ$$

Принимая во внимание коэффициент α , численно равный отношению вертикального перемещения центра тяжести судна к его метацентрической высоте, получим следующие графики зависимости, представленные на рисунках 6, 7, 8.

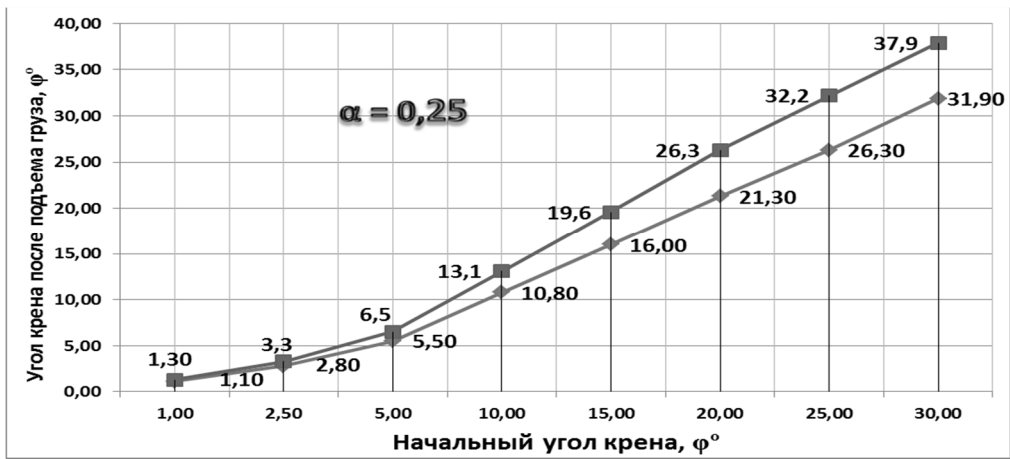


Рисунок 6 – Графики зависимости угла крена судна после подъема груза по расчетному методу и по программе COLOS от начального угла крена судна при α=0,25

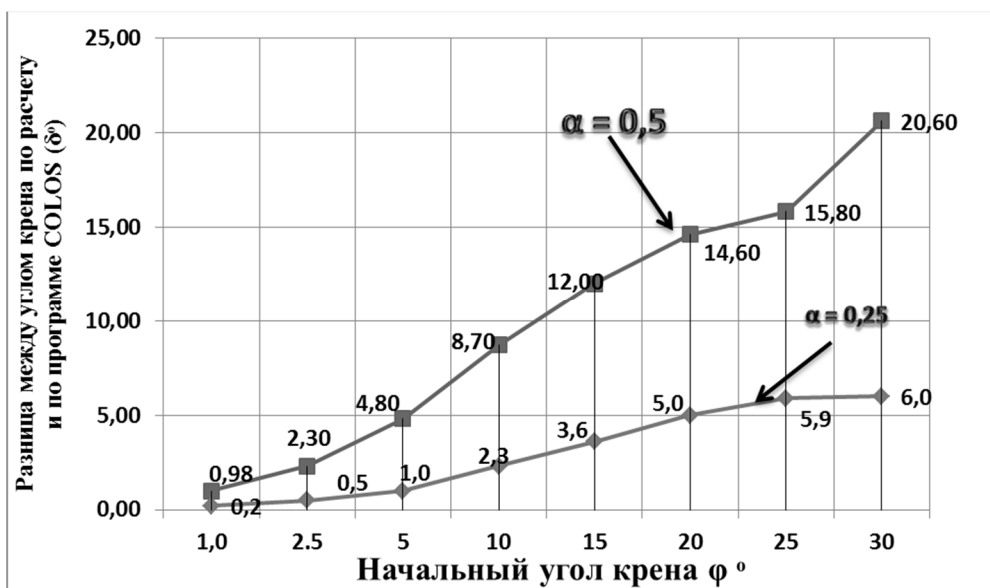


Рисунок 7 – Графики зависимости разницы углов крена судна после подъема груза, полученные расчетным методом и по программе COLOS, от начального угла крена судна

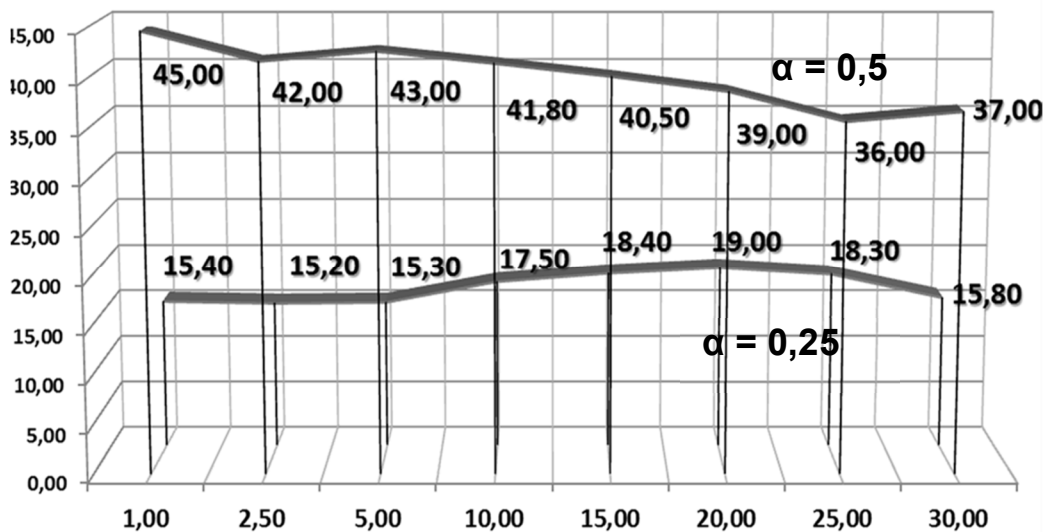


Рисунок 8 – Графики зависимости погрешности в определении угла крена судна по расчету и по программе COLOS от начального угла крена судна

1. В результате анализа аварийных случаев следует, что аварии, связанные с потерей остойчивости, являются, как правило, последовательностью событий, которые могут быть вызваны природными условиями, грузовым состоянием судна, аспектами в обработке груза, а также человеческим фактором.

2. В момент подвешивания груза краном судно резко теряет остойчивость из-за появления на борту незакрепленного груза, дающего отрицательную поправку к метацентрической высоте (SWC). При этом высота ЦТ судна не изменяется.

3. В дальнейшем, при фактическом вертикальном перемещении подвешенного груза остойчивость судна более не изменяется (при условии, что высота точки подвеса также не меняется). Вместе с тем, происходит перераспределение составляющих, вносящих вклад в метацентрическую высоту судна: поправки SWC и высоты ЦТ судна над килем.

4. Использование компьютерных программ по расчету остойчивости значительно облегчает и ускоряет рабочий процесс старшего помощника капитана, однако, это требует дополнительных навыков и определение необходимой степени доверия к компьютерным грузовым симуляторам.

5. Проведено исследование изменения крена и остойчивости судна при работе судовых кранов с тяжеловесными грузами. Установлено, что при ненулевом начальном крене судна этот крен увеличивается в момент отрыва груза судовым краном от его местоположения на судне. Величина этого крена прямо пропорциональна безразмерному комплексу a . Иными словами, чем тяжелее груз и длиннее подвес, тем больше изменение угла крена судна в момент его отрыва.

6. Полученная методика расчета изменения угла крена судна сравнивалась с методикой, используемой в стандартной программе COLOS. При этом установлена существенная разница до 45%.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Maritime accident review 2014 / European Maritime Safety Agency: IMO Bulletin, 2014. – 85 p.
2. Никитин, Е.В. Оценка посадки и остойчивости судна в условиях эксплуатации / Е.В. Никитин. – Уч. пособие. – Севастополь: АВМС им. П.С. Нахимова, 2011. – 320 с.
3. BBC Guideline. Safe solutions for project cargo operations, Leer: BBC Chartering and Logistic GmbH&Co.KG, 2009. – 76 p.

Гембаты Евгений Викторович

Севастопольский Государственный Университет, г. Севастополь
старший преподаватель
E-mail: e.v.gembaty@mail.ru

E.V. GEMBATY

ANALYSIS OF THE CALCULATION METHODS CHANGE THE ANGLE OF THE VESSEL HEELING FOR OPERATIONS IN HEAVY CARGO

Safety of human life at sea depends on condition of whole complex of technical measures providing transportation of crew and cargo, and fulfilling of various works whilst at sea. The risk for human's life may be caused by different circumstances: mistakes made by navigators or ship's crew, malfunctions while projecting and building of ships, influence of unfavorable factors, failure of ship's systems and devices.

Keywords: *ship's stability, metacentric height, center of gravity, ship's angle of heel, suspended weight correction.*

BIBLIOGRAPHY

1. Maritime accident review 2014 / European Maritime Safety Agency: IMO Bulletin, 2014. – 85 p.
2. Nikitin, Ye.V. Otsenka posadki i ostovchivosti sudna v usloviyakh ekspluatatsii / Ye.V. Nikitin. – Uch. posobiye. – Sevastopol: AVMS im. P.S. Nakhimova, 2011. – 320 s.
3. BBC Guideline. Safe solutions for project cargo operations, Leer: BBC Chartering and Logistic GmbH&Co.KG, 2009. – 76 p.

Gembaty Yevgeniy Viktorovich

Sevastopolskiy Gosudarstvennyy Universitet, Sevastopol
Senior Lecturer
E-mail: e.v.gembaty@mail.ru

Б.Ш. МАМЕДОВ, П.К. ШТАНЬКО

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ РАСЧЕТА ТЯГИ И ПОЛЕТНОГО (ТЯГОВОГО) КПД ТУРБОРЕАКТИВНЫХ ДВУХКОНТУРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО СОВРЕМЕННОЙ ТЕОРИИ ВОЗДУШНО–РЕАКТИВНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ЕДИНОЙ ТЕОРИИ ДВИЖИТЕЛЕЙ НА НЕПРЕРЫВНЫХ ПОТОКАХ

Рассматриваются недостатки современной теории воздушно–реактивных двигателей, связанные с ошибочной формулой тяги и полетного (тягового) КПД, дающие расчетную тягу, превышающую реальную почти в два раза, и расчетный полетный (тяговый) КПД, превышающий 100%, что приводит к ошибочному проектированию турбореактивных двухконтурных двигателей и задержке технического прогресса в области авиадвигателестроения. Показано, что формулы тяги и полетного (тягового) КПД, разработанные прогрессивной «Единой теорией движителей на непрерывных потоках», дают точное значение тяги и полетного (тягового) КПД и являются основой для технического прогресса в области авиадвигателестроения.

Ключевые слова: тяга, полетный (тяговый) КПД турбореактивных двухконтурных двигателей.

Кризис современной теории воздушно–реактивных двигателей, [1], дополнительно основывается еще и на том, что все, без исключения, фундаментальные основы этой теории ошибочны. К ошибочным основам современной теории воздушно–реактивных двигателей относятся:

1. Термодинамический цикл турбореактивных двигателей в координатах P–V, T–S [2, 3].
2. Формула тяги и полетного (тягового) КПД турбореактивных двигателей, [3].
3. Теорема о подъемной силе продуваемого профиля, [3].
4. Неправильное понимание и применение уравнения Эйлера, [3].

Все это привело к ошибочному описанию принципа работы турбореактивных двигателей (ТРД) [4, 5], привело к полному непониманию теоретических и физических основ процесса заглохания ТРД при взлете, полете, посадке [6, 7], к ошибочному проектированию турбореактивных двигателей, особенно двухконтурных, [4], привело к полному отсутствию правильных направлений технического прогресса в области авиадвигателестроения при $T_2^* = const$, где T_2^* – температура заторможенного газового потока на входе в первый сопловый аппарат турбины. Ошибочные формулы тяги, полетного (тягового) КПД современной теории воздушно–реактивных двигателей не нашли применения в термодинамическом расчете ТРД по математической модели нулевого, первого и второго уровня, поскольку завышают тягу ТРД почти в два раза по сравнению с реальной. Конструктора, которые занимаются расчетом ТРД, об этом прекрасно знают и для поддержания престижа отечественной науки выдают преподавателям авиационных вузов заниженный расход газового потока по контурам с тем, чтобы произведение $G_1 C_c$ было бы равно тяге по соответствующему контуру ТРДД, например, для ТРДД Д–436ТП по первому контуру расход газового потока выдают 58 кг/с (вместо 66 кг/с реального расхода), а по второму контуру расход газового потока выдают 105 кг/с (вместо 325 кг/с реального расхода), что полностью тормозит технический прогресс в области авиа–двигателестроения, задержав его более, чем на 85 лет.

Поэтому перед уже разработанной «Единой теорией движителей на непрерывных потоках» стояла задача вывода точных формул тяги и полетного (тягового) КПД турбореактивных двигателей, которая уже решена и представлена в [3, 8] что позволяет на основе проведения сравнительного анализа расчета тяги и полетного (тягового) КПД турбореактивного двухконтурного двигателя (ТРДД) Д–436ТП по формулам тяги и полетного (тягового) КПД современной теории воздушно–реактивных двигателей, [9] и по формулам тяги, полетного (тягового) КПД «Единой теории движителей на непрерывных потоках», [3], решить следующую проблему:

Показать и доказать, что разработанная «Единая теория двигателей на непрерывных потоках» является передовой и прогрессивной теорией воздушно–реактивных двигателей, дающей точное значение расчетной тяги и полетного (тягового) КПД для любых режимов работы ВРД и открывающей принципиально новые направления технического прогресса в области авиадвигателестроения.

Современная теория воздушно–реактивных двигателей основывается на фундаментальной формуле тяги:

$$R = G_z(C_c - V_n) + (P_c - P_n)F_c, \quad (1)$$

которая, при $P_c = P_n$, преобразуется в формулу тяги:

$$R = G_z(C_c - V_n), \quad (2)$$

которая, при $V_n = 0$, преобразуется в формулу тяги:

$$R = G_z C_c, \quad (3)$$

и полетного (тягового) КПД [9]:

$$\eta_n = \frac{2}{1 + \frac{C_c}{V_n}} \times 100\%, \quad (4)$$

где R – импульс силы тяги по одному из контуров;

G_z – массовый секундный расход газового потока по одному из контуров;

C_c – относительная осевая скорость газового потока в выходном сечении С–С реактивного сопла одного из контуров;

P_n – статическое давление окружающей среды;

V_n – скорость полета, переносная скорость;

P_c – статическое давление в выходном сечении С–С реактивного сопла одного из контуров;

F_c – площадь выходного сечения С–С реактивного сопла одного из контуров;

η_n – полетный (тяговый) КПД по одному из контуров.

Докажем ошибочность формул (1–4) на примере расчета тяги и полетного (тягового) КПД для ТРДД Д–436ТП, который имеет следующие технические данные, [10]:

Общая тяга на расчетном режиме – 76500 Н; тяга по первому контуру – 56500 Н; тяга по второму контуру – 20000 Н; расход газа по первому контуру – 66 кг/с; расход газа по второму контуру – 325 кг/с; степень сжатия, $P_k^* - 22,8$; степень двухконтурности, $m - 4,91$; C_c по первому контуру – 946 м/с; C_c по второму контуру – 188 м/с; $F_z - 1135 \text{ см}^2$; $P_z^* - 218,5 \text{ Н/см}^2$; $P_z^* F_z - 249600 \text{ Н}$; $F_{cl} - 4800 \text{ см}^2$; $(P_c F_c)_I - 49600 \text{ Н}$; $F_{cII} - 12000 \text{ см}^2$; $(P_c F_c)_{II} - 12350 \text{ Н}$; D_k – диаметр первого рабочего колеса (РК) компрессора низкого давления (КНД) – 1700 мм; G_F – удельный расход газового потока через фронтную площадь первого РК КНД, [9] – $170 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с}$; $P_{cl} = P_{cII} = P_n - 10,33 \text{ Н/см}^2$; максимальная скорость полета самолета Бе–200, на котором установлены ТРДД Д–436ТП, [10] – 700 км/час (195 м/с).

Проведем расчет тяги ТРДД Д–436ТП по формуле (3):

$$R_I = (G_z C_c)_I = 6,6 \cdot 9460 = 62500 \text{ Н} \cdot \text{с}, \quad (5)$$

$$R_{II} = (G_z C_c)_{II} = 32,5 \cdot 1880 = 61400 \text{ Н} \cdot \text{с}, \quad (6)$$

$$R = R_I + R_{II} = 6250 + 61400 = 123900 \text{ Н} \cdot \text{с}. \quad (7)$$

Вывод: формулы тяги современной теории воздушно–реактивных двигателей (1–3) являются ошибочными, поскольку не отражают третий Закон И.Ньютона – сила действия всегда равна силе противодействия, и почти в два раза завышают тягу ТРДД ($R = 123900 \text{ Н}$ вместо $R = 76500 \text{ Н}$), и не могут быть применены ни в теории, ни в термодинамическом расчете ТРД по математической модели нулевого уровня, первого уровня, второго уровня, в которых тяга двигателя не рассчитывается по формулам (1–3), а принимается равной лобовому сопротивлению самолета при расчетной скорости полета, что является неточным.

Проведем расчет полетного (тягового) КПД для ТРДД Д-436ТП по формуле (4) для первого и второго контура:

$$\eta_{nl} = \frac{2}{1 + \frac{C_c}{V_n}} \times 100\% = \frac{2}{1 + \frac{946}{195}} \times 100\% = 34\%, \quad (8)$$

$$\eta_{nII} = \frac{2}{1 + \frac{C_c}{V_n}} \times 100\% = \frac{2}{1 + \frac{188}{195}} \times 100\% = 102\%. \quad (9)$$

Средний полетный (тяговый) КПД:

$$\eta_{ncp} = \frac{\eta_{nl} + \eta_{nII}}{2} = \frac{34 + 102}{2} = 68\%. \quad (10)$$

Вывод: формула полетного (тягового) КПД (4) ошибочна, так как попирает все устои науки, поскольку известно, что в технике КПД любого физического процесса не может превысить 100%.

Общий вывод: все фундаментальные формулы (1–4) современной теории воздушно-реактивных двигателей ошибочны и являются жёстким тормозом на пути технического прогресса в области авиа-двигателестроения. Эти фундаментальные формулы (1–4) абсолютно не отвечают требованиям науки и экспериментальной части современной теории воздушно-реактивных двигателей, поскольку:

- анализ формулы тяги (1) показывает, что к слагаемой части $G_c(C_c - V_n)$, которая является импульсом силы тяги с размерностью Н·с, прибавляется второе слагаемое $(P_c - P_n)F_c$ с размерностью Н. Такая смесь размерностей в одном выражении в науке не допускается.

- согласно формулы тяги (1) при $(P_c > P_n)$, т.е. при недорасширенных газовых потоках, тяга двигателя увеличивается. Экспериментальная часть современной теории ВРД этого не подтверждает, наоборот, она устанавливает, что при $(P_c > P_n)$ тяга любого ВРД уменьшается, [9];

- согласно формулы тяги (1) увеличение F_c при $(P_c > P_n)$ приводит к существенному увеличению тяги ВРД. Экспериментальная часть современной теории ВРД этого не подтверждает, наоборот, она устанавливает, что при $(P_c > P_n)$ увеличение F_c всегда приводит к уменьшению тяги любого ВРД, (см. там же);

- согласно формулы тяги (2) увеличение $V_n(M_n)$ (где M_n – условное обозначение скорости звука в воздухе) всегда приводит к уменьшению тяги любого ВРД, а при $C_c = V_n$ тяга любого ВРД равняется нулю. Экспериментальная часть современной теории ВРД этого не подтверждает, наоборот, она устанавливает, что при увеличении $V_n(M_n)$ тяга любого ВРД увеличивается и при $V_n(M_n) = C_c$ в несколько раз превышает тягу ВРД при $V_n = 0$, [9];

- согласно формулы тяги (3) расчет тяги любого ВРД не соответствует реальной тяге, всегда почти в два раза выше;

- согласно формулы полетного (тягового) КПД (4) при $V_n = C_c$ полетный (тяговый) КПД любого ВРД достигает 100%, а при $V_n > C_c$ полетный (тяговый) КПД превышает 100%, что является полным нарушением Закона сохранения энергии, поскольку ни в природе, ни в технике не существует такого КПД.

Известно, что согласно прогрессивной «Единой теории движителей на непрерывных потоках», [3], её фундаментальными основами являются формула тяги для ТРДД:

$$R = P_2^* F_2 - P_c F_c = P_2^* F_2 - (P_c F_c)_I - (P_c F_c)_{II}, \quad (11)$$

при $V_n = 0$, и полетного (тягового) КПД при $V_n = 0$,

$$\eta_n = \left[1 - \frac{(P_c F_c)_I + (P_c F_c)_{II}}{P_2^* F_2} \right] \times 100\%, \quad (12)$$

где R – тяга ТРДД;

$P_2^*F_2$ – первичная движущая сила от изменения статического давления в сечении Г–Г;

P_2^* – статическое давление заторможенного потока в сечении Г–Г;

F_2 – площадь газодинамического тракта в сечении Г–Г на входе в первый сопловой аппарат турбины;

P_cF_c – суммарная сила сопротивления в выходных сечениях С–С реактивных сопел первого и второго контура;

$(P_cF_c)_I$ – сила сопротивления в выходном сечении С–С реактивного сопла первого контура;

P_{cI}, F_{cI} – соответственно, давление и площадь в выходном сечении С–С реактивного сопла первого контура;

$(P_cF_c)_{II}$ – сила сопротивления в выходном сечении С–С реактивного сопла второго контура;

P_{cII}, F_{cII} – соответственно давление и площадь в выходном сечении С–С реактивного сопла второго контура;

η_{II} – полетный (тяговый) КПД.

На основе технических данных ТРДД Д–436ТП приведем расчет тяги ТРДД Д–436ТП по формуле (11):

$$R = P_2^*F_2 - (P_cF_c)_I - (P_cF_c)_{II} = 249600 - 49600 - 123500 = 76500 \text{ Н.} \quad (13)$$

Необходимо отметить, что первичная движущая сила, $P_2^*F_2$, может находиться либо в сечении Г–Г, если ТРДД по первому контуру спроектирован точно, либо в зоне этого сечения, если двигатель по первому контуру спроектирован неточно, то есть в любом двигателе по первому контуру всегда существует такое значение $P_2^*F_2$, которое дает точное значение общей тяги двигателя при расчете по формуле (11).

Проведем расчет полетного (тягового) КПД ТРДД по формуле (12).

$$\eta_n = \left[1 - \frac{(P_cF_c)_I + (P_cF_c)_{II}}{P_2^*F_2} \right] \times 100\% = \left[1 - \frac{4960 + 12350}{24960} \right] \times 100\% = 30\%. \quad (14)$$

Вывод. Формулы тяги и полетного (тягового) КПД (11), (12), являются точными, поскольку полностью выполняют третий Закон И.Ньютона – сила действия всегда равна силе противодействия, что является подтверждением того, что разработанная «Единая теория движителей на непрерывных потоках», [3], у которой формулы (11), (12), являются фундаментальными основами, может рассматриваться как прогрессивная теория, открывающая принципиально новые направления технического прогресса в области авиадвигателестроения.

Расчет энергетического баланса ТРДД Д–436ТП согласно «Единой теории движителей на непрерывных потоках» проводится впервые.

Необходимым и достаточным условием для проведения такого расчета является умножение левой и правой части формулы тяги (11) на 100 м/с – осевую скорость газового потока в сечении Г–Г:

$$R \cdot 100 = P_2^*F_2 \cdot 100 - (P_cF_c)_I \cdot 100 - (P_cF_c)_{II} \cdot 100, \quad (15)$$

$$7650000 \text{ Нм/с} = 2496000 \text{ Нм/с} - 4960000 \text{ Нм/с} - 12350000 \text{ Нм/с},$$

где $R \cdot 100$ – тяговая мощность ТРДД Д–436ТП;

$P_2^*F_2 \cdot 100$ – полная мощность, подведенная ТРДД Д–436ТП к газовому потоку;

$(P_cF_c)_I \cdot 100$ – мощность силы сопротивления $(P_cF_c)_I$ по первому контуру ТРДД Д–436ТП;

$(P_cF_c)_{II} \cdot 100$ – мощность силы сопротивления $(P_cF_c)_{II}$ по второму контуру ТРДД Д–436ТП.

Анализ формулы (15) показывает, что половина полной мощности ТРДД Д–436ТП, подведенной к газовому потоку, $P_2^*F_2 \cdot 100$, затрачивается на преодоление мощности силы

сопротивления $(P_c F_c)_{II} \cdot 100$ второго контура, что регламентирует очень низкий полетный (тяговый) КПД ТРДД Д-436ТП, равный 30%, высокий расход топлива, равный 2900 кг/час, низкую высоту лопаток последнего рабочего колеса КВД, равную 25 мм, низкую тягу, равную 76500Н·с, низкую безопасность полетов, высокую децибельную характеристику.

Согласно «Единой теории двигателей на непрерывных потоках», [3], общая тяга любого ТРДД состоит из тяги по первому контуру при $V_n = 0$:

$$R_I = (P_{n_{cp}}^* F_{n_{cp}})_{I} - (P_c F_c)_I, \quad (16)$$

и тяги по второму контуру при $V_n = 0$:

$$R_{II} = (P_{n_{cp}}^* F_{n_{cp}})_{II} - (P_c F_c)_{II}, \quad (17)$$

где $(P_{n_{cp}}^* F_{n_{cp}})_{I}$ – средняя первичная движущая сила от изменения статического давления газового потока по первому контуру при $V_n = 0$;

$(P_{n_{cp}}^* F_{n_{cp}})_{II}$ – средняя первичная движущая сила от изменения статического давления газового потока по второму контуру при $V_n = 0$.

Сумма средних первичных движущих сил от изменения статического давления газового потока по первому и второму контуру всегда равняется $P_2^* F_2$:

$$P_2^* F_2 = (P_{n_{cp}}^* F_{n_{cp}})_{I} + (P_{n_{cp}}^* F_{n_{cp}})_{II}. \quad (18)$$

Поэтому, просуммировав R_I, R_{II} мы получим формулу тяги (11).

Для ТРДД Д-436ТП, например:

$$(P_{n_{cp}}^* F_{n_{cp}})_{I} = R_I + (P_c F_c)_I = 56500 + 49600 = 106100 \text{ Н}, \quad (19)$$

$$(P_{n_{cp}}^* F_{n_{cp}})_{II} = R_{II} + (P_c F_c)_{II} = 20000 + 123500 = 143500 \text{ Н} \quad (20)$$

$$P_2^* F_2 = (P_{n_{cp}}^* F_{n_{cp}})_{I} + (P_{n_{cp}}^* F_{n_{cp}})_{II} = 106100 + 143500 = 249600 \text{ Н} \quad (21)$$

Таким образом, вышеуказанные формулы для расчета энергетического баланса ТРДД Д-436ТП согласно «Единой теории двигателей на непрерывных потоках» дают возможность определить, какую часть общей мощности двигателя Д-436ТП, которую он подводит к газовому потоку (24960000 Нм/с), потребляет первый контур (10610000 Нм/с) и второй контур (14350000 Нм/с), чтобы четко представлять, что у современных ТРДД при степени двухконтурности $m=4,91$ для ТРДД Д-436ТП, $m=5$ для ТРДД Д-18, Д-18Т, Д-18Т-3М и других, на преодоление мощности силы сопротивления по второму контуру затрачивается половина всей мощности двигателя, что генерирует большой расход топлива, низкий полетный (тяговый) КПД, низкую высоту лопаток последних рабочих колес КВД, низкую тягу, снижение безопасности полетов, экологических (большой расход топлива и децибельная характеристика) и технико-экономических показателей двигателя.

Технический прогресс в области авиадвигателестроения полностью зависит от правильной теории воздушно-реактивных двигателей. Кризис современной теории воздушно-реактивных двигателей в том и заключается, что все, без исключения, её фундаментальные основы ошибочны: ошибочен термодинамический цикл турбореактивных двигателей в координатах $P-V, T-S$, [3], ошибочны формула тяги и полетного (тягового) КПД ТРД, [3], данная статья, ошибочна теорема о подъемной силе продуваемого профиля, [3], ошибочно понимание и применение уравнения Эйлера, [3].

Полное отсутствие правильной теории воздушно-реактивных двигателей привело к ошибочному описанию принципа работы любого ВРД, к ошибочному описанию физических процессов, имеющих место при работе ВРД, что в конечном итоге привело к ошибочному проектированию авиационных двигателей, в которых не решены следующие проблемы:

1. Низкая тяга ВРД, особенно ТРДД, связанная с полным отсутствием правильной теории воздушно-реактивных двигателей, приведшей к ошибочному проектированию ВРД на современном этапе, к снижению безопасности полетов, η_n .

2. Низкая газодинамическая устойчивость работы современных ВРД, что снижает безопасность полетов.

3. Высокая децибельная характеристика на входе в двигатель, что снижает безопасность полетов и ухудшает экологию окружающей среды.

4. Наличие кинематической зоны жесткого (упругого) удара в сечении В–В ВРД, что задерживает технический прогресс в области авиадвигателестроения, т.к. не позволяет повысить C_a выше 180–220 м/с, а значит не позволяет повысить $P_k^*, P_c^* F_c$, тягу ВРД, η_n .

5. Низкая высота лопаток последних рабочих колес КВД, что существенно снижает газодинамическую устойчивость работы ВРД, $P_k^*, P_c^* F_c$, тягу ВРД, η_n , безопасность полетов.

6. Высокий расход топлива, особенно в ТРДД, у которых второй контур спроектирован ошибочно, что существенно снижает экологию окружающей среды $P_k^*, P_c^* F_c$, тягу ВРД, η_n .

7. Полное отсутствие регулирования ВРД по максимальной тяге на любом режиме работы путем регулирования $P_c F_c$, что дополнительно увеличивает расход топлива, снижает тягу ВРД, η_n , увеличивает децибельную характеристику.

8. Высокая децибельная характеристика в выходном сечении реактивного сопла ВРД, что связано с генерированием открытых отрывных зон по внутренней поверхности реактивного сопла в зоне выходного сечения, что дополнительно снижает тягу, η_n ВРД за счет генерирования отрицательной тяги, снижающей общую тягу ВРД. Снизить децибельную характеристику, то есть закрыть открытые отрывные зоны при одновременном увеличении тяги ВРД, можно только одним путем – введением регулирующих створок, обеспечивающих закон регулирования ВРД по максимальной тяге с одновременным снижением децибельной характеристики на любых режимах работы путем регулирования $P_c F_c$.

Поэтому перспектива дальнейших разработок будет полностью регламентирована вышеуказанными актуальными проблемами, до сих пор стоящими перед проектантами ВРД, но решаемые только с позиции передовой и прогрессивной «Единой теории движителей на непрерывных потоках», [3].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Карачевский, Г. Аэродинамика – кризис классической теории / Г. Карачевский // Техника молодежи. – 2005. – № 10. – С. 5 – 7.
2. Мамедов, Б.Ш. Единая теория движителей. Разработка термодинамического цикла турбореактивных двигателей в координатах Р–V, Т–S / Б.Ш. Мамедов // XVIII Международный конгресс двигателестроителей: тез. докл. (14–19 сентября 2013г.). – Х.: ХАИ. – 2013. – С. 90.
3. Мамедов, Б.Ш. Единая теория движителей на непрерывных потоках / Б.Ш. Мамедов: Запорожский национальный технический университет. – Х.: Технологический центр, 2013. – 296 с.
4. Мамедов, Б.Ш. Единая теория движителей. Новое назначение и принцип работы «нулевой» ступени компрессора низкого давления / Б.Ш. Мамедов // Авиационно–космическая техника и технология: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун–та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Вып.8/115. – Х. – 2014. – С. 55 – 60.
5. Мамедов, Б.Ш. Единая теория движителей. Новое назначение и принцип работы «нулевой» ступени компрессора низкого давления / Б.Ш. Мамедов // XIX Международный конгресс двигателестроителей: тез. докл. (14–19 сентября 2014г.). – Х.: ХАИ. – 2014. – С. 70.
6. Мамедов, Б.Ш. Единая теория движителей. Причины генерирования неустойчивой работы турбореактивных двигателей при взлете в условиях жаркого климата. / Б.Ш. Мамедов // Авиационно–космическая техника и технология: сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун–та им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». – Вып.9/116. – Х. – 2014. – С. 56 – 62.
7. Мамедов, Б.Ш. Единая теория движителей. Причины генерирования неустойчивой работы турбореактивных двигателей в условиях жаркого климата. / Б.Ш. Мамедов // XIX Международный конгресс двигателестроителей: тез. докл. (14–19 сентября 2014г.). – Х.: ХАИ. – 2014. – С. 71.
8. Мамедов, Б.Ш. Основы единой теории движителей на непрерывных потоках. Вывод формулы тяги, полетного (тягового) КПД турбореактивных двигателей / Б.Ш. Мамедов // XIX Международный конгресс двигателестроителей: тез. докл. (14–19 сентября 2014г.). – Х.: ХАИ. – 2014. – С. 71.
9. Шляхтенко, С.М. Теория и расчет воздушно–реактивных двигателей / С.М. Шляхтенко // Мин–во общ. и проф. образования Рос. Федерации; под ред. С.М. Шляхтенко. – М.: Машиностроение, 1987. – 568 с.
10. Гражданская авиация России. – М.: «Военный парад», 2004. – 336 с.

Мамедов Борис Шамшадович

Запорожский национальный технический университет, Украина.
кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
«Начертательная геометрия, инженерная и компьютерная графика»
69063, Украина, г. Запорожье, ул. Жуковского, 64.
Тел.: +380(61)7698260
E-mail: kafedra_ngk@zntu.edu.ua

Штанько Петр Константинович

Запорожский национальный технический университет
кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
механики
69063, Украина, г. Запорожье, ул. Жуковского, 64.
Тел.: +380(61)7698260
E-mail: kafedra_ngk@zntu.edu.ua

B.S. MAMEDOV, P.K. SHTANKO

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE CALCULATION OF THRUST AND FLIGHT (TRACTION) EFFICIENCY OF TURBOJET ENGINE ACCORDING TO THE MODERN THEORY OF JET ENGINES AND A UNIFIED THEORY OF THE ENGINES ON CONTINUOUS FLOWS

We consider the shortcomings of the modern theory of jet engines associated with the incorrect formula thrust and flight (traction) efficiency, giving the estimated thrust exceeding real almost doubled, and the calculated flight (traction) efficiency greater than 100%, resulting in an erroneous design turbojet bypass engines and delay technological progress in the field of aircraft engine. It is shown that the formula of traction and flight (traction) Efficiency developed progressive «unified theory of propulsion on a continuous stream of» give the exact value of thrust and in flight (traction) and efficiency are the basis for technical progress in the field of aircraft engine.

Keywords: traction, flight (traction) efficiency turbofan engines.

BIBLIOGRAPHY

1. Karachevskiy, G. Aerodinamika – krizis klassicheskoy teorii / G. Karachevskiy // Tekhnika molodezhi. – 2005. – № 10. – S. 5 – 7.
2. Mamedov, B.SH. Yedinaya teoriya dvizhiteley. Razrabotka termodinamicheskogo tsikla turboreaktivnykh dvigateley v koordinatakh P–V, T–S / B.SH. Mamedov // XVIII Mezhdunarodnyy kongress dvigatelestroiteley: tez.dokl. (14–19 sentyabrya 2013g.). – KH.: KHAI. – 2013. – S. 90.
3. Mamedov, B.SH. Yedinaya teoriya dvizhiteley na nepreryvnykh potokakh / B.SH. Mamedov: Zaporozhskiy natsionalnyy tekhnicheskyy universitet. – KH.: Tekhnologicheskyy tsentr, 2013. – 296 s.
4. Mamedov, B.SH. Yedinaya teoriya dvizhiteley. Novoye naznacheneye i printsip raboty «nulevoy» stupeni kompressora nizkogo davleniya / B.SH. Mamedov // Aviatsionno–kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya: sb. nauch. tr. Nats. aerokosm. un–ta im. N.Ye. Zhukovskogo «KHAI». – Vyp.8/115. –KH. – 2014. – S. 55 – 60.
5. Mamedov, B.SH. Yedinaya teoriya dvizhiteley. Novoye naznacheneye i printsip raboty «nulevoy» stupeni kompressora nizkogo davleniya / B.SH. Mamedov // XIX Mezhdunarodnyy kongress dvigatelestroiteley: tez.dokl. (14–19 sentyabrya 2014g.). – KH.: KHAI. – 2014. – S. 70.
6. Mamedov, B.SH. Yedinaya teoriya dvizhiteley. Prichiny generirovaniya neustoychivoy raboty turboreaktivnykh dvigateley pri vzlete v usloviyakh zharkogo klimata. / B.SH. Mamedov // Aviatsionno–kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya: sb. nauch. tr. Nats. aerokosm. un–ta im. N.Ye. Zhukovskogo «KHAI». – Vyp.9/116. – KH. – 2014. – S. 56 – 62.
7. Mamedov, B.SH. Yedinaya teoriya dvizhiteley. Prichiny generirovaniya neustoychivoy raboty turboreaktivnykh dvigateley v usloviyakh zharkogo klimata. / B.SH. Mamedov // XIX Mezhdunarodnyy kongress dvigatelestroiteley: tez.dokl. (14–19 sentyabrya 2014g.). – KH.: KHAI. – 2014. – S. 71.
8. Mamedov, B.SH. Osnovy yedinoy teorii dvizhiteley na nepreryvnykh potokakh. Vyvod formuly tyagi, poletnogo (tyagovogo) KPD turboreaktivnykh dvigateley / B.SH. Mamedov // XIX Mezhdunarodnyy kongress dvigatelestroiteley: tez.dokl. (14–19 sentyabrya 2014g.). – KH.: KHAI. – 2014. – S. 71.
9. Shlyakhtenko, S.M. Teoriya i raschet vozdušno–reaktivnykh dvigateley / S.M. Shlyakhtenko // Min–vo obshch. i prof. obrazovaniya Ros. Federatsii; pod red. S.M. Shlyakhtenko. – M.: Mashinostroyeniye, 1987. – 568 s.
10. Grazhdanskaya aviatsiya Rossii. – M.: «Voyennyy parad», 2004. – 336 s.

Mamedov Boris Shamshadovich

Zaporizhzhya National Technical University, Ukraine
Ph.D., Associate Professor of the Department «Descriptive geometry, engineering and COMP–istic schedule»
69063, Ukraine, Zaporozhye, st. Zhukovsky, 64.
Ph.: +380 (61) 7698260
E-mail: kafedra_ngk@zntu.edu.ua

Shtanko Petr Konstantinovich

Zaporizhzhya National Technical University, Ukraine
Ph.D., Associate Professor, Department of Mechanics
69063, Ukraine, Zaporozhye, st. Zhukovsky, 64.
Ph.: +380 (61) 7698260
E-mail: kafedra_ngk@zntu.edu.ua

А.В. ШИРОКИЙ, М.Г. КРИСТАЛЬ

НАДЕЖНОСТЬ И ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ СТРУКТУР ЕЕ ИСПОЛНЕНИЯ

Определены характеристики таких базовых структур технологической системы как: последовательное соединение единиц технологического оборудования без устройств межоперационного накопления, параллельного соединения единиц технологического оборудования с возможностью одновременной работы, параллельного соединения по схеме с резервированием.

Ключевые слова: технологическое оборудование, предмет производства, интенсивность потока, степень последствия, коэффициент готовности, надежность функционирования.

В работе [1] для компенсации простоев оборудования в технологических системах (ТС) авторами получены расчетные зависимости для определения объема межоперационного накопления предметов производства (ПП) исходя из того, что материальные потоки являются потоками Пальма с ограниченным последствием [2, 3] и постоянной величиной средней интенсивности. В реальных технологических системах материальные потоки при различных структурных компоновках оборудования могут разветвляться, как для выравнивания производительности, так и для его резервирования. Коэффициенты готовности $K_{Г}^{\text{ЭКВ}}$ таких структуры будут отличаться от коэффициентов готовности $K_{Г_i}$ входящих в эти структуры единиц технологического оборудования (ЕТО).

Рассмотрены следующие базовые структуры:

- ТС, состоящая из n последовательно соединенных единиц оборудования, в том числе разнородного, без устройств межоперационного накопления ПП;
- ТС, состоящая из n соединенных и параллельно работающих единиц оборудования, в том числе разнородного (Здесь в каждый момент времени работает k из n ($k \leq n$) параллельно соединенных единиц оборудования, в зависимости от поступления или не поступления ПП от предыдущего оборудования);
- ТС, состоящая из двух единиц однородного оборудования, когда первая единица оборудования является основной, а вторая – «резервной». Здесь при выходе из работоспособного состояния основной единицы оборудования, «резервная» вводится в эксплуатацию, подменяя неисправную основную, которая в это время восстанавливается. После чего цикл «работа–восстановление» повторяется.

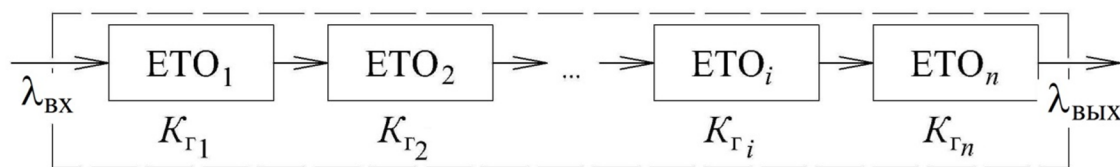


Рисунок 1 – Структура ТС, состоящей из n последовательно соединенных ЕТО

Коэффициент готовности $K_{Г}$ ТС (рисунок 1), состоящей из n последовательно соединенных жесткой связью ЕТО без устройств межоперационного накопления ПП можно определить по выражению [4]:

$$K_{Г}^{\text{Э}} = T_{\text{р}} / (T_{\text{р}} + T_{\text{в}}), \quad (1)$$

где $T_{\text{р}}$ – средняя величина интервала времени безотказной работы ТС;

$T_{\text{в}}$ – средняя величина интервала времени восстановления ТС после отказов.

Последовательное соединение ЕТО обуславливает накопление в ТС потерь, характеризуемых величинами T_{B_i} таким образом, что доля потерь T_{B_i}/T_{P_i} от каждой i -ой ЕТО суммируется по всему интервалу значений n . Тогда коэффициент готовности K_G^3 такой ТС, можно рассчитать как:

$$K_G^3 = \left(1 + \sum_{i=1}^n T_{B_i}/T_{P_i} \right)^{-1} \quad (2)$$

При последовательном соединении n идентичных ЕТО, характеризующихся равенством коэффициентов готовности $K_{G_1} = K_{G_i} = K_{G_n}$, а также величин $T_{P_1} = T_{P_i} = T_{P_n}$ и $T_{B_1} = T_{B_i} = T_{B_n}$, из выражения (2) получим:

$$K_G^3 = \left(1 + n T_{B_i}/T_{P_i} \right)^{-1} \quad (3)$$

Для проверки указанного подхода авторами было выполнено имитационное моделирование работы рассмотренной выше структуры в среде пакета «Mathcad 13 Rus» [5]. Рассмотрены случаи, когда $n \in [2, 11]$, а $K_{G_i} \in [0,4, 1,0]$.

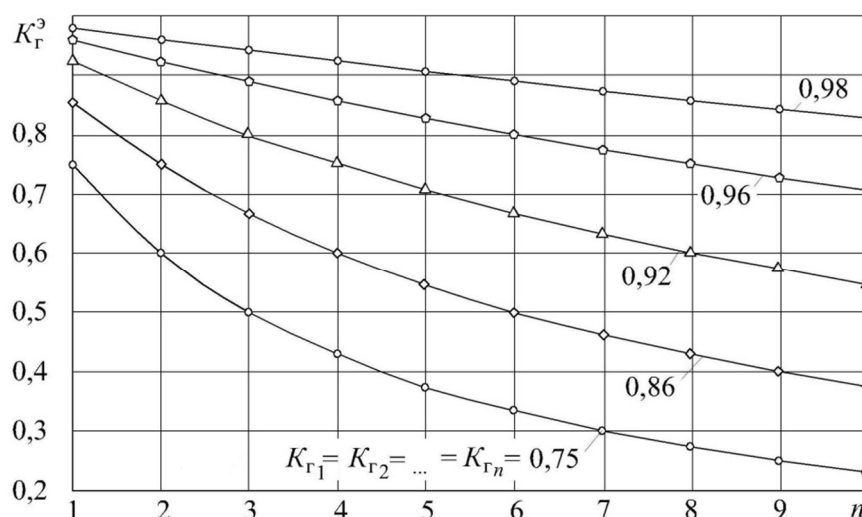


Рисунок 2 – Влияние числа n идентичных ЕТО последовательной компоновки на величину коэффициента K_G^3 готовности ТС при $K_{G_1} = K_{G_i} = K_{G_n}$, $T_{P_1} = T_{P_i} = T_{P_n}$ и $T_{B_1} = T_{B_i} = T_{B_n}$

Было принято, что величины T_{P_i} и T_{B_i} являются, как константами, так и случайными величинами (СВ), подчиняющимися гамма-распределению с параметрами λ_{σ} , λ_{ν} , k_{σ} , k_{ν} (соответственно, интенсивности и коэффициенты степени последствия потока интервалов безотказной работы единицы технологического оборудования и потока интервалов восстановления оборудования в соответствии с [6]. На рисунке 2 приведены расчетные и экспериментальные значения $K_G^{ЭКВ}$ для пяти компьютерных экспериментов.

Рассмотрена ТС, состоящей из n единиц оборудования, как идентичного, так и не идентичного, работающих параллельно. При этом в каждый момент времени могут одновременно работать от одной до n ЕТО, в зависимости от степени их загрузки ПП от предыдущего оборудования (рисунок 3). Такая компоновка обуславливает компенсацию простоев, характерных для каждой ЕТО $_i$ за счет ввода в работу другой ЕТО, находящейся в данный момент времени в работоспособном состоянии. Компенсация простоев приводит к повышению коэффициента готовности K_G^3 такой ТС. При этом важно соотношение производительности $\lambda_{\text{вх}}$ входящего в ТС потока ПП и производительности обработки ПП λ_i в ЕТО $_i$.

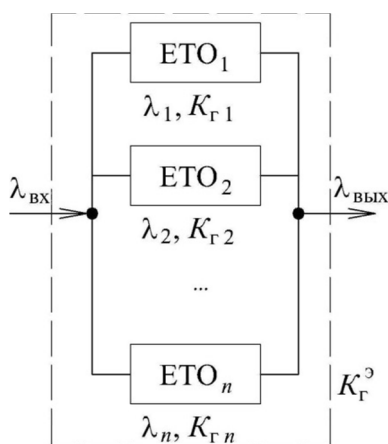


Рисунок 3 – ТС, состоящей из n параллельно соединенных ЕТО:
 а – для двух ЕТО, б – общий случай для n ЕТО)

В случае, когда $\lambda_{\text{ВХ}} \geq \sum_{i=1}^n \lambda_i$, с ростом коэффициента готовности $K_{Г_i}$ каждого канала величина $K_{Г}^{\text{э}}$ будет иметь пропорциональное приращение вплоть до предельного значения $K_{Г}^{\text{э}} = 1,0$ (отсутствие простоев в ЕТО _{i} и равенства $\lambda_{\text{ВХ}} = \sum_{i=1}^n \lambda_i$). При $\lambda_{\text{ВХ}} < \sum_{i=1}^n \lambda_i$, с ростом коэффициента готовности $K_{Г_i}$ величина $K_{Г}^{\text{э}}$ стремится к предельному значению, равному $K_{Г}^{\text{э}} = 1$, по нелинейной зависимости.

На рисунках 4, 5 представлены результаты моделирования работы ТС состоящей из 2-х параллельно соединенных ЕТО в виде функций $K_{Г}^{\text{э}} = f(K_{Г_1}, K_{Г_2})$. Из них следует, что, когда длительность обработки каждого ПП в ЕТО _{i} является СВ или некой константой, зависимости качественные о совпадают. Приведены аналитические выражения для случаев, когда длительность обработки каждого ПП есть случайная величина, подчиняющаяся гамма-распределению с параметрами λ и k .

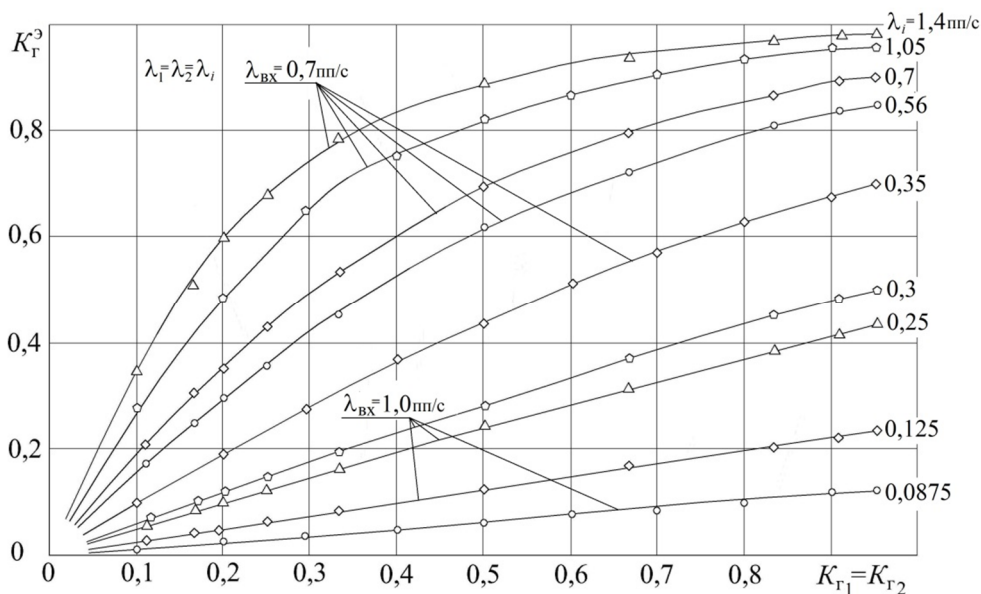


Рисунок 4 – Влияние величины коэффициента $K_{Г1} = K_{Г2}$ готовности ЕТО₁ и ЕТО₂ на коэффициент $K_{Г}^{\text{э}}$ готовности ЕТО_э, состоящей из 2-х параллельных ЕТО _{i}

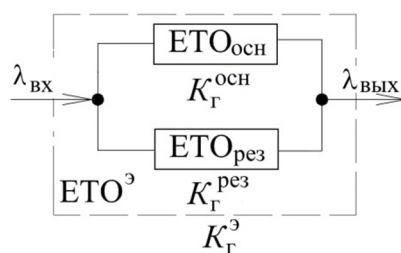


Рисунок 5 – ТС, состоящая из двух идентичных ЕТО, где одна из которых является резервной

В общем случае для ТС, состоящей из n параллельно соединенных $ЕТО_i$, получено:

$$K_{Г}^э = 1 - \exp\left[-\frac{1}{\lambda_{ВХ}} \sum_{i=1}^n K_{Г_i} \lambda_i\right] \text{ при } \lambda_{ВХ} < \sum_{i=1}^n K_{Г_i} \lambda_i \quad (4)$$

$$K_{Г}^э = 1,05 \left[1 - \exp\left(-\frac{1}{\lambda_{ВХ}} \sum_{i=1}^n K_{Г_i} \lambda_i\right) \right] \text{ при } \lambda_{ВХ} = \sum_{i=1}^n K_{Г_i} \lambda_i \quad (5)$$

$$K_{Г}^э = \frac{1}{\lambda_{ВХ}} \sum_{i=1}^n K_{Г_i} \lambda_i \text{ при } \lambda_{ВХ} > \sum_{i=1}^n K_{Г_i} \lambda_i . \quad (6)$$

При резервировании технологического оборудования (рисунок 5) одна $ЕТО^{осн}$ является основной, а другая – резервной ($ЕТО^{рез}$). В этом случае величина коэффициента $K_{Г}^э$ готовности ТС вычисляется по выражению:

$$K_{Г}^э = K_{Г}^{осн} + K_{Г}^{рез}, \quad K_{Г}^э \leq 1 \quad (7)$$

где $K_{Г}^{осн}$ и $K_{Г}^{рез}$ – соответственно, коэффициенты готовности $ЕТО^{осн}$ и $ЕТО^{рез}$.

Имитационным моделированием в среде пакета «Mathcad 13 Rus» процесса функционирования рассмотренной ТС (рисунок 5) для различных сочетаний значений $K_{Г}^{осн}$ и $K_{Г}^{рез}$ подтверждена адекватность выражения (7).

Полученные результаты позволяют на основе выражений, разработанных для рассмотренных структур оценить вероятность безотказной работы (коэффициент готовности) более сложных компоновок технологического оборудования и их фактическую производительность. А также рассмотреть возможность и место размещения межоперационных накопителей предметов производства в технологической системе для обеспечения заданного уровня надежности и производительности ее функционирования. Поскольку в заложенной при выведении зависимостей (1, 2, ...7) концепции о том, что материальные потоки предметов производства являются потоками Пальма с ограниченным последствием, объем этих накопителей, обеспечивающих бесперебойность работы технологического оборудования, может быть вычислен в соответствии с методикой, изложенной в работе [1].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кристаль, М.Г. Новый подход в определении объема накопителя ПП / М.Г. Кристаль, А.В. Широкий, И.А. Чувилин // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2007. – № 12. – С. 6 – 9.
2. Кристаль, М.Г. Имитационное моделирование потоков ПП в каналах питания технологического оборудования / М.Г. Кристаль, А.В. Широкий // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004. – № 11. – С. 22 – 26.
3. Кристаль, М.Г. Производительность и надёжность сборочных автоматов: монография / М.Г. Кристаль. ВолгГТУ. – Волгоград, – 2011. – 159 с.
4. ГОСТ 27.002–89 Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения. М.: ИПК Издательство стандартов, 2002. – 8 с.
5. Mathcad 13 Rus// Mathcad 13 Russia – документ № Tr 005377 от 19.06.2006.

6. Широкий А.В., Кристаль М.Г. Модели распределения случайных интервалов времени между пред-
метами производства (ПП) в транспортных потоках сборочного оборудования / А.В. Широкий, М.Г. Кристаль
// Сборка в машиностроении, приборостроении». – 2014. – №9. – С. 28 – 32.

Широкий Алексей Владимирович

Волгоградский филиал АО «Атомэнергопроект»,
г. Волгоград
Кандидат технических наук, зав. отделом
Россия, 400001, г. Волгоград, ул. Рабоче-Крестьянская, 16
Тел.: +7-9178374338
E-mail: shiroky_alex@mail.ru

Кристаль Марк Григорьевич

Волгоградский государственный технический
университет, г. Волгоград
Доктор технических наук, профессор кафедры
«Автоматизация производственных процессов»
Россия, 400005, г. Волгоград, пр. Ленина, 28
Тел.: +7-9093899432
E-mail: crysmar@mail.ru

A.V. SHIROKY, M.G. KRISTAL

RELIABILITY AND PRODUCTIVITY OF PROCESS SYSTEMS FOR THE VARIOUS STRUCTURES ITS EXECUTION

*It was determined the characteristics of the processing system basic structures as a series
connection of manufacturing equipment units without interoperation accumulation devices, parallel
connection of manufacturing equipment units with the possibility of simultaneous operation, the par-
allel connections are redundant.*

Keywords: *manufacturing equipment, machined parts, rate of occurrence, degree of afteref-
fect, availability ratio, operational reliability.*

BIBLIOGRAPHY

1. Kristal, M.G. Novyy podkhod v opredelenii obyoma nakopitelya PP / M.G. Kristal, A.V. Shirokiy, I.A. Chuvilin // Sbornik v mashinostroyeni, priborostroyeni. – 2007. – № 12. – С. 6 – 9.
2. Kristal, M.G. Imitatsionnoye modelirovaniye potokov PP v kanalakh pitaniya tekhnologicheskogo oborudovaniya / M.G. Kristal, A.V. Shirokiy // Sbornik v mashinostroyeni, priborostroyeni. – 2004. – № 11. – С. 22 – 26.
3. Kristal, M.G. Proizvoditelnost i nadozhnost sborochnykh avtomatov: monografiya / M.G. Kristal. VolgGTU. – Volgograd, – 2011. – 159 s.
4. GOST 27.002–89 Nadezhnost v tekhnike. Osnovnyye ponyatiya. Terminy i opredeleniya. M.: IPK Izdatelstvo standartov, 2002. – 8 s.
5. Mathcad 13 Rus// Mathcad 13 Russia – dokument № Tr 005377 ot 19.06.2006.
6. Shirokiy A.V., Kristal M.G. Modeli raspredeleniya sluchaynykh intervalov vremeni mezhdru predmetami proizvodstva (PP) v transportnykh potokakh sborochnogo oborudovaniya / A.V. Shirokiy, M.G. Kristal // Sbornik v mashinostroyeni, priborostroyeni. – 2014. – №9. – С. 28 – 32

Shiroky Aleksey Vladimirovich

Volgograd branch of JSC «AEP», Volgograd
Candidate of Technical Sciences, Head. department
Russia, 400001, Volgograd, street. Workers and Peasants, 16
Ph.: + 7-9178374338
E-mail: shiroky_alex@mail.ru

Kristal Mark Grigorevich

Volgograd State Technical University, Volgograd
Doctor of Technical Sciences, Professor of the Depart-
ment «Automation of production processes»
Russia, 400005, Volgograd, Lenina ave., 28
Ph.: + 7-9093899432,
E-mail: crysmar@mail.ru

МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ **И ИНСТРУМЕНТЫ**

УДК 621.833

А.Н. ВИНОГРАДОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА САМОУСТАНОВКИ АРОЧНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Одна из наиболее актуальных проблем, возникающих при сборке редукторов с арочными передачами – обеспечение точного взаимного осевого расположения зубчатых венцов. Предложены варианты конструкции редукторов для реализации условий самоустановки колес. Экспериментально изучена самоустановка колес с помощью скоростной цифровой видеосъемки.

***Ключевые слова:** зубчатая передача, сборка редуктора, высокоскоростная видеосъемка.*

В Рязанском институте (филиале) Московского государственного машиностроительного университета (МАМИ) создана высокопроизводительная технология изготовления высокоточных арочных колес [1]. Одна из наиболее актуальных проблем, которую необходимо решить при сборке редукторов с арочными передачами – обеспечение точного взаимного осевого расположения зубчатых венцов [2]. Требуемое положение совмещения центральных осевых сечений зубчатых венцов можно назвать «арка в арку». Только в этом единственном положении передача обладает высокой несущей способностью. При малейшем смещении из него несущая способность катастрофически снижает почти до нуля.

Попытки достичь требуемого положения путем выверки одного колеса относительно другого завершались либо неудачей, либо превращали сборку узла в мероприятие, чрезвычайно сложное и не всегда завершающееся желаемым результатом.

Выход из затруднительного положения создает самоустановка (самоцентрирование) колес. Сущность самоустановки заключается в следующем. Если одно из колес передачи занимает в редукторе определенное осевое положение, то парное колесо, если ему придана свобода осевого перемещения, при вращении самостоятельно займет искомое положение. Работу по перемещению колеса выполняют осевые составляющие сил в работающем зубчатом зацеплении.

Из этого следует чрезвычайно важный вывод: самоустановка возможна только при определенной конструкции редуктора, когда одному из колес передачи созданы условия осевого перемещения при жестком расположении парного. Перечислим эти условия.

1. Вал имеет возможность осевого перемещения в подшипниках. Единственными подшипниками с такой возможностью являются роликовые цилиндрические. Трение между закаленными роликами и шейкой вала невелико. Кроме того, подшипники являются наиболее дешевыми. Зазор в них не регулируется, но имеется несколько исполнений с различными зазорами, что создает возможность получить приемлемые результаты.

2. Малый зазор в расточках корпуса придает для возможности осевого смещения наружным кольцам подшипников. Вал со всеми насаженными на него элементами, включая колесо, найдет при вращении свое осевое положение. Вариант конструкции допустим в легких по нагрузкам редукторах.

3. Смещение колеса в осевом направлении по валу возможно за счет малого зазора в посадке и на шпонке. Вариант приемлем также в легких по конструкции редукторах.

4. Посадка колеса на шлицевом валу. Этот вариант можно рекомендовать в тяжелых редукторах. Для изготовления арочных колес высокой точности рекомендуем шлицевое соединение с центрированием по внутреннему диаметру и способ изготовления колес, разработанный на Рязанском станкостроительном заводе [3].

Были проведены исследования процесса самоустановки колес с числом зубьев 18 и 32; модуль 4 мм, смещающихся на валах испытательного стенда.

С помощью скоростной цифровой видеокамеры FastVideo–250 проведена видеосъемка самоустановки колес (рисунок 1).

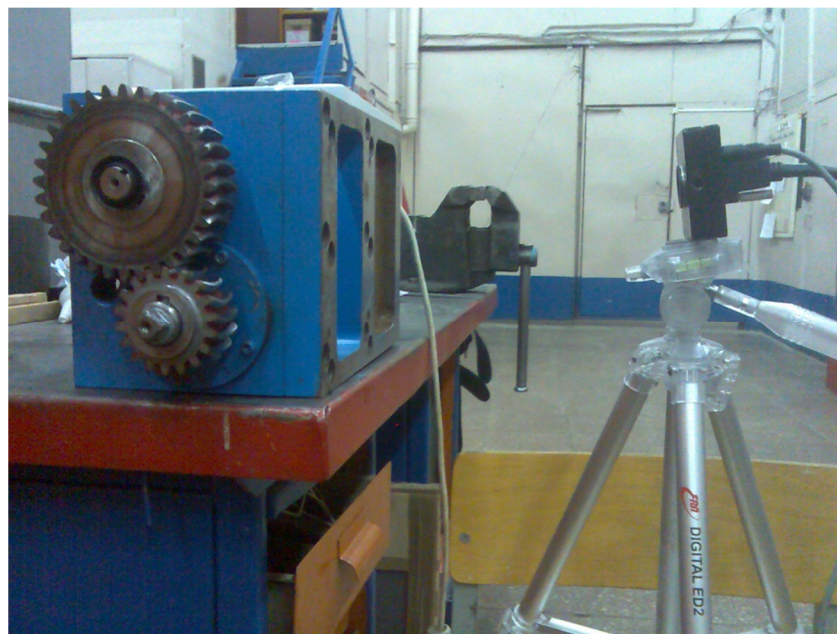
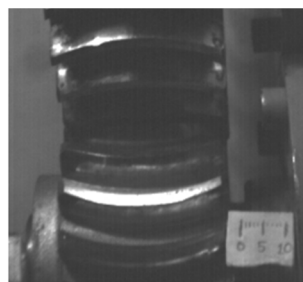
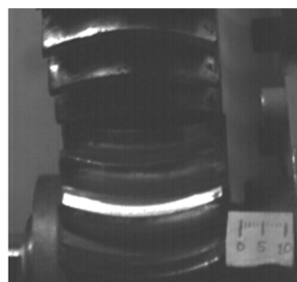


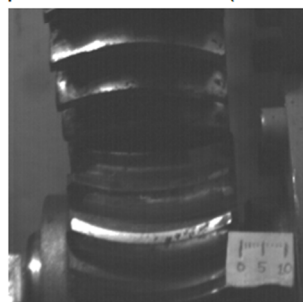
Рисунок 1 – Установка для проведения эксперимента



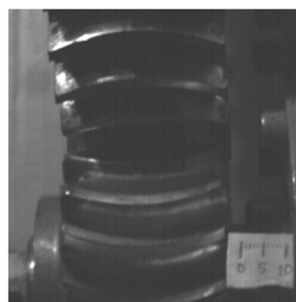
1. Шестерня зафиксирована стопором. Колесо в крайнем правом положении (3 опыта)



2. Шестерня зафиксирована стопором. Колесо в крайнем левом положении (3 опыта)



3. Колесо зафиксирована гайкой. Шестерня в крайнем правом положении (3 опыта)



4. Колесо зафиксирована гайкой. Шестерня в крайнем левом положении (3 опыта)

Рисунок 2 – Фотографии эксперимента

Съемка выполнялась с частотой 1149 кадров/с. Продолжительность одного кадра составляет $t = 1/1149 = 8,7 \times 10^{-4}$ с, а размер получаемого видеоизображения – 250 x 250 пикселей.

Также были приняты следующие параметры настройки камеры: автокалибровка, уровень черного – 70 (26,3%), экспозиция 328 мкс. Запись данных в AVI – видеофайл проводили со скоростью 25 кадров в секунду.

Было осуществлено 12 опытов (рисунок 2), по три опыта для каждого из условий самоустановки:

- 1) шестерня на валу станда зафиксирована стопором, колесо до начала вращения находится в крайнем правом положении;
- 2) то же, но колесо находится в крайнем левом положении;
- 3) колесо на валу зафиксировано гайкой, шестерня до начала вращения находится в крайнем правом положении;
- 4) то же, но шестерня находится в крайнем левом положении.

При завершении исследуемого процесса проводили обработку полученных изображений, сохраненных в форматах AVI и BMP.

Каждый видеофайл опыта был разбит на кадры и перенесен в T-flex CAD (рисунок 3).

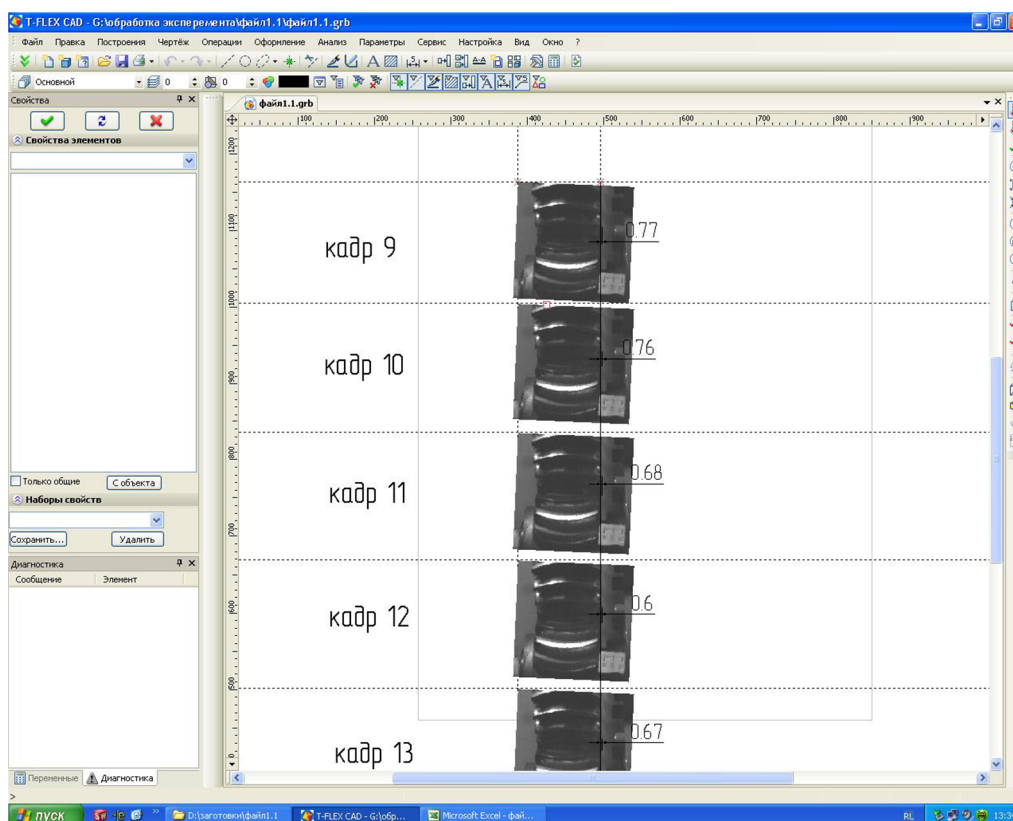


Рисунок 3 – Обработка фотографий эксперимента в T-Flex CAD

Подобрав соответствующий масштаб, определили расстояние между торцами колес. Зависимость расстояния между торцами колес от времени с начала эксперимента сведены в таблицу Microsoft Excel, и показана на графике (рисунок 4).

После получения отдельных кадров видеоизображения в программе «Virtual Dub» в графическом формате *bmp определяли количество кадров N , соответствующее перемещению колеса на участке S и вычисляли продолжительность движения:

$$T = N \cdot t,$$

где $t = 1/1149 \cdot 25 = 2,176 \cdot 10^{-2}$ с – продолжительность одного кадра;

N – количество кадров. $N = 37 - 9 = 28$ кадров.

$$T = 28 \cdot 2,176 \cdot 10^{-2} = 0,61 \text{ с}$$

Далее определяли экспериментальную начальную скорость перемещения колеса:

$$V_0^{\text{экс}} = \frac{S}{T},$$

где $S = 0,62$ мм – расстояние между торцами колес в начальном положении;
 T – время движения, с.

$$V_0^{\text{экс}} = \frac{0,62}{0,61} = 1 \text{ мм/с}$$

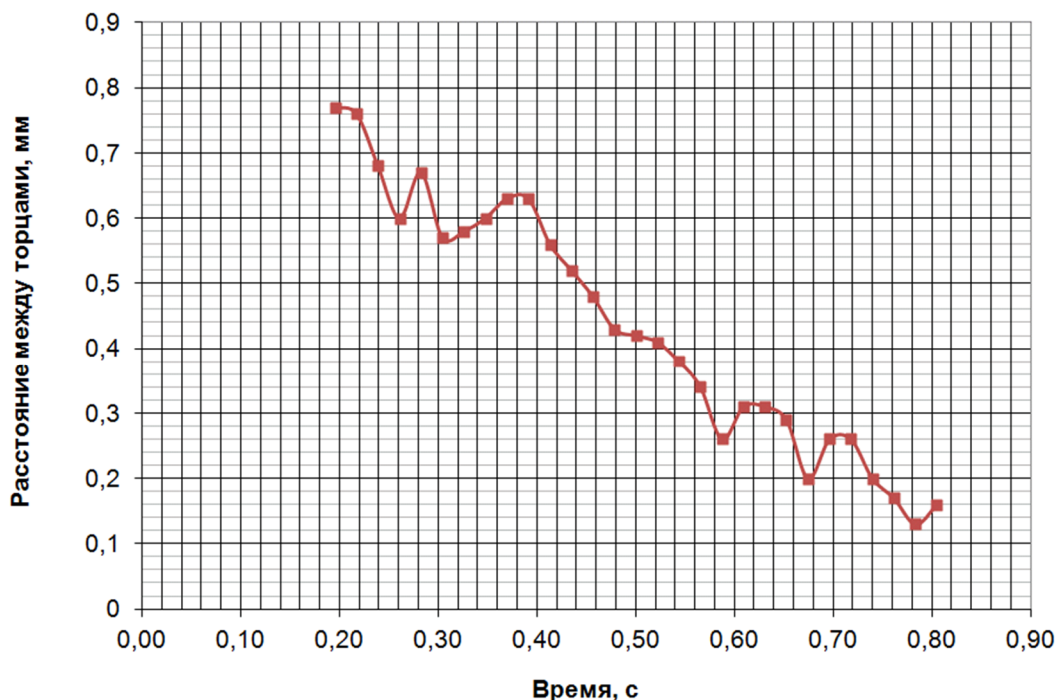


Рисунок 4 – Зависимость расстояния между торцами колес от времени

Выводы по экспериментам:

1. Колесо и шестерня при любом способе фиксации находят правильное положение при начале вращения в течение времени менее 1 с.
2. Сила, действующая на колесо, или шестерню достаточна для их самоустановки в правильное положение.
3. В процессе дальнейшего вращения колеса сохраняют свое положение.

Выводы по всей работе.

1. Высокие эксплуатационные характеристики арочных передач достигаются только при совмещении центральных сечений парных зубчатых венцов в одну плоскость. Выявлено, что при смещении колес от совпадения центральных сечений в одной плоскости несущая способность передачи резко снижается.

2. Установлено, что достижение высокой точности совмещения центральных сечений может быть обеспечено только путем самоустановки колес при вращении передачи.

3. Предложено создавать условия самоустановки колес четырьмя вариантами конструкции редукторов:

- возможностью смещения подшипников в корпусе редуктора;
- использованием в качестве опор подшипников с цилиндрическими роликами;
- посадкой арочного колеса с зазором на вал и шпонку;
- посадкой арочного колеса на шлицевый вал с центрированием по внутреннему диаметру.

4. Экспериментально изучена самоустановка колес с помощью скоростной цифровой видеосъемки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Виноградов, А.Н. Эвольвентные арочные передачи. Инновационная технология высокопроизводительного изготовления / А.Н. Виноградов, А.П. Давыдов, С.И. Липатов, Р.Б. Марголит, И.Г. Панков, А.Н. Паршин / Альманах «Деловая слава России». – 2011. – № 3 (31). – С. 42 – 45.
2. Виноградов, А.Н. Проблемы сборки редукторов с арочными зубчатыми передачами / А.Н. Виноградов, С.И. Липатов, Р.Б. Марголит // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2014. – № 5. – С. 30 – 33.
3. Пат. 2187888 Российская Федерация, МПК В23Р15/14, В23Q3/14. Способ изготовления зубчатых колес и оправка для его осуществления / Марголит Р.Б., Близняков Е.В., Терехова О.А.; заявитель и патентообладатель ОАО «Станкон». – № 2008108437/02; заявл. 04.03.2008; опубл. 20.12.2009, Бюл. № 19. – 3 с.

Виноградов Алексей Николаевич

Московский государственный машиностроительный университет (МАМИ),
Рязанский институт (филиал), г. Рязань
Старший преподаватель кафедры Механико–технологических дисциплин
E-mail: alex120100@yandex.ru

A.N. VINOGRADOV

RESEARCH OF THE PROCESS SELF SET ARC TOOTH GEARS

One of the most problems during the assembly of reducers with an arc tooth gearings is ensure accurate mutual axial location of gears. Design options of reducers for implementation of the conditions self set gears are proposed. Experimentally researching of the process self set arc tooth gears by using high-speed video filming was done.

Keywords: tooth gearings, assembly of reducer, high-speed video filming.

BIBLIOGRAPHY

1. Vinogradov, A.N. Evolventnyye arochnyye peredachi. Innovatsionnaya tekhnologiya vysokoproizvoditelnogo izgotovleniya / A.N. Vinogradov, A.P. Davydov, S.I. Lipatov, R.B. Margolit, I.G. Pankov, A.N. Parshin / Almanakh «Delovaya slava Rossii». – 2011. – № 3 (31). – S. 42 – 45.
2. Vinogradov, A.N. Problemy sborki reduktorov s arochnymi zubchatymi peredachami / A.N. Vinogradov, S.I. Lipatov, R.B. Margolit // Sbornik v mashinostroyenii, priborostroyenii. – 2014. – № 5. – S. 30 – 33.
3. Pat. 2187888 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B23P15/14, B23Q3/14. Sposob izgotovleniya zubchatykh koles i opravka dlya yego osushchestvleniya / Margolit R.B., Bliznyakov Ye.V., Terekhova O.A.; zayavitel i patentoobladatel ОАО «Stankon». – № 2008108437/02; zayavl. 04.03.2008; opubl. 20.12.2009, Byul. № 19. – 3 s.

Vinogradov Aleksey Nikolayevich

Moscow State Engineering University (MAMI)
Ryazan Institute (branch), Ryazan
Senior Lecturer of the Department of Mechanical and technological disciplines
E-mail: alex120100@yandex.ru

А.В. МИХЕЕВ, Г.В. БАРСУКОВ

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГЛУБИНЫ ПРОНИКАНИЯ, ШИРИНЫ И НАКЛОНА ПОВЕРХНОСТИ РАЗРУШЕНИЯ МНОГОСЛОЙНОГО МАТЕРИАЛА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ГИДРОАБРАЗИВНОЙ СТРУИ

Авторами статьи получены экспериментальные зависимости глубины проникания, ширины и наклона поверхности разрушения многослойного материала от межслойного зазора, давления истечения струи, скорости подачи сопла, толщины материала и его физико-механических свойств, что позволяет установить взаимосвязь режимов обработки с характером разрушения нижележащих слоев в раскраиваемом гидроабразивной струей пакете материалов.

Ключевые слова: гидроабразивное резание, многослойные материалы, пакет материалов, межслойный зазор.

Многослойные, сотовые и пакетированные материалы широко применяются в конструкциях летательных аппаратов, автомобилей, нефтегазовом и строительном комплексах, в судо- и вагоностроении, при производстве металлургического и горного оборудования, атомных реакторов, паровых котлов, военной и ракетной техники, легкой, пищевой отраслях промышленности и др. Механические и теплофизические методы резки таких материалов либо не обеспечивают требуемую производительность, либо приводят к короблению детали [1]. Технология резания сверхзвуковой гидроабразивной струей лишено этих недостатков [2]. Однако существующее технологическое обеспечение, созданное для резания однослойных материалов, не позволяет прогнозировать геометрию поверхности реза межслойного материала, глубину обработки и величину отставания струи Δ от режимов обработки (рисунок 1) [3 – 5].

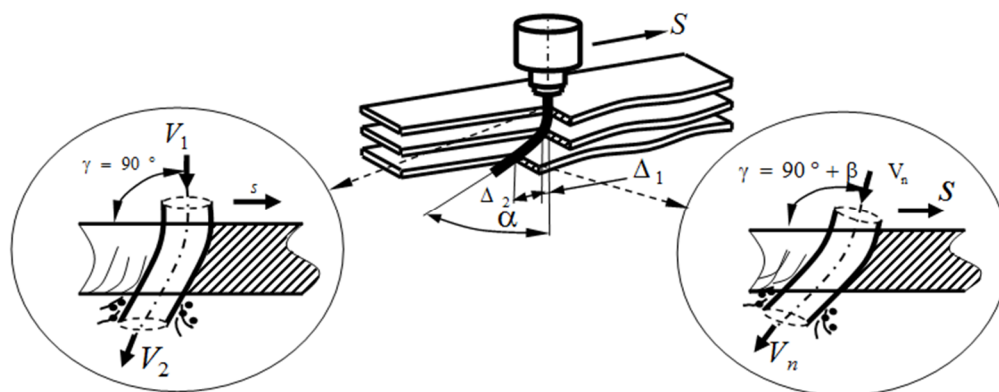


Рисунок 1 – Схема взаимодействия гидроабразивной струи с многослойным материалом

Известно, что непрерывность любого вида резания материалов связана со скоростью относительного перемещения заготовки и инструмента (струи рабочей жидкости), численное значение которой зависит от свойств обрабатываемого материала [6]. При равных условиях работы снижение скорости подачи приведет к падению производительности обработки, а ее увеличение к сокращению величины энергии приходящей на единицу обрабатываемой поверхности, а, следовательно, к уменьшению возможной глубины резания и потере точности [7 – 8]. Поэтому были проведены экспериментальные исследования влияния скорости подачи сопла на ширину и конусность поверхности реза, а также на величину отставания струи.

Проводился раскрой стальных многослойных образцов с толщиной листа $h = 1$ мм и $h = 3$ мм и с межслойными зазорами от 1 до 3-х мм (рисунок 2). Область варьирования входных факторов представлена в таблице 1.

Таблица 1 – Область варьирования факторов.

Наименование и обозначение факторов	Уровень варьирования		Область варьирования
	- 1	+ 1	
Межслойный зазор z , мм (X_1)	1	3	2
Подача сопловой головки S , мм/мин (X_2)	75	150	75
Толщина листа h , мм (X_3)	1	3	2
Давление истечения гидроабразивной струи P , МПа (X_4)	250	330	80

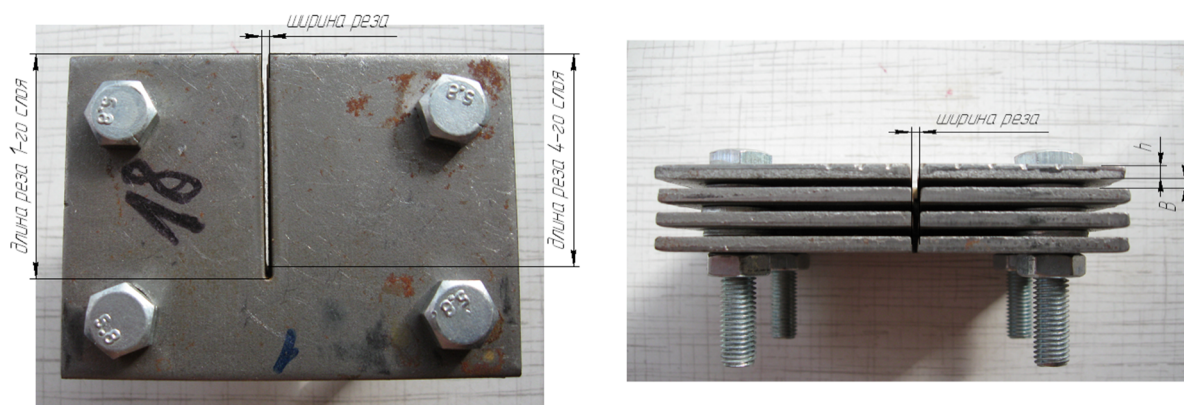


Рисунок 2 – Экспериментальные образцы

Задача экспериментальных исследований сводилась к определению ширины реза средних слоев материалов и получению уравнений регрессии в виде:

$$h_{cp} = C_h z^\alpha S^\beta h^\gamma p^\varepsilon, \quad (1)$$

где $C_h, \alpha, \beta, \gamma, \varepsilon$ – коэффициенты уравнения регрессии.

По результатам проведенных экспериментальных исследований построены графические зависимости (рисунок 4 – 6) и получено уравнение регрессии зависимости ширины реза от режимов обработки:

$$h_{cp} = 1,15z^{0,065} S^{-0,17} h^{-0,065} P^{0,18} \quad (2)$$

Рассмотрим результаты и проведем анализ зависимости ширины реза от межслойного зазора, скорости подачи сопла $S = 75$ мм/мин и $S = 150$ мм/мин. при давлении истечения $P = 250$ МПа (рисунок 3) и $P = 330$ МПа, толщине листа $h = 1$ мм и $h = 3$ мм (рисунок 4).

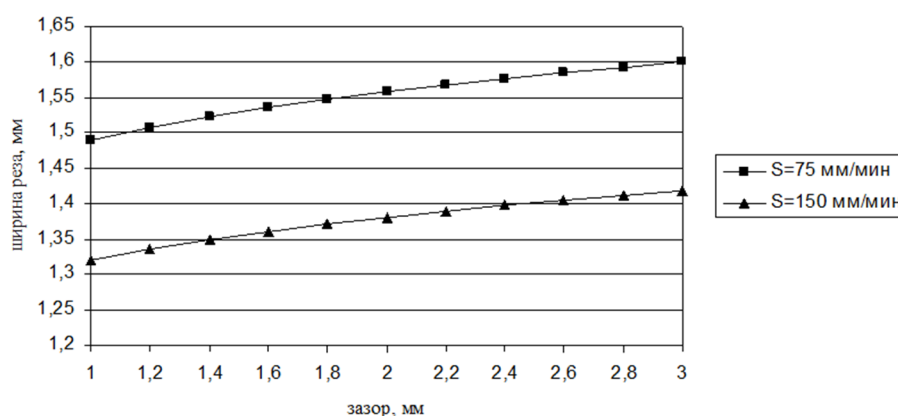


Рисунок 3 – Зависимость ширины реза многослойного материала от межслойного зазора: $P = 250$ МПа, $h = 1$ мм

С увеличением межслойного зазора наблюдается рост ширины реза (рисунок 3). Это

обусловлено, естественно, увеличением пройденного потоком расстояния в межслойной зоне, где струя рассеивается, расширяется и зона взаимодействия с нижележащими слоями увеличивается.

Исследования показывают, что в данном случае струя может быть разбита на три характерные части: компактную на входе в материал, раздробленную в межслойной области и распыленную на выходе из нижележащих слоев. В пределах компактной части сохраняется цилиндрическая форма струи без нарушения сплошности движения. Характерно для первого и второго слоя.

В пределах раздробленной части сплошность потока нарушается, причем струя постепенно расширяется до $15 - 20^\circ$. Наконец, в пределах распыленной части струи происходит окончательный распад потока на отдельные капли. Этим объясняется наблюдаемое увеличение ширины реза межслойных листов относительно верхнего и нижнего листа на $5 - 10\%$.

Таким образом, при давлении истечения $P = 250$ МПа, величине межслойного зазора $z = 1$ мм ширина реза срединных листов составила $h_{cp} = 1,32$ мм, при подаче сопла $S = 150$ мм/мин и $h_{cp} = 1,48$ мм при подаче $S = 75$ мм/мин. При межслойном зазоре $z = 2$ мм, подаче $S = 150$ мм/мин ширина реза составила $1,38$ мм; а при подаче $S = 75$ мм/мин – $1,55$ мм.

При увеличении зазора с 1 мм до 2 мм ширина реза увеличивается на $4,5\%$. С уменьшением подачи в 2 раза со 150 мм/мин до 75 мм/мин наблюдается увеличение ширины реза на $12,8\%$. Это объясняется увеличением абразивных частиц в зоне резания и в пятне контакта струи с материалом.

При давлении истечения $P = 330$ МПа, межслойном зазоре $z = 1$ мм, подаче $S = 150$ мм/мин ширина реза равна $1,38$ мм, а при снижении подачи до $S = 75$ мм/мин ширина реза $1,57$ мм. При этом, следует отметить, что при подаче сопла $S = 150$ мм/мин с ростом давления истечения до 330 МПа ширина реза увеличивается на $4,5\%$, а при подаче $S = 75$ мм/мин на $5,4\%$. Следовательно, при меньших значениях подачи сопла увеличение давления истечения оказывает большее влияние на ширину реза, чем при более высоких скоростях обработки.

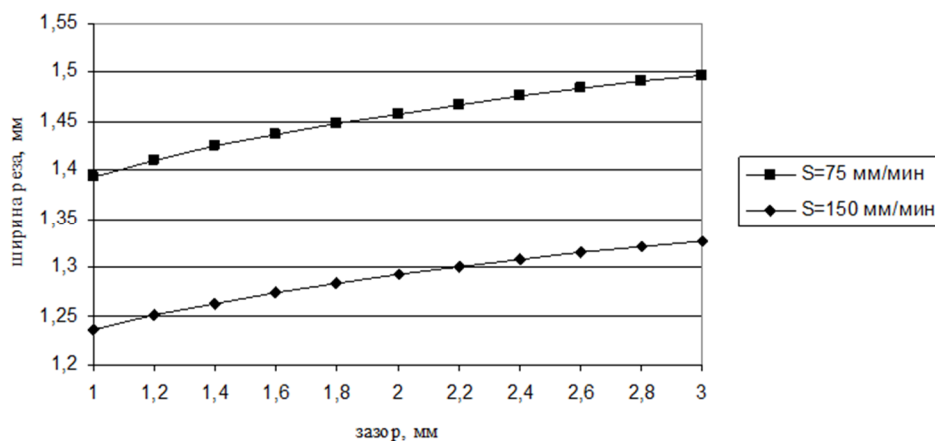


Рисунок 4 – Зависимость ширины реза многослойного материала от межслойного зазора:
 $P = 250$ МПа, $h = 3$ мм

Ширина реза уменьшается с ростом толщины листа. Так при толщине материала $h = 3$ мм, $P = 250$ МПа, межслойном зазоре $z = 1$ мм, подаче $S = 150$ мм/мин ширина реза составляет $h_{cp} = 1,24$ мм (рисунок 4), а при тех же условиях и толщине листа $h = 1$ мм ширина реза составляет $h_{cp} = 1,33$ мм.

Таким образом, повышение давления гидроабразивной струи практически линейно увеличивает ширину линии реза. Кроме этого прослеживается значительное влияние величины подачи сопла. Увеличение скорости подачи приводит к снижению ширины реза. Обратная зависимость наблюдается при увеличении толщины материала и межслойного зазора, что объясняется активным взаимодействием струи с окружающей средой вследствие чего увеличивается диаметр струи.

Планирование экспериментов по определению зависимости конусности реза межс-

лойного листа от режимов гидроабразивного резания проводилось по дробному факторному плану 2^4 . При этом варьируемыми параметрами были: X_1 – межслойный зазор z , мм; X_2 – подача сопловой головки S , мм/мин; X_3 – толщина листа h , мм; X_4 – давление истечения гидроабразивной струи P , МПа.

По результатам проведенных экспериментальных исследований получено уравнение регрессии зависимости конусности реза межслойного материала от режимов обработки:

$$T_R = 251,95z^{0,2}S^{0,1}h^{-0,88}P^{-0,71}. \quad (3)$$

По уравнению регрессии (3) построен график, отражающий зависимость конусности реза от межслойного зазора, подачи сопла, давления истечения и толщины листа (рисунок 5).

При величине зазора 1 мм, давлении истечения $P = 250$ МПа, подаче $S = 75$ мм/мин величина конусности составила $7,73^\circ$, а при увеличении подачи в 2 раза до 150 мм/мин конусность составила $8,28^\circ$. При величине межслойного зазора 3 мм и подачи $S = 75$ мм/мин конусность составила $9,64^\circ$, с увеличением подачи в 2 раза $S = 150$ мм/мин конусность возросла и составила $10,34^\circ$. Таким образом, с увеличением зазора между листами угол конусности вырос на 24,7 %. Отмечается уменьшение конусности реза на 10,6 % при величине зазора $z = 1$ мм и увеличении давления истечения P до 330 МПа. Обратная зависимость установлена при росте подачи в 2 раза S до 150 мм/мин, когда конусность увеличилась на 7,2 % и составила $6,8^\circ$. Аналогичная зависимость конусности реза прослеживается и для толщины листа 3 мм.

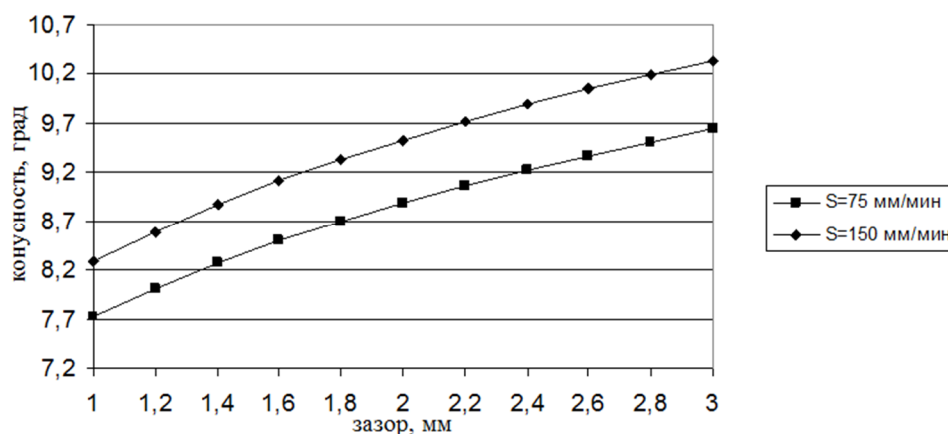


Рисунок 5 – Зависимость конусности реза многослойного материала от межслойного зазора:
 $P = 250$ МПа, $h = 1$ мм

Таким образом, увеличение конусообразности сечения межслойного материала наблюдается при росте подачи, зазора и толщины листа. Конусообразность сечения уменьшается с увеличением давления.

Доминирующим фактором формирования погрешностей является нестабильный характер взаимодействия струи и обрабатываемой заготовки. При обработке происходит отклонение струи по толщине материала.

Вследствие этого образуются погрешности в виде необработанных или поврежденных поверхностей при резании по сложной траектории с острыми углами.

Когда струя приближается к углу необходимо подать управляющий сигнал для замедления скорости подачи, для выравнивания точки входа и выхода, а после выхода из угла постепенно увеличить скорость подачи. Если сопло движется по дуге, величина отставания струи вызывает искажение контура детали.

По результатам проведенных экспериментальных исследований получено уравнение регрессии зависимости угла отклонения струи α от режимов обработки:

$$\alpha = 44156,5z^{0,064}S^{0,35}h^{0,74}P^{-1,95} \quad (4)$$

По уравнению регрессии (4) построен график, отражающий зависимость угла отклонения струи от межслойного зазора, подачи сопла, давления истечения и толщины листа (рисунок 6 – 8).

При величине межслойного зазора $z = 1$ мм, давлении истечения $P = 250$ МПа и подаче $S = 75$ мм/мин угол отклонения α составил $4,2^\circ$. Увеличение подачи в 2 раза до 150 мм/мин привело к росту угла до $5,4^\circ$. Аналогичная зависимость отмечается и с увеличением межслойного зазора, так при зазоре $z = 2$ мм и подаче $S = 75$ мм/мин угол отклонения составил $4,4^\circ$, а при для подачи $S = 150$ мм/мин угол составил $5,6^\circ$. Повышение давления истечения до 330 МПа приводит к уменьшению угла отклонения. Например, при толщине листа $h = 1$ мм, $S = 75$ мм/мин, зазоре 1мм отклонение составляет $2,45^\circ$, а при подаче $S = 150$ мм/мин отклонение составляет $3,12^\circ$. Отмечается, что с ростом толщины листа угол отклонения увеличивается. При давлении истечения $P = 330$ МПа, толщине листа $h = 3$ мм, $S = 75$ мм/мин, зазоре 1мм (рисунок 6) угол отклонения составил $5,53^\circ$, а при $S = 150$ мм/мин – 7° .

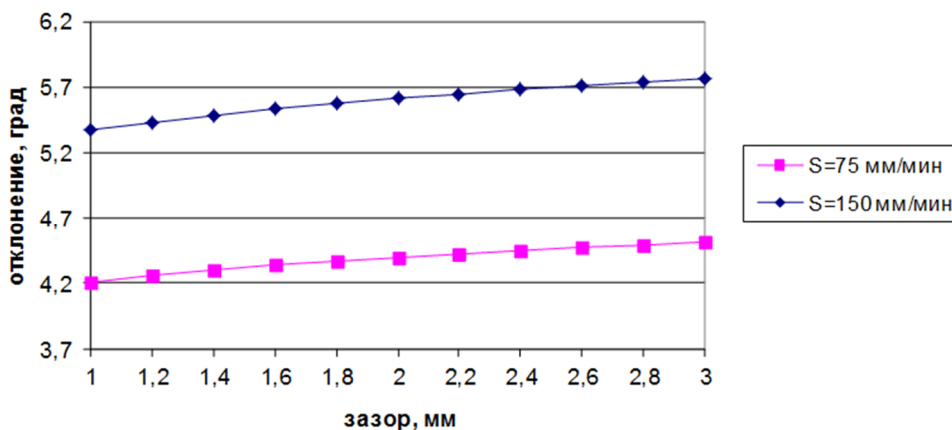


Рисунок 6 – Зависимость угла отклонения струи от межслойного зазора: $P=250$ МПа, $h=1$ мм

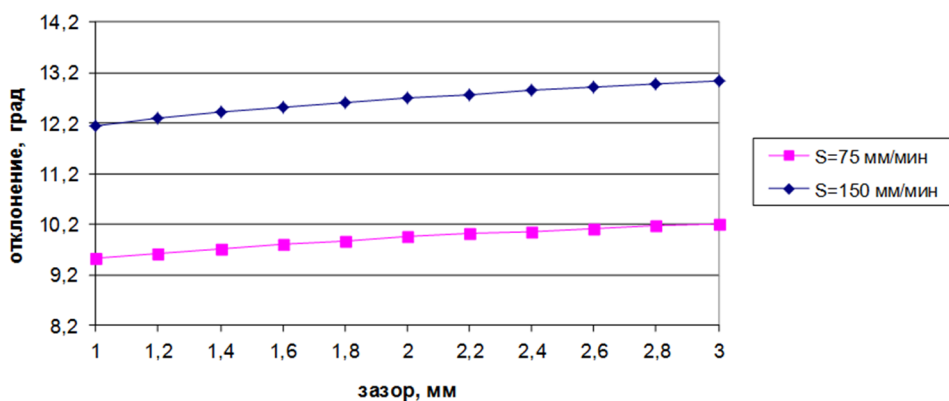


Рисунок 7 – Зависимость угла отклонения струи от межслойного зазора: $P=250$ МПа, $h=3$ мм

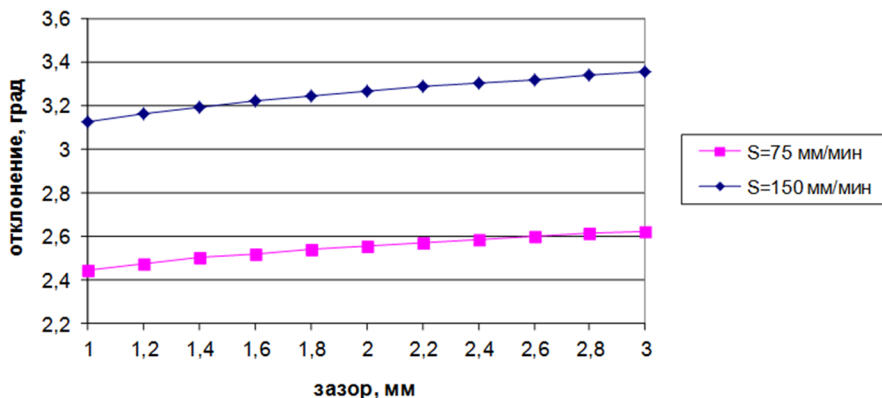


Рисунок 8 – Зависимость угла отклонения струи от межслойного зазора: $P=330$ МПа, $h=1$ мм

При величине межслойного зазора $z = 1$ мм, давлении истечения $P = 250$ МПа и подаче $S = 75$ мм/мин угол отклонения α составил $4,2^\circ$. Увеличение подачи в 2 раза до 150

мм/мин привело к росту угла до $5,4^\circ$. Аналогичная зависимость отмечается и с увеличением межслойного зазора, так при зазоре $z = 2$ мм и подаче $S = 75$ мм/мин угол отклонения составил $4,4^\circ$, а при для подачи $S = 150$ мм/мин угол составил $5,6^\circ$. Повышение давления истечения до 330 МПа приводит к уменьшению угла отклонения. Например, при толщине листа $h = 1$ мм, $S = 75$ мм/мин, зазоре 1мм отклонение составляет $2,45^\circ$, а при подаче $S = 150$ мм/мин отклонение составляет $3,12^\circ$. Отмечается, что с ростом толщины листа угол отклонения увеличивается. При давлении истечения $P = 330$ МПа, толщине листа $h = 3$ мм, $S = 75$ мм/мин, зазоре 1мм (рисунок 6) угол отклонения составил $5,53^\circ$, а при $S = 150$ мм/мин – 7° .

Таким образом, условие выравнивания точек входа и выхода струи из материала обеспечивается после расчета угла отклонения струи по полученной зависимости (3.4) на каждом участке контура детали, начиная с конечной точки, когда угол равен 0° и далее навстречу направлению подачи S до достижения установленной скорости, обеспечивающей заданную производительность и качество обработки. При выходе из угла следует выполнить те же вычисления только в направлении подачи, в противном случае резкое ускорение сопла приведет к неполному прорезанию материала или может привести к локальному повреждению поверхности реза.

Замедление или ускорение подачи сопла S по контуру детали вызывает рост ширины реза и искажение контура детали. Поэтому для обеспечения точности формы следует применять предискажение траектории движения сопла на величину роста ширины реза по зависимости (2).

Вследствие того, что уровень разрушающего действия струи в перпендикулярном к направлению подачи направлении уменьшается с ростом толщины обрабатываемого материала или скорости резания, рез принимает форму конуса с большим основанием вверху. Снижение скорости подачи сопла должно осуществляться плавно, по возможности без остановки. Заданные отклонения от параллельности и перпендикулярности поверхностей реза обеспечиваются назначением по зависимости (3) скорости подачи сопла для каждого дискретного элемента контура детали.

Используя полученные данные, технолог может оценить влияние нескольких параметров процесса (давление истечения, подача сопла, толщина материала, межслойный зазор) на производительность обработки многослойных материалов. Полученные данные можно использовать не только для случая резания по прямой линии, но и для обработки криволинейного контура детали, где режимы резания постоянно корректируются, что практически невозможно обеспечить, пользуясь только таблицами для выбора режимов резания.

Выводы:

1. Повышение давления гидроабразивной струи практически линейно увеличивает ширину линии реза. Кроме этого прослеживается значительное влияние величины подачи сопла. Увеличение скорости подачи приводит к снижению ширины реза. Обратная зависимость наблюдается при увеличении толщины материала и межслойного зазор, что объясняется активным взаимодействием струи с окружающей средой вследствие чего увеличивается диаметр струи.

2. Увеличение конусообразности сечения межслойного материала наблюдается при росте подачи, зазора и толщины листа. Конусообразность сечения уменьшается с увеличением давления.

3. С ростом толщины листа и межслойного зазора угол отклонения струи увеличивается. Увеличение подачи в 2 раза до 150 мм/мин привело к росту угла до $5,4^\circ$. Установлено, что резание прекращается при угле отклонения струи более 21° .

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Галиновский, А.Л. Минимизация технологической себестоимости гидроабразивного резания с учетом стоимостных и технологических параметров процесса обработки / А.Л. Галиновский, В.А. Тарасов, В.М. Елфимов // Известия высших учебных заведений «Машиностроение». – 2011. – № 4. – С. 46 – 54.
2. Степанов, Ю.С. Современные технологии гидро- и гидроабразивной обработки заготовок / Ю.С. Степанов, Г.В. Барсуков, Е.Г. Алюшин // Научно-технические в машиностроении. – 2012. – № 6 – С. 15 – 20.
3. Степанов, Ю.С. Формирование качества поверхностного слоя деталей при резании сверхзвуковой струей жидкости / Ю.С. Степанов, Г.В. Барсуков // СТИН. – 2003. – № 10. – С. 15 – 17.
4. Барсуков, Г.В. Определение производительности гидроабразивного резания с учетом характеристик абразивного зерна / Г.В. Барсуков, А.В. Михеев // Справочник. Инженерный журнал. – 2008. – № 1. – С. 9 – 14.
5. Барсуков, Г.В. Влияние параметров течения сверхзвуковой гидроабразивной струи на геометрическую форму поверхности разрушения преграды / Г.В. Барсуков Ю.С. Степанов, А.В. Михеев // Фундаменталь-

ные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2012. – № 2–5. С. 53 – 63.

6. Степанов, Ю.С. Моделирование разрушения многослойной преграды с газовым зазором под действием сверхзвукового струйного потока свободных абразивных частиц / Ю.С. Степанов, Г.В. Барсуков, А.В. Михеев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – № 4–2. – 2010. – С. 65 – 70.

7. Барсуков, Г.В. Моделирование напряженного состояния слоистого материала под действием сверхзвуковой гидроабразивной струи / Г.В. Барсуков, А.В. Михеев, Т.А. Журавлева // Интернет-журнал «Мир Науки». – 2014. – Выпуск 4 (6). – С. 52 – 62.

8. Барсуков, Г.В. Оптимизация энергетических затрат технологии резания материалов гидроабразивной струей / Г.В. Барсуков, А.В. Михеев, А.А. Александров // Наука и мир. – 2013. – № 2. – С. 46 – 49.

Барсуков Геннадий Валерьевич

ФГБОУ ВПО Госуниверситет – УНПК, г. Орел
Доктор технических наук, профессор,
зав. кафедрой КТОМП
Тел.: (4862) 54–14–51
E-mail: awj@list.ru

Михеев Александр Васильевич

Госуниверситет – УНПК, г. Орел
Кандидат технических наук, докторант
Тел.: (4862) 54–14–51
E-mail: awj@list.ru

A.V. MIKHEEV, G.V. BARSUKOV

**EXPERIMENTAL STUDIES OF DEPTH PENETRATION,
WIDTH AND SLOPE OF THE SURFACE DESTRUCTION
LAMINATE UNDER ACTION JET WATERJET**

The authors obtained experimental dependence of penetration depth, width, and inclination of the fracture surface of the laminate from the interlayer gap of the jet flow pressure, nozzle flow rate, the thickness of the material and its physical and mechanical properties, which allows to establish the relationship with the character processing mode failure is cut into the underlying layers of the waterjet jet pack materials.

Keywords: *abrasive waterjet cutting, multilayer materials, package materials, inter-gap.*

BIBLIOGRAPHY

1. Galinovskiy, A.L. Minimizatsiya tekhnologicheskoy sebestoimosti gidroabrazivnogo rezaniya s uchetom stoimostnykh i tekhnologicheskikh parametrov protsessa obrabotki / A.L. Galinovskiy, V.A. Tarasov, V.M. Yelfimov // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy «Mashinostroeniye». – 2011. – № 4. – С. 46 – 54.

2. Stepanov, YU.S. Sovremennyye tekhnologii gidro- i gidroabrazivnoy obrabotki zagotovok / YU.S. Stepanov, G.V. Barsukov, Ye.G. Alyushin // Naukovemkive tekhnologii v mashinostroenii. – 2012. – № 6 – С. 15 – 20.

3. Stepanov, YU.S. Formirovaniye kachestva poverkhnostnogo sloya detaley pri rezanii sverkhzvukovoy struyey zhidkosti / YU.S. Stepanov, G.V. Barsukov // STIN. – 2003. – № 10. – С. 15 – 17.

4. Barsukov, G.V. Opredeleniye proizvoditelnosti gidroabrazivnogo rezaniya s uchetom kharakteristik abrazivnogo zerna / G.V. Barsukov, A.V. Mikheyev // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. – 2008. – № 1. – С. 9 – 14.

5. Barsukov, G.V. Vliyaniye parametrov techeniya sverkhzvukovoy gidroabrazivnoy strui na geometricheskuyu formu poverkhnosti razrusheniya pregrady / G.V. Barsukov YU.S. Stepanov, A.V. Mikheyev // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2012. – № 2–5. С. 53 – 63.

6. Stepanov, YU.S. Modelirovaniye razrusheniya mnogoslonoynov pregradv s gazovym zazorom pod devstviyem sverkhzvukovogo struyynogo potoka svobodnykh abrazivnykh chastits / YU.S. Stepanov, G.V. Barsukov, A.V. Mikheyev // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – № 4–2. – 2010. – С. 65 – 70.

7. Barsukov, G.V. Modelirovaniye naprvazhennogo sostoyaniya sloistogo materiala pod devstviyem sverkhzvukovoy gidroabrazivnoy strui / G.V. Barsukov, A.V. Mikheyev, T.A. Zhuravleva // Internet-zhurnal «Mir Nauki». – 2014. – Выпуск 4 (6). – С. 52 – 62.

8. Barsukov, G.V. Optimizatsiya energeticheskikh zatrat tekhnologii rezaniya materialov gidro-abrazivnoy struyey / G.V. Barsukov, A.V. Mikheyev, A.A. Aleksandrov // Nauka i mir. – 2013. – № 2. – С. 46 – 49.

Barsukov Gennadiy Valerievich

VPO State University – ESPC, Orel
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Head. Chair of KТОМП
Ph.: (4862) 54–14–51
E-mail: awj@list.ru

Mikheyev Aleksandr Vasilevich

State University – ESPC, Orel
Ph.D., doctoral student
Ph.: (4862) 54–14–51
E-mail: awj@list.ru

О.А. ВАСИЛЕНКО, А.В. ТЮХТА, Ю.В. ВАСИЛЕНКО

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ УЛАВЛИВАЮЩЕГО ДЕЙСТВИЯ СОЖ ПРИ ШЛИФОВАНИИ

Рассмотрены способы подачи СОЖ, направленные на улавливание и нейтрализацию отходов шлифования и вредных паров при плоском шлифовании периферией круга. Представлено обоснование и оценка эффективности нового функционального свойства СОЖ – улавливающего, заключающегося в нейтрализации отходов шлифования в зоне резания и оцениваемого посредством предельной концентрации вредных веществ в рабочей зоне станка.

Ключевые слова: плоское шлифование, комбинированная подача СОЖ, функции СОЖ, улавливание отходов, экологичность обработки.

Последние годы в нашей стране и за рубежом ведутся активные научные исследования, направленные на совершенствование способов подачи смазочно–охлаждающей технологической жидкости (СОЖ) и применение различных видов энергетического воздействия на нее. Особенности применения СОЖ при абразивной обработке связаны со спецификой конструкции инструмента, режимами и способом обработки. Основными действиями СОЖ являются: смазочное, охлаждающее, моющее, диспергирующее и антикоррозионное. На сегодня известно более 2000 различных способов подачи СОЖ. Систематизируя их, было выделено 30 основных способов, значительное число их разновидностей и комбинаций [1].

В 2002 году был разработан новый основной способ подачи СОЖ – заградительный, предназначенный для борьбы с факелом отходов, направленно движущимся из зоны резания и являющимся основным источником загрязнений в рабочей зоне шлифовщика (рисунок 1) [2].

В соответствии с ГОСТ 12.1.005–88 под рабочей зоной понимается пространство, ограниченное по высоте 2 м над уровнем пола или площадки, на которой находится место постоянного (более 50 % рабочего времени или более 2 часов непрерывно) пребывания работающего.

В заградительном способе подачи СОЖ улавливаю факела шлифования отводится основное значение, что достигается посредством вертикального расположения сопла для подачи СОЖ за зоной обработки так, что на пути факела создается заградительная штора из жидкости, обеспечивающая его эффективное улавливание [2].

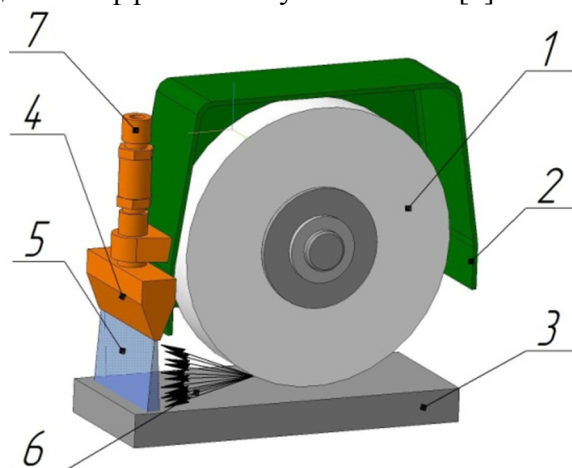


Рисунок 1 – Устройство заградительного способа подачи СОЖ:
1– круг шлифовальный, 2– защитный кожух, 3– заготовка, 4– сопло,
5– струя СОЖ, 6– факел отходов шлифования

Однако при заградительном способе не обеспечивается эффективная реализация СОЖ своих известных действий, что создало предпосылки к разработке в 2012 году комбинированного способа подачи СОЖ с применением заградительного способа. Методом анализа иерархий был проведен анализ основных способов подачи СОЖ и выявлены спосо-

бы при которых технологическая жидкость наиболее эффективно реализует свои функции: свободно падающей струей, напорной струей, гидроаэродинамической, в среде СОЖ. Наиболее значимые из них: свободно падающей струей, в среде СОЖ [3], (рисунок 2), которые легли в основу нового комбинированного способа подачи СОЖ [4] (рисунок 3).

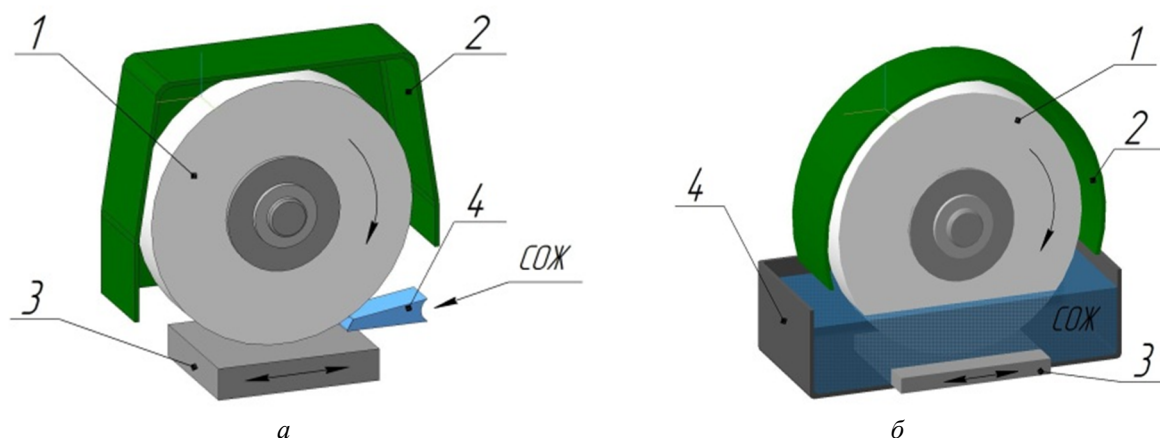


Рисунок 2 – Наиболее значимые способы подачи СОЖ при плоском шлифовании:

а – поливом, б – шлифование в среде СОЖ

1– шлифовальный круг, 2– защитный кожух, 3– заготовка, 4– сопло для подачи СОЖ

Сущность способа заключалась в том, что зона обработки по периметру полностью окружается шторами из СОЖ, а за счет наклона этих штор в зоне резания создавалась ванна из технологической жидкости. Вследствие этого, весь шлам, вылетающий из зоны резания, полностью гарантированно улавливается защитными шторами из СОЖ, а в самой зоне резания создается ванна из технологической жидкости. Уловленные частицы шлама смываются в систему очистки СОЖ станка.

Как показала опытная эксплуатация, данное устройство имеет ряд недостатков [5]:

- повышенный расход СОЖ;
- низкая эффективность при шлифовании пространственных деталей;
- повышенные энергозатраты системы подачи СОЖ станка.

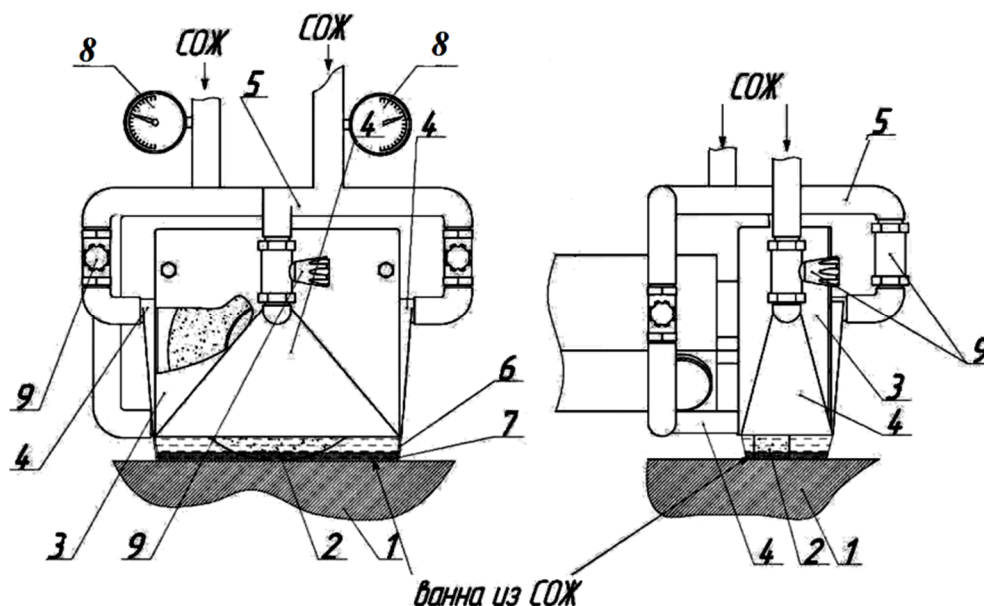


Рисунок 3 – Устройство комбинированной подачи СОЖ:

1–деталь, 2–шлифовальный круг, 3–защитный кожух, 4–сопла, 5–трубопровод, 6–штора из СОЖ, 7–ванна из СОЖ, 8–манометры, 9– вентили

С целью ликвидации указанных недостатков в 2014 году данный способ доработан с учетом применения гидроаэродинамического способа подачи СОЖ и разработано новое устройство комбинированной подачи СОЖ (рисунок 4). Устройство представляет собой моноблок, крепящийся к защитному кожуху 2 станка, к нему присоединяются трубопроводы 1, обеспечивающие подачу СОЖ. Сама жидкость образует заградительный контур 5, меньшего периметра, чем в предшествующем устройстве [6].

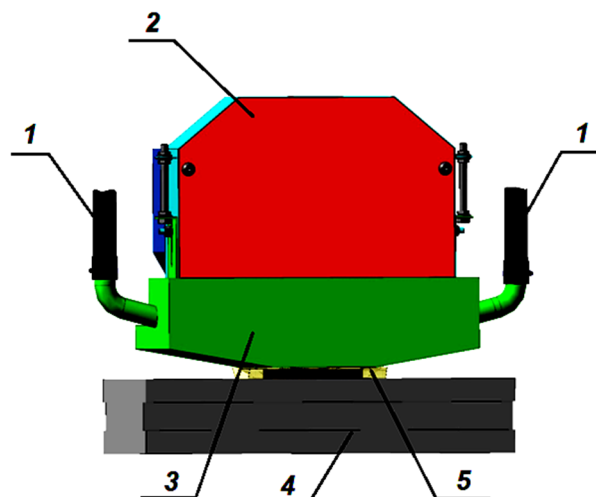


Рисунок 4 – Новое устройство комбинированной подачи СОЖ при плоском шлифовании периферией круга:
1– трубопровод, 2– кожух станка, 3– устройство комбинированной подачи СОЖ,
4– стол магнитный, 5– штора из СОЖ

В нижней части устройство снабжено рядом нерегулируемых сопел 1 – 7, спозиционированных, как показано на рисунке 5, за счет которых, вокруг зоны резания формируется сплошная заградительная штора из СОЖ, улавливающая все отходы шлифования и пары СОЖ. За счет комбинации не менее 6 основных способов подачи (поливом в зону обработки, поливом вне зоны обработки на периферию круга и на заготовку, шлифование в среде СОЖ, гидроаэродинамический, заградительный) нейтрализуется негативное влияние периферийных воздушных потоков на действие СОЖ, а, при контакте круга с заготовкой, мгновенно в зоне резания формируется проточная динамическая пространственная ванна из технологической жидкости.

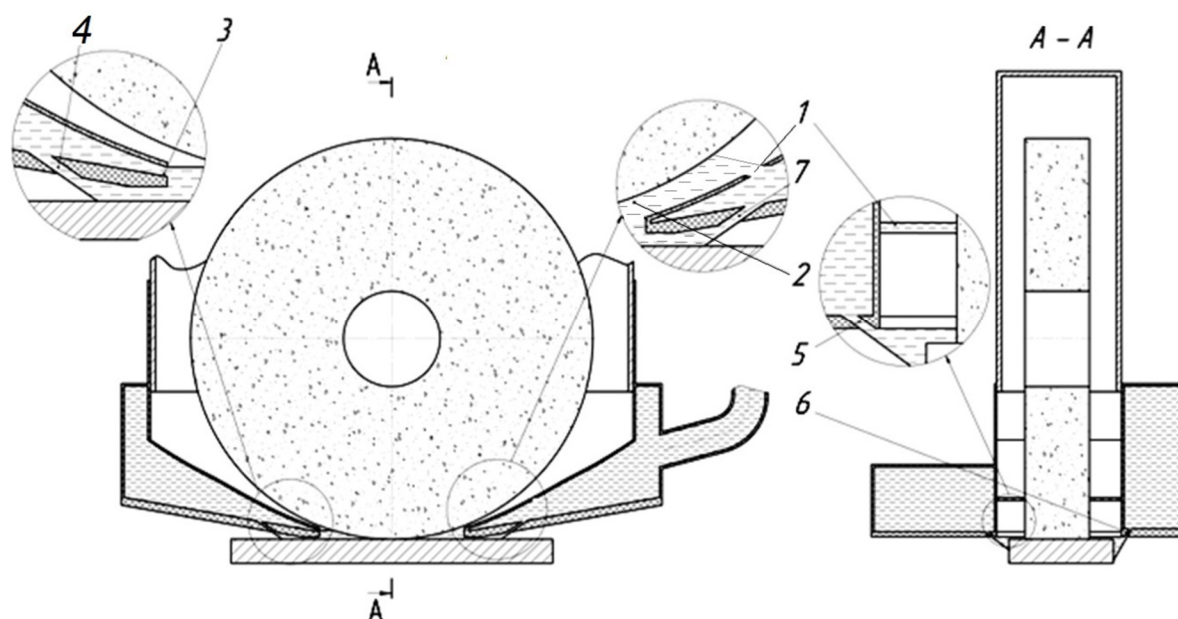


Рисунок 5 – Конструктивные особенности нового устройства комбинированной подачи СОЖ:
1–сопло тыльное, 2–сопло конструктивное, 3–сопло фронтальное, 4–7 – сопла контурные

Устройство снабжено винтами 1 (рисунок 6), обеспечивающими регулировку положения устройства при износе или правке шлифовального круга.

Общеизвестно, что шлифование сопровождается пылевыведением, интенсивность которого зависит от обрабатываемого материала, используемого абразивного инструмента и техники подачи СОЖ.

Пыль при шлифовании представляет собой аэродисперсную систему, в которой дисперсионной средой является воздух рабочей зоны, а в дисперсную фазу входят взвешенные твердые частицы обрабатываемого материала, абразива и связки шлифовального круга, а также распыленная СОЖ.

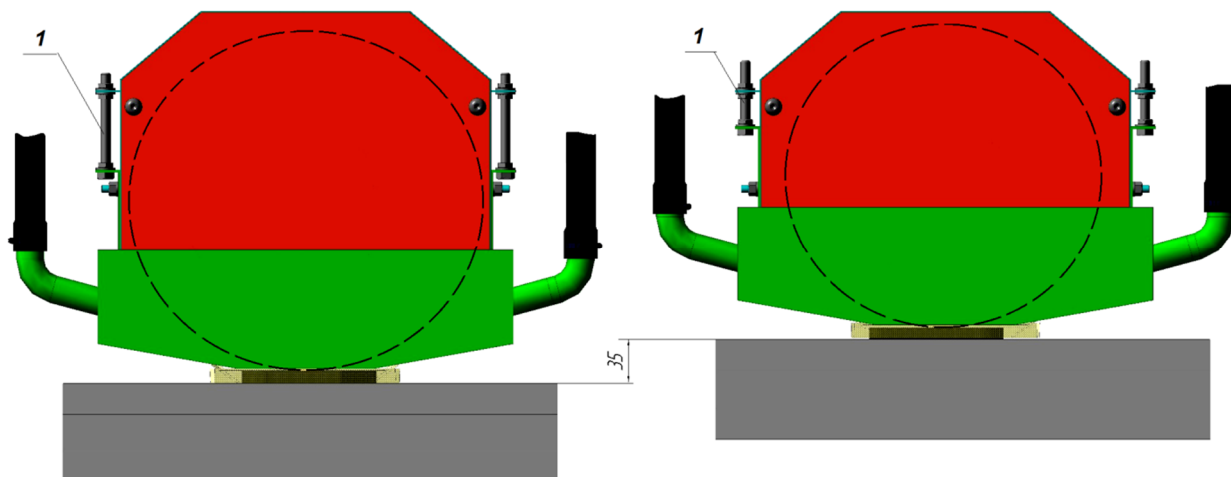


Рисунок 6 – Регулировка нового устройства комбинированной подачи СОЖ по высоте

При работе шлифовального станка пыли выделяется до 30 г/час на 1 кВт мощности дисперсностью от 0,1 до 200 мкм. Благодаря сравнительно быстрому оседанию крупных пылевых частиц (от 10 мкм и более), в воздухе производственных помещений преобладают пылевые частицы до 10 мкм, причем 70÷90% из них составляют частицы размером до 5 мкм.

Одним из самых распространенных опасных веществ, выделяющихся при шлифовании, является диоксид кремния (SiO_2), поступающий из зоны резания в виде аэрозолей дезинтеграции и конденсации и составляющий до 70% от общей массы пыли. Диоксид кремния относится к 3 классу опасности, его ПДК в рабочей зоне составляет 2 мг/м^3 [7].

На основании развития техники подачи СОЖ, возможно говорить о выделении нового функционального действия (свойства) СОЖ – улавливающего, которое заключается в снижении концентрации вредных веществ в рабочей зоне оператора станка за счет нейтрализации факела отходов шлифования и аэрозолей дезинтеграции и конденсации из зоны резания путем их физического улавливания и отвода технологической жидкостью.

Численно улавливающее действие СОЖ возможно оценить через безразмерный коэффициент улавливания μ по формуле:

$$\mu = \frac{K}{\text{ПДК}}, \quad (1)$$

где K – концентрация вредных выбросов в рабочей зоне, мг/м^3 ;

ПДК – предельно допустимая концентрация вредного вещества в рабочей зоне, мг/м^3 .

Улавливающее действие СОЖ можно считать удовлетворительным при значении коэффициента $\mu \leq 1$ и чем меньше это значение, тем эффективнее улавливающее действие СОЖ. Следует учитывать, что интенсивное попадание раскаленных отходов из зоны резания в СОЖ интенсифицирует ее испарение и нагрев, способно резко изменить ее состав и структуру [8, 9], поэтому в каждом конкретном случае процесс улавливания требует взвешенного подхода.

Результаты испытаний рассмотренных способов подачи СОЖ представлены на рисунке 7. Анализируя полученные данные можно сделать вывод, что наиболее эффективным, с точки зрения улавливания и нейтрализации факела отходов шлифования и аэрозолей дезинтеграции и конденсации из зоны резания, является устройство доработанного, с учетом применения гидроаэродинамического, комбинированного способа подачи СОЖ.

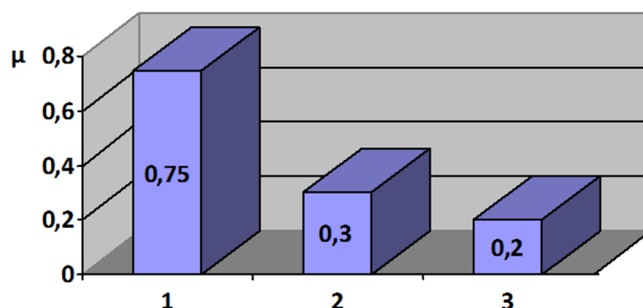


Рисунок 7 – Оценка улавливающего действия СОЖ для разработанных способов:
 1 – заградительный, 2 – комбинированный, 3 – новый комбинированный (прогнозируемое значение)

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Василенко, Ю.В. Современное состояние техники подачи СОЖ при шлифовании / Ю. В. Василенко // Справочник. Инженерный журнал. – 2005. – №4. – С. 29 – 34.
2. Василенко, Ю.В. Совершенствование техники применения СОЖ при плоском шлифовании на основе закономерностей ее поведения в рабочей зоне: автореф. дисс. ... канд. техн. наук. 05.02.08 / Василенко Юрий Валерьевич. – Брянск, 2002 – 24 с.
3. Прогрессивные инструменты и технологии шлифования: коллективная монография / Ардашев Д.В., Гусев В.Г., Дьяконов А.А., Василенко Ю.В., Тюхта А.В. и др. / Под ред. А.В. Киричека. – М.: Издательский дом «Спектр», 2013. – 320 с. – С. 264–307.
4. Пат. 2549806 Российская Федерация, МПК В24В55/02, В24В7/00. Устройство для подачи смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) при плоском шлифовании периферией круга / Тюхта А.В., Василенко Ю.В.; заявитель и патентообладатель Госуниверситет – УНПК. – 2013110196/02, заявл. 06.03.2013; опубл. 27.04.2015, Бюл. №12. – 6 с.
5. Василенко, О.А. Теоретическое обоснование развития комбинированной техники подачи СОЖ при плоском шлифовании периферией круга/ О.А. Василенко, В.Г. Семенов, А.В. Тюхта, Ю.В. Василенко // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2014. – № 5. – С. 72 – 78.
6. Василенко О.А. Расширение функциональных свойств СОЖ при плоском шлифовании периферией круга / О.А. Василенко, В.Г. Семенов, А.В. Тюхта, Ю.В. Василенко // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2014. – № 6. – С. 115–119.
7. Постановление Главного государственного санитарного врача РФ от 30.04.2003 №76 (ред. от 16.09.2013) «О введении в действие ГН 2.2.5.1313–03» (вместе с «ГН 2.2.5.1313–03. Химические факторы производственной среды. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны. Гигиенические нормативы», утв. Главным государственным санитарным врачом РФ 27.04.2003) (Зарегистрировано в Минюсте России 19.05.2003 №4568).
8. Худобин, Л.В. Эффективные способы подачи СОЖ при скоростном силовом шлифовании колец подшипников / Л.В. Худобин, А.Н. Самсонов, Е.С. Киселев // Вестник машиностроения. – 1974. – № 2. – С. 61 – 65.
9. Полянсков, Ю.В. Повышение эффективности операций шлифования путем стабилизации свойств СОЖ: Автореф. дисс. ... д-ра техн. наук. – М.: Моск. станкоинструмент. ин-т, 1989. – 34 с.

Василенко Ольга Аркадьевна
 ФГБОУ ВПО Госуниверситет – УНПК, г. Орел
 аспирант, преподаватель кафедры «Технология машиностроения, автоматизация и электрооборудование»
 E-mail: ringingbell@yandex.ru

Тюхта Антон Владимирович
 ФГБОУ ВПО Госуниверситет – УНПК, г. Орел
 кандидат технических наук, преподаватель кафедры «Вычислительная техника и информационные технологии»
 E-mail: antoha_84@mail.ru

Василенко Юрий Валерьевич
 ФГБОУ ВПО Госуниверситет – УНПК, г. Орел
 кандидат технических наук, доцент, директор Технологического института им. Н.Н. Поликарпова
 E-mail: vyuv-post@yandex.ru

O.A. VASILENKO, A.V. TYUKHTA, Yu.V. VASILENKO

ESTIMATION OF EFFICIENCY OF CATCHES COOLANT IN GRINDING

The methods of coolant designed to capture and neutralization of waste grinding and noxious fumes at flat grinding wheel periphery. Presented study and evaluation of the functional properties of the new coolant – catcher, is to neutralize the waste grinding and cutting zone is estimated by limiting the concentration of harmful substances in the working area of the machine.

Keywords: surface grinding, combined coolant, coolant function, capturing waste ecological treatment.

BIBLIOGRAPHY

1. Vasilenko, YU.V. Sovremennoye sostoyaniye tekhniki podachi SOZH pri shlifovanii / YU. V. Vasilenko // Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. – 2005. – №4. – S. 29 – 34.
2. Vasilenko, YU.V. Sovershenstvovaniye tekhniki primeneniya SOTZH pri ploskom shlifovanii na osnove zakonomernostey yeye povedeniya v rabochey zone: avtoref. diss. ... kand. tekhn. nauk. 05.02.08 / Vasilenko Yuriy Valeryevich. – Bryansk, 2002 – 24 s.
3. Progressivnyye instrumenty i tekhnologii shlifovaniya: kollektivnaya monografiya / Ardashev D.V., Gusev V.G., Dyakonov A.A., Vasilenko YU.V., Tyukhta A.V. i dr. / Pod red. A.V. Kiricheka. – M.: Izdatelskiy dom «Spektr», 2013. – 320 s. – S. 264–307.
4. Pat. 2549806 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B24B55/02, B24B7/00. Ustroystvo dlya podachi smazочно-охладжedayushchey zhidkosti (SOZH) pri ploskom shlifovanii periferiyei kruga / Tyukhta A.V., Vasilenko YU.V.; zayavitel i patentoobladatel Gosuniversitet – UNPK. – 2013110196/02, zayavl. 06.03.2013; opubl. 27.04.2015, Byul. №12. – 6 s.
5. Vasilenko, O.A. Teoreticheskoye obosnovaniye razvitiya kombinirovannoy tekhniki podachi SOZH pri ploskom shlifovanii periferiyei kruga/ O.A. Vasilenko, V.G. Semenov, A.V. Tyukhta, YU.V. Vasilenko // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2014. – № 5. – S. 72 – 78.
6. Vasilenko O.A. Rasshireniye funktsionalnykh svoystv SOZH pri ploskom shlifovanii periferiyei kruga / O.A. Vasilenko, V.G. Semenov, A.V. Tyukhta, YU.V. Vasilenko // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2014. – № 6. – S. 115–119.
7. Postanovleniye Glavnogo gosudarstvennogo sanitarnogo vracha RF ot 30.04.2003 №76 (red. ot 16.09.2013) «O vvedenii v deystviye GN 2.2.5.1313–03» (vmeste s «GN 2.2.5.1313–03. Khimicheskiye faktory proizvodstvennoy sredy. Predelno dopustimyye kontsentratsii (PDK) vrednykh veshchestv v vozdukhke rabochey zony. Gigiyenicheskiye normativy», utv. Glavnym gosudarstvennym sanitarnym vrachom RF 27.04.2003) (Zaregistrovano v Minyuste Rossii 19.05.2003 №4568).
8. Khudobin, L.V. Effektivnyye sposoby podachi SOZH pri skorostnom silovom shlifovanii kolets podshipnikov / L.V. Khudobin, A.N. Samsonov, Ye.S. Kiselev // Vestnik mashinostroyeniya. – 1974. – № 2. – S. 61 – 65.
9. Polyanskoy, YU.V. Povysheniye effektivnosti operatsiy shlifovaniya putem stabilizatsii svoystv SOZH: Avtoref. diss. ... d-ra tekhn. nauk. – M.: Mosk. stankoinstrument. in-t, 1989. – 34 s.

Vasilenko Olga Arkadievna

FGBOU VPO «State University – ESPC», Orel
graduate student, teacher of "Machineering technology,
automation and electrical»
E-mail: ringingbell@yandex.ru

Semenov Victor Gennadievich

FGBOU VPO «State University – ESPC», Orel
student
E-mail: semjonov-viktor@rambler.ru

Tyukhta Anton Vladimirovich

FGBOU VPO «State University – ESPC», Orel
Ph.D., Lecturer, Department of "Computer Science and
Information Technology"
E-mail: antoha_84@mail.ru

Vasilenko Yuri Valerievich

FGBOU VPO «State University – ESPC», Orel
Ph.D., Associate Professor,
Director of the Institute of Technology
of N.N. Polikarpov
E-mail: vyuv-post@yandex.ru

С.В. ШЕВЧЕНКО, О.С. КРОЛЬ

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПО КРИТЕРИЯМ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

В работе изложены результаты исследования по проблеме параметрической оптимизации червячных передач. Критерием оптимизации рассматривается износостойкость рабочих поверхностей в зацеплении. Решение выполнено с использованием метода Лагранжа для двухпараметрической целевой функции. По результатам исследования даны соответствующие выводы и рекомендации.

Ключевые слова: червячная передача, передаточное число, оптимизация, целевая функция, параметры зацепления.

Существующие нормы, определяющие параметры червячного зацепления для цилиндрических червяков Z_A , Z_1 , Z_N , по сути, инвариантны по отношению к условиям эксплуатации: режиму нагрузки, требуемому ресурсу, ПВ% и т.д. Имеется в виду, что выбор основных параметров червячной передачи (ЧП) – $[z_1, z_2, q]$, ведется по единым рекомендациям. В то же время, различие в сроках эксплуатации – длительный или кратковременный, в характере нагружения – $T_2 = const$ или $T_2 = var$, в требованиях к габаритам, тепловому режиму и т.д., при одинаковых наборах $[z_1, z_2, q]$ приведут к разным результатам по критериям работоспособности червячной передачи. В такой постановке вопросы оптимизации параметров червячной передачи в многочисленных исследованиях [1, 3, 11] не рассматривались. В работе [10] выбор рациональных значений $[z_1, z_2, q]$ сделан в первом приближении, когда целевая функция представлена суммой нормированных функций, определяющих основные критерии работоспособности червячной передачи. Критерий износостойкости для червячных передач является едва ли не наиболее актуальным в силу особенностей зацепления червяка с колесом. Если в зубчатых передачах превалирует качение сопряженных поверхностей, то в червячном зацеплении скорость скольжения в несколько раз превышает скорость качения. Отсюда и вытекает значимость критерия износостойкости в зацеплении червяка с червячным колесом.

Определить оптимальное сочетание параметров червячной передачи $[z_1, z_2, q]$, которое бы обеспечило минимальное значение целевой функции критерия износостойкости $J = J(z_1, z_2, q)$, то есть $J = \min$.

Несмотря на большое количество исследований по износостойкости в целом, и применительно к червячным передачам в частности [2, 4, 5, 7, 9, 11], для этого критерия работоспособности пока нет универсального и достаточно надежного метода расчета. В данной статье критерий $J = J(z_1, z_2, q)$ количественно оценивается не по абсолютному значению, а в сравнительном аспекте – при различных комбинациях параметров $[z_1, z_2, q]$. По этой причине здесь принята методика расчета [9], где интенсивность износа γ_n имеет линейную зависимость от удельной нагрузки по линии контакта рабочих поверхностей и от скорости их скольжения:

$$J = K \cdot p_n \cdot V_S, \quad (1)$$

где $K = const$ – коэффициент изнашивания материалов;
 p_n – удельная нагрузка, распределенная по линии контакта;
 V_S – скорость скольжения витков червяка.

Развернутые выражения для параметров, входящих в правую часть уравнения (1):

$$p_n = F_n / l_{\Sigma},$$

где $l_{\Sigma} \approx 1,3 \cdot d_1 / \cos \gamma_W$ – минимальная суммарная длина контактных линий;

$F_n = (2 \cdot T_2 / d_2) / (\cos \alpha_n \cdot \cos \gamma_W)$ – нормальная сила в зацеплении витков червяка с зубьями червячного колеса.

$V_S = \omega_1 \cdot d_1 / (2 \cdot \cos \gamma_W)$ – скорость скольжения витков червяка.

Введем новые переменные: $y = q / z_2$ и $s = q / z_1$, которые позволят трехпараметрическую функцию $J = J(z_1, z_2, q)$ заменить двухпараметрической $J = J(y, s)$.

После подстановки этих соотношений в уравнение (1) получим расчетную формулу для интенсивности износа J , которая будет являться двухпараметрической целевой функцией $J = J(y, s)$ оптимизации по критерию износостойкости J :

$$J(y, s) = C \cdot (1 + y) \cdot \sqrt{1 + s^2} / s, \quad (2)$$

здесь $C = \frac{K_H}{2,6 \cdot \cos \alpha_n} \cdot \frac{T_2 \cdot \omega_1}{a_W} = const$, так как рассматриваются червячные передачи одинаковых габаритов ($a_W = const$), уровня нагружения ($T_2 = const$) и исходной кинематики ($\omega_1 = const$).

Таким образом, поставленная задача сводится к выполнению условия:

$$J(y, s) = \min.$$

Чтобы минимизировать функцию двух переменных $J(y, s)$, воспользуемся методом множителей Лагранжа для оптимизации двухпараметрических функций [6]. Уравнение связи $g = g(y, s) = 0$ между параметрами оптимизации y и s получим исходя из следующих очевидных соотношений:

$$s = q / z_1 = (q / z_1) \cdot (z_2 / z_2) = (q / z_2) \cdot (z_2 / z_1) = y \cdot u, \quad (3)$$

Откуда следует, что:

$$g(y, s) = s - y \cdot u = 0. \quad (4)$$

Функция Лагранжа $L = L(s, y)$:

$$L = J + \lambda \cdot g,$$

после постановки в нее L и g из формул (2) и (3), принимает вид:

$$L = C \cdot (1 + y) \cdot \sqrt{1 + s^2} / s + \lambda \cdot (s - y \cdot u), \quad (5)$$

где λ – неизвестная константа функции Лагранжа.

Согласно методу Лагранжа составляем систему трех уравнений:

$$\begin{aligned} \partial L / \partial s &= \partial J / \partial s + \lambda \cdot \partial g / \partial s = 0; \\ \partial L / \partial y &= \partial J / \partial y + \lambda \cdot \partial g / \partial y = 0; \\ \partial L / \partial \lambda &= g(y, s) = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

В развернутом виде система (6) запишется следующим образом:

$$\begin{aligned} C \cdot (1 + y) \cdot (2 \cdot s - s^2 - 1) / (s^2 \cdot \sqrt{1 + s^2}) + \lambda &= 0; \\ C \cdot \sqrt{1 + s^2} / s - \lambda \cdot u &= 0; \\ s - y \cdot u &= 0. \end{aligned} \quad (7)$$

В результате решения системы уравнений (7) получено оптимальное значение одного из варьируемых параметров:

$$y = y(u) = -1 / (2 - u) + \sqrt{1 / (2 - u)^2 + 1 / [u \cdot (2 - u)]}; \quad (8)$$

(второй корень для y , имеющий знак минус перед корнем, отбрасываем, так как при любых передаточных числах u он дает заведомо неприемлемые значения применительно к силовым червячным передачам).

Другой варьируемый параметр – s , получится с помощью уравнения связи (4):

$$s = s(u) = u \cdot y = u \cdot \left\{ -1/(2-u) + \sqrt{1/(2-u)^2 + 1/[u \cdot (2-u)]} \right\}. \quad (9)$$

График целевой функции $J(s)$ представлен на рисунке 1, а на рисунке 2 – графическая зависимость варьируемого параметра y от передаточного числа u : $y = y(u)$ – формула (8). Функцию $s = s(u)$ легко построить по полученным значениям y , используя уравнение связи $s = u \cdot y$, или непосредственно по формуле (9).

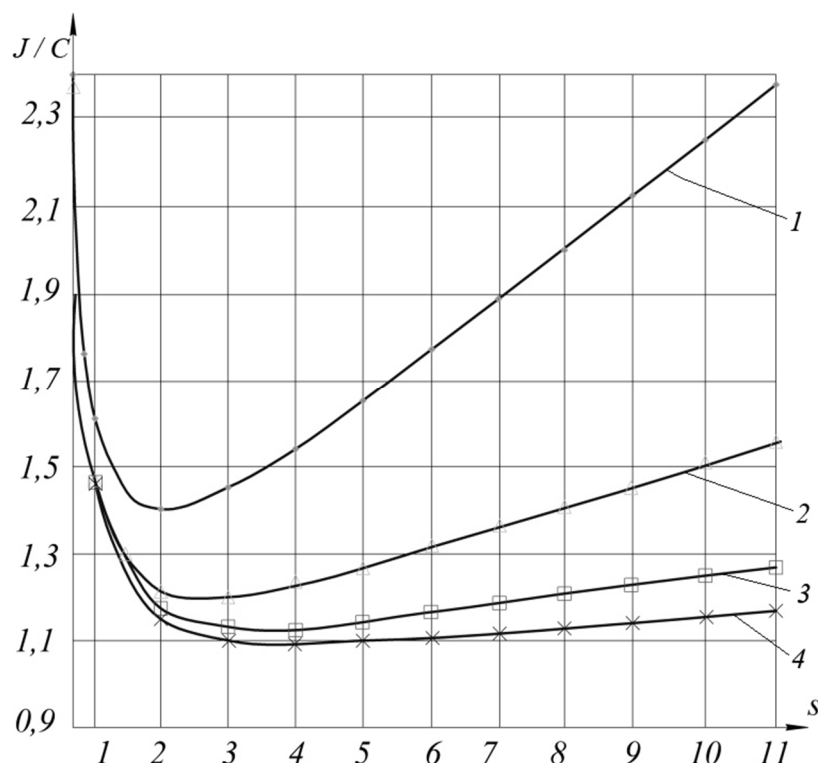


Рисунок 1 – Целевая функция $J/C = J(s)/C$:

$$1 - u = 8; \quad 2 - u = 20; \quad 3 - u = 40; \quad 4 - u = 63.$$

Для удобства расчета значений y при различных передаточных числах график $y = y(u)$, рисунок 2, аппроксимирован степенной зависимостью:

$$y(u) \approx 1,05 \cdot u^{-0,69};$$

(погрешность аппроксимации менее 1%).

Таблица 1 – Выбор параметров y , s , q по критерию износостойкости.

u	z_1	y	s	q
8	4	0,25	2	8
10		0,18	1,8	7,1
12,5		0,13	1,66	6,3
16		0,1	1,55	
20	2	0,07	1,46	Нет стандартных q
25		0,06	1,4	
31,5		0,04	1,34	
40	1	0,03	1,29	Нет стандартных q
50		0,03	1,25	
63		0,02	1,22	

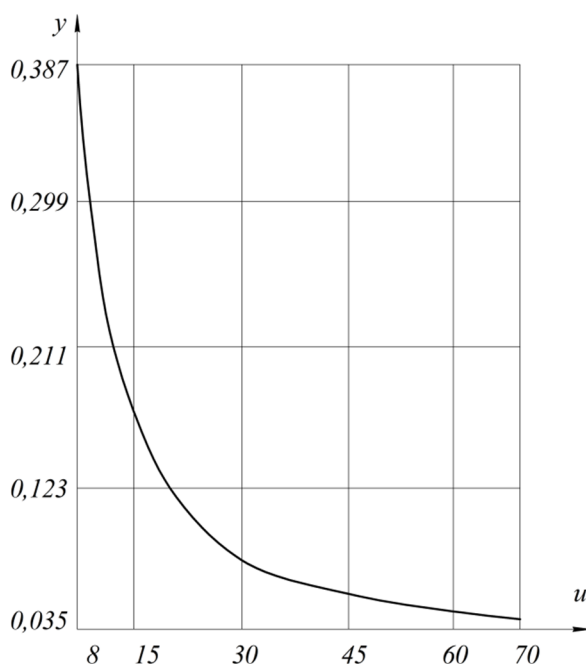


Рисунок 2 – Зависимость варьируемой переменной y от передаточного числа u

Оптимальные значения коэффициента диаметра червяка q , (а значит и связанных с ним z_1 и z_2), при которых обеспечивается минимальная интенсивность износа $J = \min$, возможны лишь для малых передаточных чисел $u \approx 8 \dots 10$, что соответствует четырехзаходным червякам ($z_1 = 4$). Это объясняется тем, что для обеспечения достаточной жесткости вала червяка необходимо, чтобы $q \geq q_{\min} = 0,212 \cdot z_2$, [8]. А поскольку $q = y \cdot z_2$, то $q_{\min} = y_{\min} \cdot z_2$. Следовательно $y_{\min} = 0,212$. Из табл. 1 видно, что значения $y \geq 0,212$ находятся именно в зоне $u \approx 8 \dots 10$, для которой $z_1 = 4$. Например, для $u = 8$ из рис. 1 следует, что $J = \min$ при $s \approx 2$, что дает $y = s/u = 2/8 = 0,25 > y_{\min} = 0,212$ и, соответственно:

$$q = y \cdot z_2 = y \cdot u \cdot z_1 = 0,25 \cdot 8 \cdot 4 = 8.$$

А для $u = 40$ (при $z_1 = 1$) кривая J/C , (обозначена цифрой 4 на рисунке 1) достигает \min при $s \approx 3,5$, что соответствует $y \approx 0,09 \ll y_{\min} \approx 0,212$, но это не отвечает требованию жесткости вала червяка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бернацкий, И.П. Рациональный выбор параметров зацепления червячных цилиндрических передач / И.П. Бернацкий, Н.И. Вьюшкин, В.К. Герасимов, В.Н. Комков // В кн.: Зубчатые и червячные передачи. – Л.: Машиностроение. – 1974. – С. 193–210.
2. Герасимов, Б.К. Нагрузочная способность и к.п.д. червячных передач с локализованным пятном контакта / Б.К. Герасимов, В.Н. Комков // Тр. Ленингр. политехн. ин-та. – Л. – 1983. – № 396. – С. 41 – 44
3. Дусев, И.И. Многокритериальный синтез червячных передач с оптимальными параметрами / И.И. Дусев, Н.Ю. Батурина // Новочерк. политехн. ин-т. – Новочеркасск: Деп. во ВНИИТЭМР. – 1987. – № 344.
4. Крагельский, И.В. Узлы трения машины: Справочник / И.В. Крагельский, Н.М. Михин. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.
5. Машиностроение. Энциклопедия. Т. IV–1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Под общ. Ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.
6. Моисеев, Н.Н. Методы оптимизации / Н.Н. Моисеев. – М.: Наука, 1978. – 351 с.
7. Передачи червячные цилиндрические. Расчеты на прочность и заедание. – М.: НИИМаш, 1982. – 84 с.
8. Решетов, Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
9. Трение, изнашивание и смазка: Справочник / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – кн. 1. – 400 с.

10. Шевченко, С.В. Оптимизация параметров червячного зацепления / С.В. Шевченко. – Ворошиловград: Деп. в ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, 1986. – 16 с.

11. Шульц, В.В. Геометрическая оптимизация по износу цилиндрических червячных передач / В.В. Шульц, В.В. Тихомиров // Вестник машиностроения. – 1985. – № 9. – С. 27–44.

Шевченко Святослав Владимирович

Луганский государственный университет им. В. Даля, г. Луганск
Кандидат технических наук, зав. кафедрой машиноведения

Кроль Олег Семенович

Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, г. Северодонецк, Луганской обл.
Кандидат технических наук, проф. кафедры машиностроения, станков и инструментов

S.V. SHEVCHENKO, O.S. KROL

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF GEAR WORMS SPLINES ON PERFORMANCE CRITERIA

The paper presents the result of research on parametric optimization of worm transmission. The criterion for optimization is considered wear durability of workers surfaces in meshing gears. The decision made using The method of Lagranges two-parameter objective function. According to an investigation the relevant conclusions and recommendations is given.

Keywords: worm transmission, gear ratio, optimization, objective function, the parameters of meshing gears.

BIBLIOGRAPHY

1. Bernatskiy, I.P. Ratsionalnyy vybor parametrov zatsepleniya chervyachnykh tsilindricheskikh peredach / I.P. Bernatskiy, N.I. Vyushkin, V.K. Gerasimov, V.N. Komkov // V kn.: Zubchatyye i chervyachnyye peredachi. – L.: Mashinostroyeniye. – 1974. – S. 193–210.

2. Gerasimov, B.K. Nagruzochnaya sposobnost i k.p.d. chervyachnykh peredach s lokalizovannym pyatnom kontakta / B.K. Gerasimov, V.N. Komkov // Tr. Leningr. politekhn. in-ta. – L. – 1983. – № 396. – S. 41–44

3. Dusev, I.I. Mnogokriterialnyy sintez chervyachnykh peredach s optimalnymi parametrami / I.I. Dusev, N.YU. Baturina // Novocherk. politekhn. in-t. – Novocherkassk: Dep. vo VNIITEMR. – 1987. – № 344.

4. Kragelskiy, I.V. Uzly treniya mashiny: Spravochnik / I.V. Kragelskiy, N.M. Mikhin. – M.: Mashinostroyeniye, 1984. – 280 s.

5. Mashinostroyeniye. Entsiklopediya. T. IV–1. Detali mashin. Konstruktsionnaya prochnost. Treniye, iznos, smazka / Pod obshch. Red. D.N. Reshetova. M.: Mashinostroyeniye, 1995. – 864 s.

6. Moiseyev, N.N. Metody optimizatsii / N.N. Moiseyev. – M.: Nauka, 1978. – 351 s.

7. Peredachi chervyachnyye tsilindricheskiye. Raschety na prochnost i zayedaniye. – M.: NIIMash, 1982. – 84 s.

8. Reshetov, D.N. Detali mashin / D.N. Reshetov. – M.: Mashinostroyeniye, 1989. – 496 s.

9. Treniye, iznashivaniye i smazka: Spravochnik / Pod red. I.V. Kragelskogo i V.V. Alisina. – M.: Mashinostroyeniye, 1978. – kn. 1. – 400 s.

10. Shevchenko, S.V. Optimizatsiya parametrov chervyachnogo zatsepleniya / S.V. Shevchenko. – Voroshilovgrad: Dep. v TSNIITEITYAZHMASH, 1986. – 16 s.

11. Shults, V.V. Geometricheskaya optimizatsiya po iznosu tsilindricheskikh chervyachnykh peredach / V.V. Shults, V.V. Tikhomirov // Vestnik mashinostroyeniya. – 1985. – № 9. – S. 27–44.

Shevchenko Svyatoslav Vladimirovich

Lugansk State University. Dahl, Lugansk
Candidate of Technical Sciences, Head. the Department of Mechanical Engineering

Krol Oleg Semenovich

East Ukrainian National University. Dal, Severodonetsk, Luhansk region.
Candidate of Technical Sciences, prof. Department of Mechanical Engineering, Machine Tools

КОНЦЕПЦИЯ СИСТЕМНОЙ МОДЕРНИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ

Создание новых образцов технологических устройств для сталеканатного производства является одним из традиционных направлений исследовательских и опытно-конструкторских работ кафедры технической механики и машиноведения Севастопольского государственного университета. В статье описана структура и принципы построения конфигураторов технологических устройств как основа для практической реализации системной концепции проектирования. Детально рассмотрены модели построения конфигуратора для устройства, обеспечивающего прямолинейность стержневой заготовки (готового изделия) – рихтовального устройства. Показано, что использование методов системотехники открывает дополнительные возможности для эффективной модернизации оборудования сталеканатных заводов.

Ключевые слова: технологический процесс свивки; системное проектирование; конфигуратор; рихтователь.

Методы системного проектирования (методы системотехники) в настоящее время используются не только при создании сложных структур управления, но и для разработки новых технических объектов различного назначения [1–3]. Согласно работе [1] этим термином обозначается такой подход к проектированию, при котором поставленные задачи должны решаться наиболее эффективным из всех возможных способом, и любой объект рассматривается, как система, включающая множество взаимосвязанных элементов. Каждый элемент (сборочная единица или деталь), в свою очередь, может рассматриваться как система, а проектируемое устройство – как один из элементов более широкой системы. Анализ публикаций показывает, что применение методов системотехники сохраняет свою актуальность для различных сфер машиностроения, в том числе при решении задач модернизации технологического оборудования канатных заводов.

Целью работы является создание конфигураторов для реализации системной концепции проектирования технологических узлов к машинам для производства стальных канатов.

В основе практической реализации системной концепции проектирования лежит многогранное отображение (моделирование) технического объекта с использованием текстовых, аналитических, цифровых, графических средств накопления, обработки и развития информации. Набор моделей, необходимых для адекватного описания содержания (свойств) объекта, его внутренних связей и связей с окружающей средой, называют конфигуратором [2,3]. Особенность построения конфигураторов технологического оборудования, заключается в необходимости моделирования не только самого устройства, но и технологического процесса, реализуемого с помощью проектируемого устройства. В данной работе излагается структура и принципы построения подобных конфигураторов на примере устройства для рихтовки каната (рихтователь).

Создание новых образцов рихтователей, является одним из традиционных направлений исследовательских и опытно-конструкторских работ кафедры технической механики и машиноведения Севастопольского государственного университета. Результаты работ послужили основой для построения конфигуратора, включающего десять базовых моделей:

1) функциональная модель отображает назначение и структуру рихтователя, минимально необходимый набор движений его рабочих органов, а также рабочее пространство для размещения устройства на конкретной канатовьюющей машине.

2) аналитическая модель реализуемого в рихтователе технологического процесса включает набор математических соотношений, описывающих взаимосвязь регулируемых параметров настройки с внутренними силовыми факторами и параметрами деформации каната;

3) цифровая модель процесса отражает количественную связь параметров настройки с геометрическими и механическими характеристиками планируемого к производству перечня канатов;

4) динамическая модель колебаний технологического натяжения стержневых заготовок описывает влияние питающего устройства канатовьющей машины на работу рихтователя;

5) 3D–модель рихтователя – это компьютерное пространственное изображение устройства в сборе и всех его элементов в отдельности;

6) силовая модель устройства отражает величину и характер распределения сил, действующих между отдельными деталями рихтователя и внутри его несущих элементов;

7) ресурсная модель рассматривает процессы разрушения рабочих органов и подшипниковых опор рихтователя;

8) технологическая модель отображает рихтователь с помощью пакета рабочих чертежей и текстовой документации, необходимых для его изготовления;

9) эксплуатационная модель рассматривает рихтователь, как часть общей производственной системы: оператор – заготовки – свивающая машина – рихтователь – готовый канат.

Рассмотрим подробно структуру и содержание отдельных моделей конфигуратора.

Функциональная модель включает общую схему (рисунок 1) и объемную структурную схему с привязкой к корпусу конкретной канатовьющей машины. Из рисунка 1 видно, что данное устройство предназначено для реализации многократного знакопеременного упругопластического изгиба стального каната на роликах рихтователя. Этот вид обработки используется для обеспечения прямолинейности, а также для перераспределения или снижения величины остаточных напряжений в готовом изделии [4]. Из анализа общей схемы следует, что рихтователь должен включать два ряда рабочих роликов. Ролики нижнего ряда смонтированы на шарнирно неподвижных опорах, а ролики верхнего ряда устанавливаются с возможностью регулировочного вертикального перемещения. Конструкция должна обеспечивать возможность независимой плавной регулировки интенсивности деформации изгиба на отдельных этапах техпроцесса за счет изменения вертикальных межцентровых расстояний A_{Bi} .

Вторая часть функциональной модели включает компьютерную объемную структурную схему рихтователя, в которой отражены: фундаментная рама канатной машины и рабочее пространство для размещения проектируемого объекта.

На основании объемной схемы при заданных размерах и количестве рабочих роликов определяется принципиальная возможность размещения рихтовального устройства в данной машине. Основная задача, которая решалась при разработке описанной модели, заключалась в создании базы данных 3D – структурных схем применительно к действующим на конкретном заводе свивающим машинам и выпускаемым на них типоразмерам стальных канатов.

Аналитическая модель реализуемого в рихтователе процесса формоизменения заготовки построена на основе понятий и уравнений механики упругопластического стержня (технологическая механика). [5, 6, 7]. Базовыми геометрическими параметрами проектируемого устройства являются: рабочий диаметр роликов D_p , межцентровое расстояние роликов по горизонтали A_T и межцентровые расстояния роликов по вертикали A_{Bi} . Для определения этих параметров необходима система уравнений, устанавливающая связь характеристик процесса рихтовки с геометрическими и механическими свойствами заготовки.

Схема физического процесса может быть представлена графически в виде многоступенчатой диаграммы упругопластического изгиба $M_x(k)$ (рисунок 2).

Рассмотрим промежуточные положения произвольного поперечного сечения стержневой заготовки при ее движении вдоль рихтовального аппарата, отмеченные на рисунке 1 точками 1 – 7. Этим положениям соответствует ряд последовательных физических состояний заготовки на диаграмме $M_x(k)$ (рисунок 2, б).

Видно, что отдельные этапы упругопластической деформации (линии 0–2, 2–3, 3–4, 4–5,) описываются различными нелинейными интегральными функциями вида $M_{x,i} = \int_F \sigma(k_{i-1}, k, y) \cdot y \cdot dF$, где i – номер этапа деформации изгиба. На двух заключительных этапах (линии 5–6 и 6–7 на рисунке 2, б) диаграмма имеет линейный характер $M_x = M_5 + E \cdot I_x \cdot (k + k_5)$.

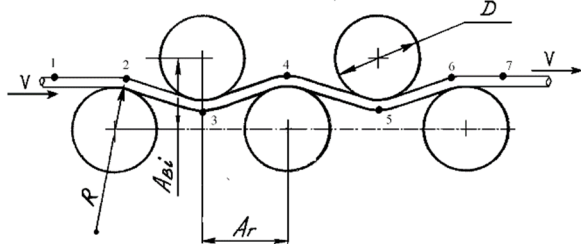


Рисунок 1 – Общая функциональная схема рихтователя

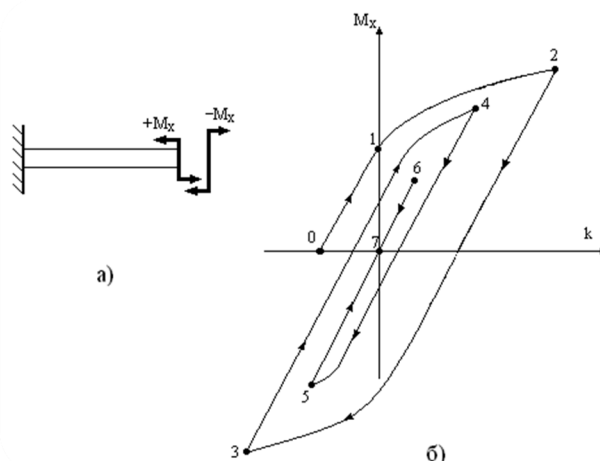


Рисунок 2 – Схема нагружения (а) и диаграмма знакопеременной деформации изгиба каната (б) в процессе рихтовки

Физическая модель позволяет в данном случае записать неявное уравнение для определения неизвестных значений кривизны заготовки на четырех промежуточных этапах изгиба k_2, k_3, k_4, k_5 из условия отсутствия остаточной кривизны готового изделия (условие прямолинейности):

$$M_7 = M_5(k_0, k_2, k_3, k_4, k_5) + E \cdot I_x \cdot k_5 = 0. \quad (1)$$

Недостающие соотношения между параметрами кривизны k_2, k_3, k_4, k_5 и базовыми геометрическими параметрами проектируемого устройства D_p, A_r и A_{Bi} могут быть установлены из дополнительных кинематических и технологических условий задачи.

Знакопеременный характер деформации изгиба и неявная форма уравнения (1), приводит к значительному усложнению математической модели процесса, которая не может быть представлена с помощью конечных аналитических зависимостей. Численная реализация модели сводится к поэтапному расчету и построению диаграммы по рисунку 2, б для варьируемого комплекта искомых параметров k_2, k_3, k_4, k_5 . При этом алгоритм итерационной процедуры должен обеспечивать в конечном итоге выполнение условия (1).

Цифровая (компьютерная) модель технологического процесса представляет совокупность алгоритмов, отображающих аналитическую модель в электронной памяти компьютера. Для реализации цифровой модели разработана программа «Рихтовка» на базе операционной системы семейства Windows [8]. Фрагмент пользовательского интерфейса программы показан на рисунке 3.

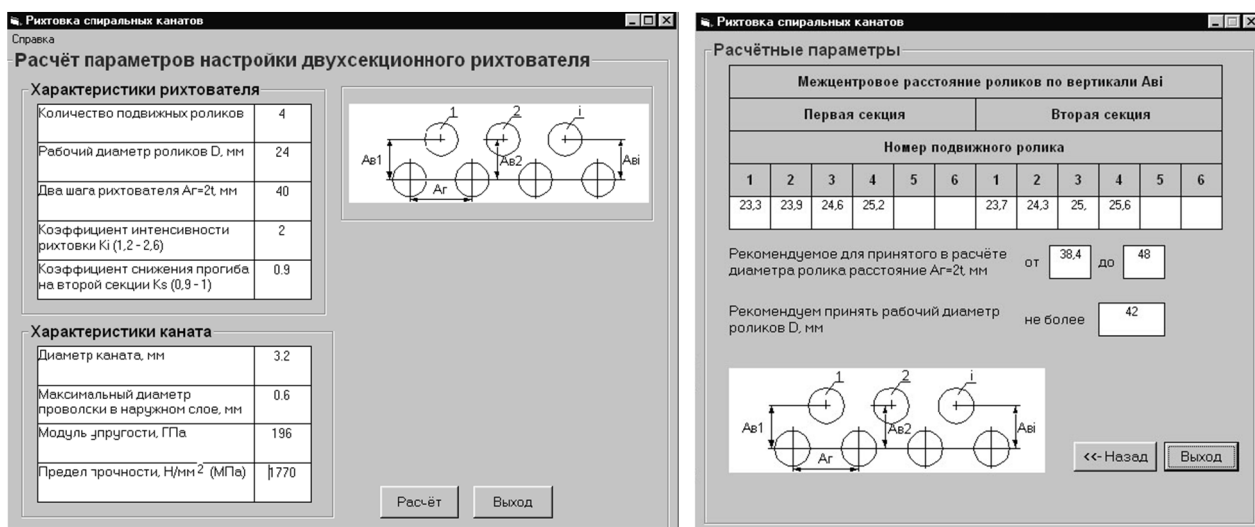


Рисунок 3 – Фрагменты интерфейса программы «Рихтовка»

После ввода информации о геометрических и механических характеристиках планируемого к производству каната (пряди) проектировщик автоматически получает необходимые значения параметров инструментального блока: рекомендуемый диаметр ролика D_p и расстояния между рабочими роликами по горизонтали A_T и вертикали A_{Bi} . На основании многочисленных натуральных экспериментов установлено, что погрешность полученных с помощью созданной модели расчетных данных не превышает (5–10)%.

Динамическая модель колебаний технологического натяжения заготовки позволяет исследовать взаимодействие элементов подсистемы: питающая катушка – стержневая заготовка – распределительный шаблон и рихтователь канатовьюющей машины. Для построения модели используются расчетная схема согласно рисунку 4 и нелинейное дифференциальное уравнение крутильных колебаний питающей катушки около положения статического равновесия:

$$J\ddot{\varphi} = -F_H \cdot \frac{D_1}{2} + M_m + M_e, \quad (2)$$

где: $F_H = F_H(c, \varphi, e_u, \omega_1)$ – технологическое натяжение, зависящее от жесткости c стержневой заготовки, от угловой координаты φ катушки, от эксцентриситета e_u и угловой скорости ω_1 распределительного шаблона свивающей машины;

D_1 – диаметр сматывания заготовки с катушки;

$M_T(\omega)$ – тормозной момент, зависящий от угловой скорости ω питающей катушки,

$M_e(e_k)$ – момент, зависящий от эксцентриситета центра масс катушки e_k .

Численное решение уравнения (2) с использованием стандартных математических программных пакетов позволяет исследовать возможный диапазон изменения амплитуды колебаний технологического натяжения при различных режимах работы свивающей машины, а также разрабатывать мероприятия по снижению уровня колебаний [9, 10].

3D–модель рихтователя создается с помощью средств компьютерной графики и обеспечивает максимально достижимую эффективность проектных работ. Рихтователь отображается здесь, как пространственная система, состоящая из множества соединенных между собой деталей (рисунок 5).

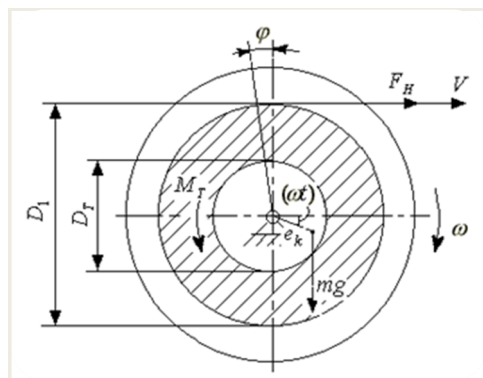


Рисунок 4 – Расчетная схема динамической модели

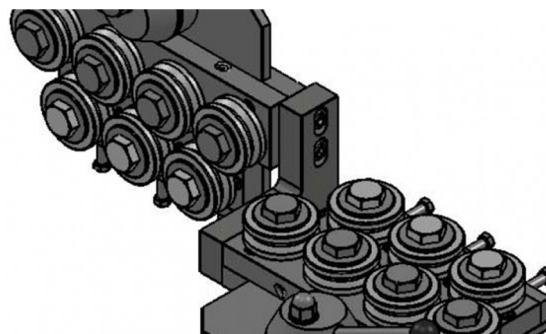


Рисунок 5 – Фрагмент 3–D модели двухсекционного рихтователя

При создании 3D–модели решается многоцелевая задача поиска такой комбинации деталей, геометрическая форма и способы соединения которых, позволяют реализовать все требования функциональной, кинематической и цифровой моделей. Кроме этого необходимо обеспечить оптимальное соотношение показателей прочности, долговечности и будущих затрат на изготовление изделия.

Алгоритм построения модели основан на использовании метода последовательных приближений и не поддается строгому описанию. Другими словами, 3D–модель, по сравнению с предыдущими, не может рассматриваться как некоторый универсальный инструмент, пригодный для автоматического выполнения проекта с любыми исходными данными. Ввиду многообразия типоразмеров стальных канатов и применяемых свивающих машин рассматриваемый вид модели, по сути, представляет собой постоянно развивающуюся графическую

базу данных. Особенность этой базы состоит в том, что она не может иметь широкого пространства, носит уникальный характер и создается узким кругом разработчиков.

Силовая модель устройства отражает величину и характер распределения сил, действующих на границах между отдельными элементами рихтователя и внутри несущих элементов. В качестве исходных силовых параметров используются результаты предыдущих этапов динамического расчета колебаний натяжения и цифрового моделирования процесса взаимодействия заготовки с рабочими органами рихтователя. Для анализа напряженно-деформированного состояния используется метод конечных элементов и специальные прикладные программы [11]. На этой стадии успешно применяется графическая база данных, создаваемая в процессе предыдущего этапа 3D-моделирования. Результаты силового анализа представляются в виде плоских или объемных схем распределения напряжений и являются основой для принятия решения о необходимости корректировки 3D-модели рихтователя.

Ресурсная модель позволяет выполнить оценку межремонтного периода эксплуатации рихтователя с учетом процессов усталостного разрушения рабочих органов и подшипниковых опор. На этой стадии используются результаты предыдущих этапов моделирования, стандартные методики расчета долговечности подшипников, а также материалы специальных экспериментальных исследований, выполненных в лаборатории СевНТУ [12].

Технологическая модель отображает рихтователь в виде пакета рабочих чертежей и текстовой документации, необходимых для его изготовления. На сегодняшний день эта модель, как и рассмотренная выше 3D-модель рихтователя, представляет обширную компьютерную базу данных.

Эксплуатационная модель рассматривает рихтователь как часть более широкой системы (производственной единицы): оператор – заготовки – свивающая машина – рихтователь – канат. В основе моделирования лежит информация о параметрах и техническом состоянии конкретной производственной единицы. Задачей моделирования является формирование перечня требований к отдельным элементам системы, при выполнении которых поставляемый технологический узел обеспечивает производство каната с гарантированными показателями качества.

Описанная совокупность взаимосвязанных моделей образует конфигуратор рихтователя. Аналогичные конфигураторы созданы также для проектирования других технологических узлов к канатовьюющим машинам: питающее устройство (каретка), преформатор, торсион, и др. [13]. Полученные результаты успешно использованы при разработке новых образцов технологического оборудования для предприятий сталеканатного производства (рисунки 7, 8).

Применение системной концепции проектирования открывает дополнительные возможности для создания высокотехнологичных узлов и эффективной модернизации оборудования канатных заводов.

Разработанные конфигураторы и порождаемые с их помощью базы данных в перспективе могут совершенствоваться, расширяться и трансформироваться в базу знаний для поиска новых решений проблемных вопросов технологии. Это и является предметом дальнейших работ в указанном направлении.

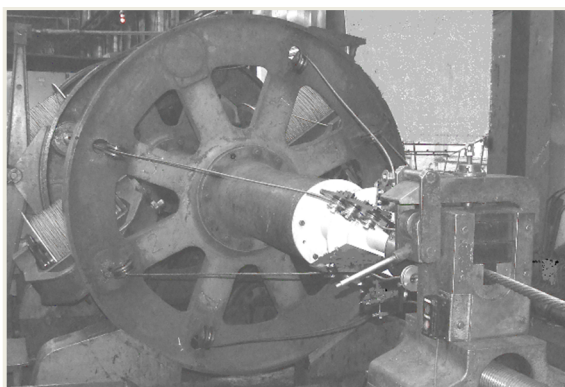


Рисунок 7 – Промышленные испытания шестикассетного преформатора на канатной машине корзиночного типа



Рисунок 8 – Промышленные испытания двухсекционного рихтователя при изготовлении спирального каната

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гуд, Г.Х. Системотехника / Г.Х. Гуд, Р.Э. Маккол. – М.: Советское радио, 1962. – 256 с.
2. Фролов, К.В. Системная концепция и алгоритмы проектирования механизмов произвольной структуры / К.В. Фролов, В.П. Прохоров // Труды Всемирного Конгресса по ТММ. – Оулу, Финляндия. – 1999. – Т. 2. – С. 689 – 694.
3. Прохорова, Н.И. Модель конфигуратора приводов с винтовым движением / Н.И. Прохорова, В.П. Прохоров // Материалы международной научно-технической конференции «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем и элементов их конструкций». – Севастополь: СевНТУ. – 2008. – С. 404 – 409.
4. Букштейн, М.А. Производство и использование стальных канатов / М.А. Букштейн. – М.: Металлургия, 1973. – 360 с.
5. Хромов, В.Г. Механика процесса холодной упругопластической деформации стержня: учеб. пособие / В.Г. Хромов. – К.: УМК ВО, 1990. – 50 с.
6. Хромов, И.В. Технологическая механика стальных канатов. Практическое применение. Пути развития / И.В. Хромов // Материалы международной научно-технической конференции «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем и элементов их конструкций». – Севастополь: СевНТУ. – 2008. – С. 259 – 263.
7. Хромов, И.В. Технологическая механика упругопластического стержня / И.В. Хромов. – Севастополь: СевНТУ, 2010. – 220 с.
8. Хромов, И.В. Программные пакеты для автоматизированного проектирования процессов изготовления многопроволочных витых изделий / И.В. Хромов // Метиз: научн.–техн. журнал. – 2008. – № 6(37). – С. 12 – 15.
9. Хромов, Е.В. Компьютерный анализ процесса колебаний технологического натяжения элементов каната при свивке / Е.В. Хромов, О.В. Хромов // Стальные канаты. Сборник научных трудов. – Одесса: Астропринт. – 2008. – Вып. 6. – С. 202 – 208.
10. Хромов, В.Г. Нелинейные процессы рассеяния энергии в теории колебаний дискретных механических систем / В.Г. Хромов, Е.В. Хромов, О.В. Хромов. – Севастополь: СевНТУ, 2013. – 199 с.
11. Хромов, В.Г. Применение метода конечных элементов для анализа напряженно-деформированного состояния элементов скоростного технологического оборудования / В.Г. Хромов, В.В. Леонтьев // Тезисы докладов межотраслевой научно-технической конференции «Расчет и конструирование элементов подъемно-транспортного оборудования». – Севастополь, 1993. – С. 12.
12. Прошкин, Э.В. Экспериментальные исследования ресурса многоопорных рабочих органов малогабаритных преформаторов / Э.В. Прошкин, В.Г. Хромов, В.В. Горяйнов // Вестник СевГТУ: сб. науч. тр. – Севастополь. – 1997. – Вып. 8 – С. 124 – 126.
13. Хромов, О.В. Проектирование элементов каретки канатовьющей машины в системе КОМПАС-3D / О.В. Хромов, Е.В. Хромов // Материалы международной научно-технической конференции «Прогрессивные направления развития машино-приборостроительных отраслей и транспорта». – Севастополь: СевНТУ. – 2007. – С. 73 – 74.

Хромов Илья Владимирович
 ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»,
 кандидат технических наук, доцент
 кафедры «Машиноведение и техническая механика»,
 Тел. +7 978 006 93 17
 E-mail: i.v.khromov@mail.ru

Хромов Владимир Гаврилович
 ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»,
 доктор технических наук, профессор
 кафедры «Машиноведение и техническая механика»,
 Тел. +7 978 0069321
 E-mail: v.g.khromov@mail.ru

Леонтьев Вячеслав Владимирович,
 ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»,
 кандидат технических наук, доцент
 кафедры «Машиноведение и техническая механика»,
 Тел. +7 978 821 18 34
 E-mail:leonardo1967@yandex.ua

Хромов Егор Владимирович
 ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»,
 кандидат технических наук, доцент
 кафедры «Энергоустановок морских судов и сооружений»,
 Тел. +7 978 744 64 65
 E-mail: ev.khromov@mail.ru

Хромов Олег Владимирович
 Кандидат технических наук,
 Тел. +7 978 012 12 94
 E-mail: o.v.khromov@bk.ru

I.V. KHROMOV, V.G. KHROMOV, E.V. KHROMOV, O.V. KHROMOV, V.V. LEONTIEV

THE CONCEPT OF SYSTEMIC MODERNIZATION OF TECHNOLOGICAL EQUIPMENT FOR THE PRODUCTION OF STEEL ROPES

Making of new patterns of technological devices for a steel rope manufacturing is one of the traditional research areas and development works of the Department of Technical Mechanics and

Science of Machines of the Sevastopol State University. The paper deals with a structure and construction principles of product configurators, which is the basis for practical realization of system conception of design. Models of the configurator construction have been considered in detail for device ensuring the straightness of the workpiece rod (the finished product) – straightening device. It is shown that application of the system engineering methods gives the additional opportunities for effective modernization of the equipment of a steel rope works.

Keywords: lay process; system design; configurator; straightener.

BIBLIOGRAPHY

1. Gud, G.KH. Sistemotekhnika / G.KH. Gud, R.E. Makkol. – M.: Sovetskoye radio, 1962. – 256 s.
2. Frolov, K.V. Sistemnaya kontseptsiya i algoritmy proyektirovaniya mekhanizmov proizvodnoy struktury / K.V. Frolov, V.P. Prokhorov // Trudy Vsemirnogo Kongressa po TMM. – Oulu, Finlyandiya. – 1999. – T. 2. – S. 689 – 694.
3. Prokhorova, N.I. Model konfiguratora privodov s vintovym dvizheniyem / N.I. Prokhorova, V.P. Prokhorov // Materialy mezhdunarodnoy nauchno–tekhnicheskoy konferentsii «Dinamika, nadezhnost i dolgovechnost mekhanicheskikh i biomekhanicheskikh sistem i elementov ikh konstruktsiy». – Sevastopol: SevNTU. – 2008. – S. 404 – 409.
4. Bukshteyn, M.A. Proizvodstvo i ispolzovaniye stalnykh kanatov / M.A. Bukshteyn. – M.: Metallurgiya, 1973. – 360 s.
5. Khromov, V.G. Mekhanika protsessa kholodnoy uprugoplasticheskoy deformatsii sterzhnya: ucheb. posobiye / V.G. Khromov. – K.: UMK VO, 1990. – 50 s.
6. Khromov, I.V. Tekhnologicheskaya mekhanika stalnykh kanatov. Prakticheskoye primeneniye. Puti razvitiya / I.V. Khromov // Materialy mezhdunarodnoy nauchno–tekhnicheskoy konferentsii «Dinamika, nadezhnost i dolgovechnost mekhanicheskikh i biomekhanicheskikh sistem i elementov ikh konstruktsiy». – Sevastopol: SevNTU. – 2008. – S. 259 – 263.
7. Khromov, I.V. Tekhnologicheskaya mekhanika uprugoplasticheskogo sterzhnya / I.V. Khromov. – Sevastopol: SevNTU, 2010. – 220 s.
8. Khromov, I.V. Programmnyye pakety dlya avtomatizirovannogo proyektirovaniya protsessov izgotovleniya mnogoprovolochnykh vitykh izdeliy / I.V. Khromov // Metiz: nauchn.– tekhn. zhurnal. – 2008. – № 6(37). – S. 12 – 15.
9. Khromov, Ye.V. Kompyuternyy analiz protsessa kolebaniy tekhnologicheskogo natyazheniya elementov kanata pri svivke / Ye.V. Khromov, O.V. Khromov // Stalnyye kanaty. Sborniknauchnykhtrudov. – Odessa: Astroprint. – 2008. – Vyp. 6. – S. 202 – 208.
10. Khromov, V.G. Nelineynyye protsessy rasseyaniya energii v teorii kolebaniy diskretnikh mekhanicheskikh sistem / V.G. Khromov, Ye.V. Khromov, O.V. Khromov. – Sevastopol: SevNTU, 2013. – 199 s.
11. Khromov, V.G. Primeneniye metoda konechnykh elementov dlya analiza napryazhenno–deformirovannogo sostoyaniya elementov skorostnogo tekhnologicheskogo oborudovaniya / V.G. Khromov, V.V. Leontyev // Tezisy dokladov mezhotraslevoy nauchno–tekhnicheskoy konferentsii «Raschet i konstruirovaniye elementov pod"yemno–transportnogo oborudovaniya». – Sevastopol, 1993. – S. 12.
12. Proshkin, E.V. Eksperimentalnyye issledovaniya resursa mnogoopornykh robochikh organov malogabaritnykh preformatorov / E.V. Proshkin, V.G. Khromov, V.V. Goryaynov // Vestnik SevGTU: sb. nauch. tr. – Sevastopol. – 1997. – Vyp. 8 – S. 124 – 126.
13. Khromov, O.V. Proyektirovaniye elementov karetki kanatovyushchey mashiny v sisteme KOMPAS–3D / O.V. Khromov, Ye.V. Khromov // Materialy mezhdunarodnoy nauchno–tekhnicheskoy konferentsii «Progressivnyye napravleniya razvitiya mashino–priborostroitelnykh otrasley i transporta». – Sevastopol: SevNTU. – 2007. – S. 73 – 74.

Khromov Ilya Vladimirovich
Sevastopol State University,
PhD, Associate Professor of the Department «Machines and Technical Mechanics»,
Ph.: +7 978 006 93 17
E–mail: i.v.khromov@mail.ru

Khromov Vladimir Gavrilovich
Sevastopol State University,
Doctor of Science (Techn.), Professor of the Department «Machines and Technical Mechanics»,
Ph.: +7 978 006 93 21
E–mail: v.g.khromov@mail.ru

Leontiev Vyacheslav Vladimirovich
Sevastopol State University,
PhD, Associate Professor of the Department «Machines and Technical Mechanics»,
Ph.: +7 978 821 18 34
E–mail: leonardo1967@yandex.ua

Khromov Egor Vladimirovich
Sevastopol State University,
PhD, Associate Professor of the Department «Ship power plants and structures»,
Ph.: +7 978 744 64 65
E–mail: ev.khromov@mail.ru

Khromov Oleg Vladimirovich
PhD
Ph.: +7 978 012 12 94
E–mail: o.v.khromov@bk.ru

С.Ю. РАДЧЕНКО, Д.О. ДОРОХОВ, И.М. ГРЯДУНОВ, А.А. КИСЛОВСКИЙ

РАЗРАБОТКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОСНАСТКИ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ НАГРЕВА НА ПРОЦЕСС УПРОЧНЕНИЯ КОМПЛЕКСНЫМ ЛОКАЛЬНЫМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ

В статье рассмотрена экспериментальная оснастка и методика проведения исследований по выявлению степени влияния нагрева на процесс упрочнения методами комплексного локального деформирования. Приведена конструкция обкатника, в которой присутствует возможность осуществления как жесткого, так и упругого контакта.

Ключевые слова: экспериментальная оснастка; температура; комплексное локальное деформирование; упрочнение; обкатник; бронзовые сплавы; предел прочности; упрочняющая обработка давлением.

Среди всех современных способов упрочнения технологии обработки металлов и их сплавов давлением – наиболее сбалансированные с позиции технологических, экономических и экологических параметров, обеспечивающих оптимальное сочетание прочности и пластичности обрабатываемых изделий. Они способны реализовать высокую твердость, микротвердость и большую глубину упрочнения изделий. Оборудование для упрочняющих методов обработки давлением энергетически и экономически более выгодно по сравнению с другими методами.

Перспективным направлением среди упрочняющих методов обработки металлов давлением является технология комплексной локальной деформации (КЛД), сочетающая преимущества методов поверхностного, объемного и интенсивного пластического деформирования. Неоспоримым преимуществом этой технологии также является возможность обработки сплавов, которые не упрочняются классическими способами.

Разработан ряд способов получения и упрочнения различных типов изделий с применением технологии КЛД [1–12]. Среди них – метод, позволяющий производить упрочнение наружных поверхностей втулок с градиентом механических свойств по сечению (рисунок 1): заготовка 1 устанавливается на оправку 3 и фиксируется упором 2. Заготовке сообщается крутящий момент. Ролик 5, имеющий кольцевой выступ, совершает многократное возвратно–поступательное движение в осевом направлении, а заглаживающий ролик 4 раскатывает образующуюся канавку.

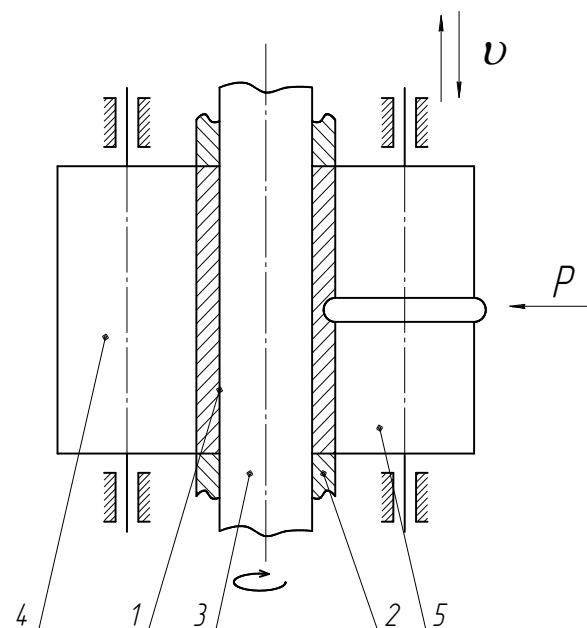


Рисунок 1 – Схема обкатки формирующим и заглаживающим инструментом:
1 – заготовка, 2 – упор, 3 – оправка, 4 – заглаживающий ролик, 5 – формирующий ролик [9–12]

Для достижения нужного и оптимального результата обработки необходимо знать, как влияют на процесс упрочнения его технологические параметры (прикладываемая сила, количество проходов, шаг подачи, геометрические параметры инструмента), иные факторы (например, температура нагрева заготовки).

В работах [1, 13, 14] было исследовано влияние таких параметров, как прикладываемая сила, число циклов нагружения и шаг подачи. Так, например:

– прикладываемая сила оказывает влияние на глубину упрочнения при первых 2–3 проходах и дает максимальное значение параметра микротвердости в приповерхностных слоях, причем с ростом числа циклов нагружения ее влияние снижается. При этом влияние на характер градиента упрочнения мало;

– количество проходов оказывает основное влияние на максимальное значение параметра микротвердости в различных слоях (за исключением приповерхностного слоя). При этом влияние на глубину проникновения и характер градиента незначительное;

– шаг осевой подачи инструмента влияет на глубину проникновения упрочненной зоны и характер градиента упрочнения, при этом практически неизменным остается параметр микротвердости;

В новой работе [15] проводился ряд экспериментов, в ходе которых обработка производилась инструментами на разных скоростях. В результате обобщения экспериментальных данных и их математической обработки получены следующие выводы: скорость перемещения формообразующего инструмента не оказывает влияние на параметры отпечатка, и, следовательно, на параметры микротвердости.

В тоже время, не до конца было исследовано влияние геометрических параметров формообразующего инструмента, температуры в зоне обработки.

Для исследования влияние температуры в зоне обработки на процесс упрочнения КЛД была спроектирована специальная оснастка. Чтобы определить, в каких пределах можно варьировать температуру, необходимо провести предварительные эксперименты. Для этого используется следующая схема (рисунок 2):

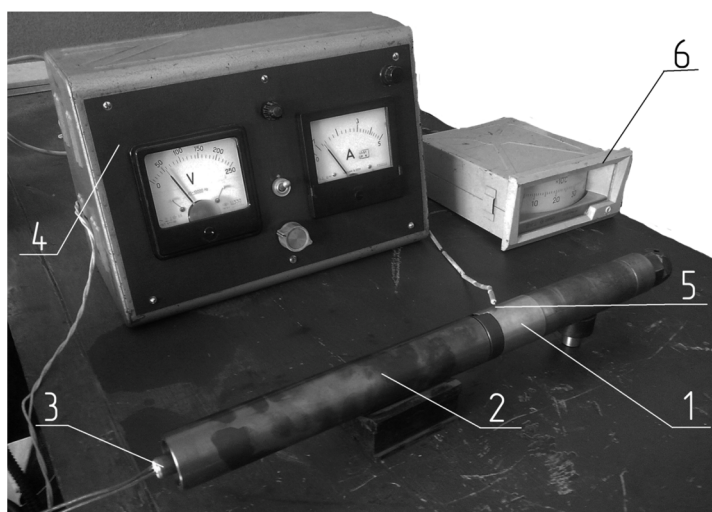


Рисунок 2 – Экспериментальная оснастка:

1 – втулка, 2 – оправка, 3 – электрический нагревательный элемент, 4 – источник тока, 5 – термомпара, 6 – измерительный преобразователь

Исследуемую втулку 1 устанавливают на специальную оправку 2 и фиксируют упором. Эта сборка устанавливается на призмы. В отверстии оправки размещается патронный электрический нагревательный элемент (ТЭН) 3, который осуществляет нагрев по всей площади. ТЭН подключен к источнику тока 4, позволяющему варьировать мощность нагрева в пределах до 800 Вт. Температура на поверхности втулки измеряется с помощью термомпары 5, к которой напрямую подключен измерительный преобразователь 6. Температура может измеряться в диапазоне от 0 до 400 °С.

В качестве образца использовалась втулка из бронзового сплава БрО5Ц5С5 ГОСТ 613–79 (рисунок 3):



Рисунок 3 – Исследуемая втулка

Проводились две серии экспериментов: в первой измерялась температура на оправке в той ее части, на которую устанавливается втулка; во второй снимались показатели температуры непосредственно на наружной поверхности самой втулки (рисунок 4).

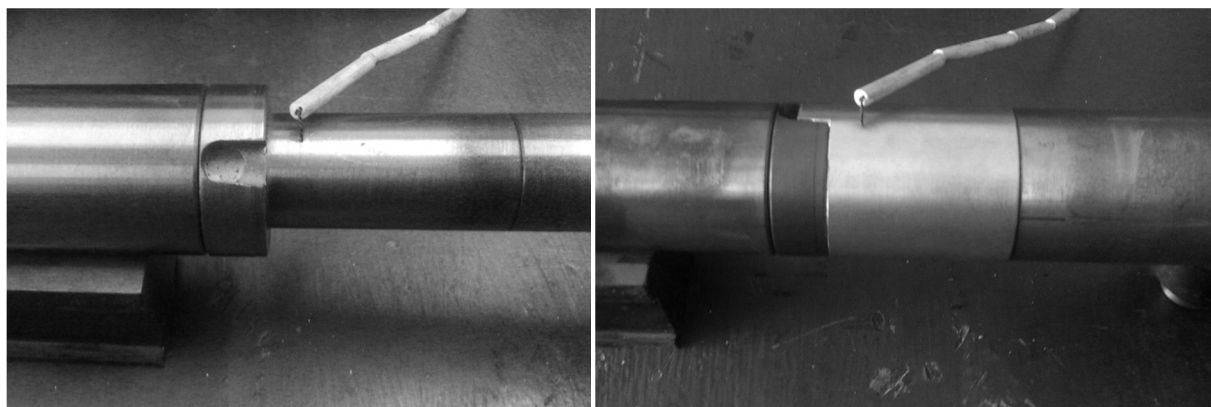


Рисунок 4 – Серии экспериментов: измерение температуры на оправке без установленной втулки; измерение температуры на поверхности втулки

Эксперимент проводился следующим образом: задавался один из режимов нагрева (напряжение и сила тока, таблица 1), фиксировалось устоявшееся значение температуры при текущих параметрах. Эксперимент повторялся несколько раз; данные, полученные в результате, представлены на графике (рисунок 5).

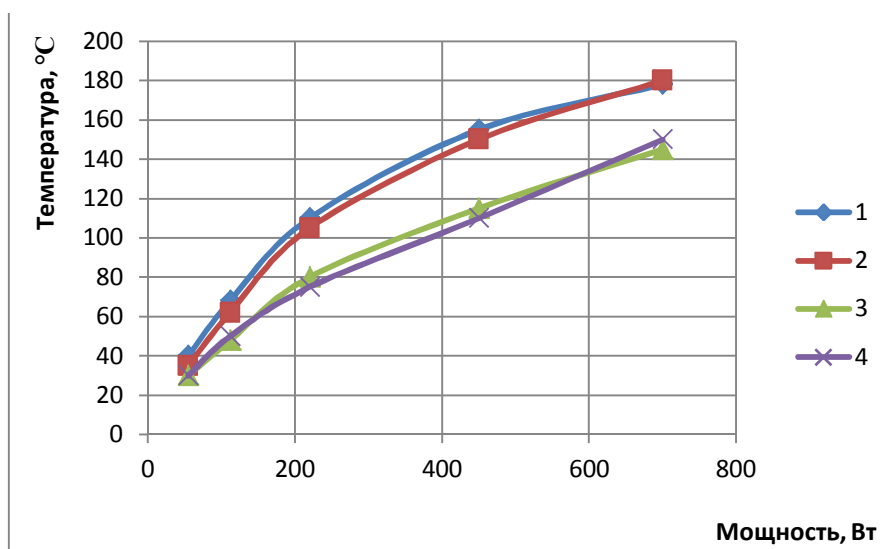


Рисунок 5 – Графики зависимости температуры от мощности тока: 1, 2 – для оправки без втулки; 3, 4 – для втулки

Таблица 1 – Режимы нагрева в эксперименте.

Напряжение, В	Сила тока, А	Мощность, Вт
50	1,1	55
70	1,6	112
100	2,2	220
150	3	450
200	3,5	700

Используя справочные данные [16], принимаем значение предела прочности для сплава Бр05Ц5С5 при температуре 150 °С, $\sigma_b = 250$ МПа – это означает разницу в 22% по сравнению с комнатной температурой.

Измерение температуры на поверхности втулки производилось в зоне шириной 10 мм, и все дальнейшие исследование будут осуществляться в данной точке (рисунок 6).

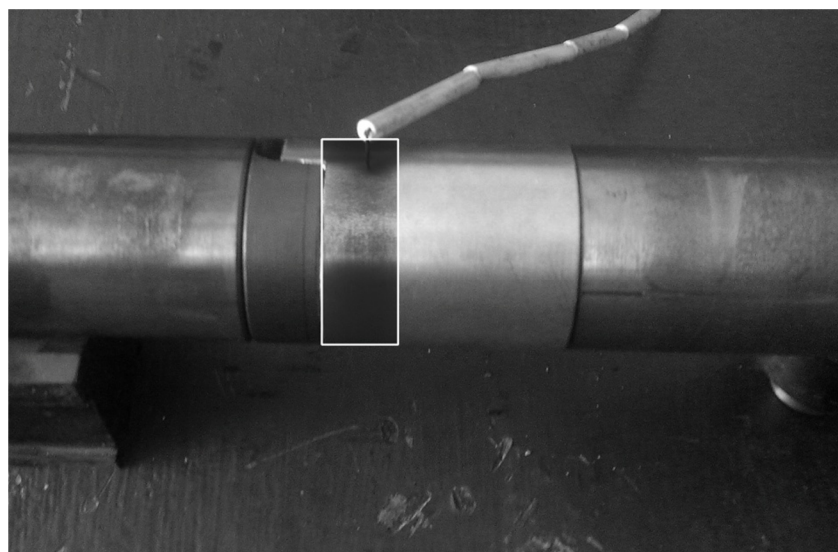


Рисунок 6 – Зона измерения температуры на поверхности втулки

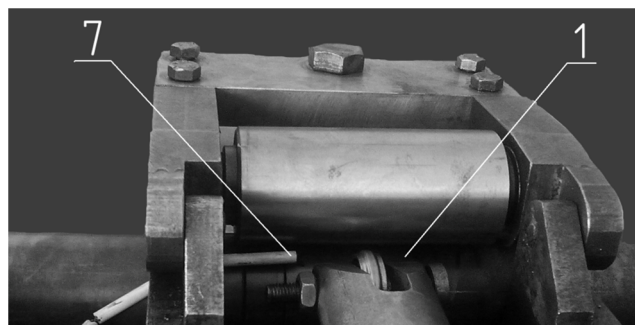
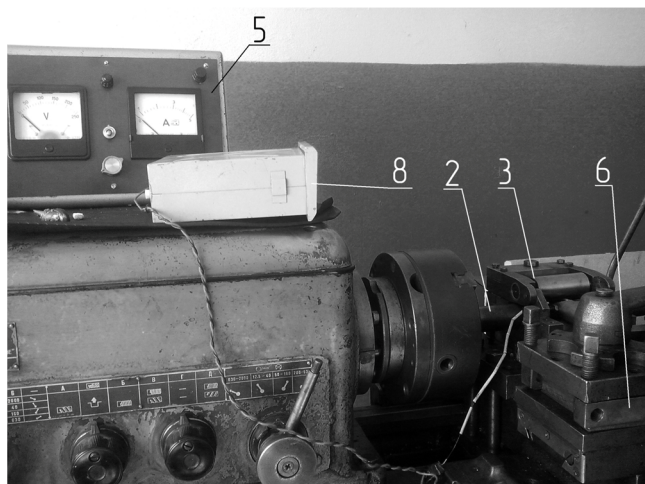


Рисунок 7 – Схема проведения эксперимента:

1 – втулка, 2 – оправка, 3 – валковая матрица, 4 – электрический нагревательный элемент, 5 – источник тока, 6 – обкатник в резцедержателе, 7 – термопара, 8 – измерительный преобразователь

Следующая серия экспериментов проводилась в условиях, представленных на рисунке 7: втулка 1 устанавливается на оправку 2 и фиксируется упором. Оправка закрепляется в трехкулачковом патроне токарно-винторезного станка модели 1К62. Валковая матрица 3 устанавливается на суппорте станка и подводится к исследуемой втулке. Особенностью конструкции валковой матрицы является использование коромысла, позволяющего осуществить тот или иной вид замыкания (силовое или геометрическое), облегчающее доступ к заготовке

и обеспечивающее возможность быстрой ее смены. ТЭН 4 помещался в отверстие в оправке и подключался к источнику тока 5. Специальный обкатник 6 крепится в резцедержателе станка. Термопарой 7 с подключенным к ней измерительным преобразователем 8 измеряется температура в зоне последующей обработки.

Методика проведения эксперимента аналогична представленной выше, режимы нагрева использовались те же. Полученные зависимости представлены на рисунке 8.

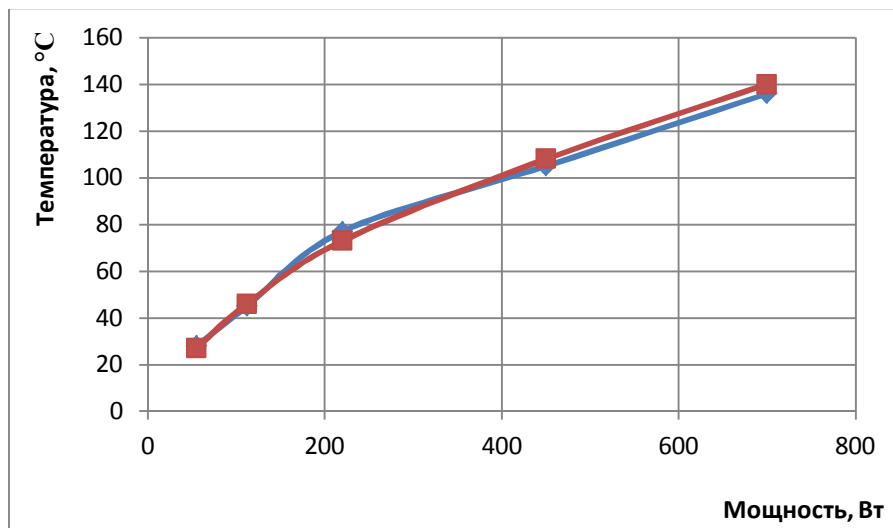


Рисунок 8 – Графики зависимости температуры от мощности тока

Используя данные из литературы [16], примем значение предела прочности для сплава Бр05Ц5С5 при температуре 140 °C $\sigma_B = 255$ МПа – это означает разницу в 20% по сравнению с комнатной температурой.

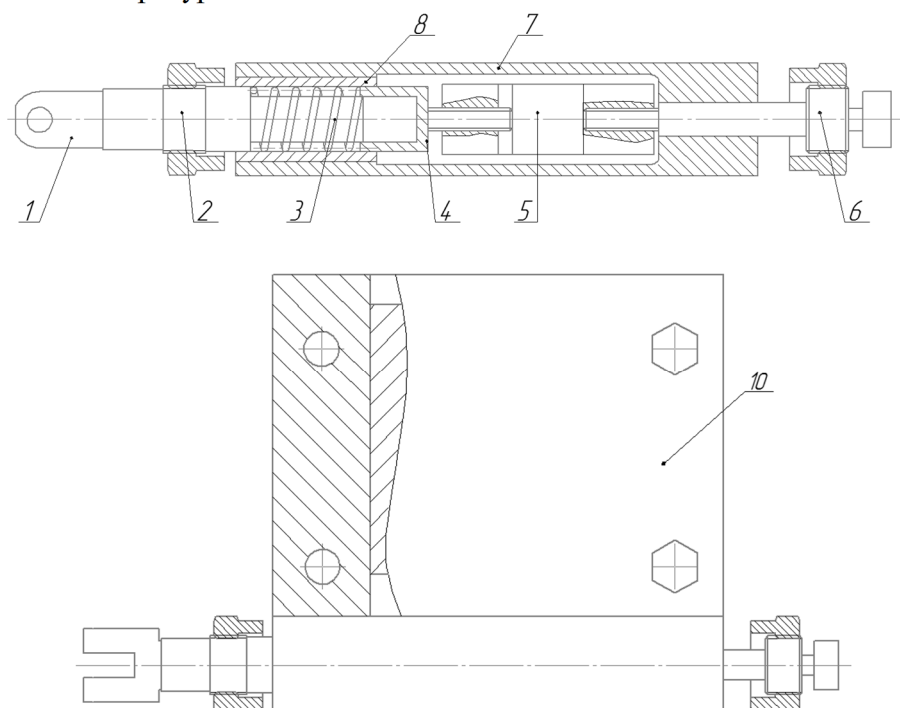


Рисунок 9 – Конструкция обкатника: 1 – роликовая головка, 2 – нажимной вал, 3 – пружина, 4 – шток, 5 – силоизмерительный датчик, 6 – нажимной винт, 7 – корпус, 8 – втулка, 9 – гайки, 10 – резцедержатель

В предыдущих экспериментальных исследованиях процесса КЛД использовались обкатники, в которых измерение прикладываемой силы осуществлялось недостаточно точно. Решить эту проблему, а также совместить преимущества обкатников как с жестким, так и с упругим контактом, должна следующая конструкция обкатника (рисунок 9): в роликовой го-

ловке 1 закрепляется формообразующий инструмент, подача которого осуществляется нажимным валом 2. Сила, прикладываемая к инструменту, регулируется нажимным винтом 6, изначально передаваясь на силоизмерительный датчик 5. Пружина 3 позволяет осуществлять упругий контакт по всей обрабатываемой поверхности заготовки. Весь обкатник собран в цельном корпусе 7 для придания дополнительной жесткости системе. Специальные гайки 9 позволяют зафиксировать нажимные вал и винт, что создаст жесткий контакт с поверхностью заготовки. С помощью стоек обкатник закрепляется в резцедержателе станка.

Силоизмерительный датчик подключается к компьютеру, на котором установлено специальное программное обеспечение Analyzer от фирмы «Тестсистемы», позволяющее измерять силу в реальном времени и представлять результаты в виде диаграммы, в удобном формате хранить прочие сведения об испытании.

Процесс на экспериментальной оснастке осуществляется на станке 1К62 следующим образом (рисунок 7): заготовку 1 устанавливают на оправку 3 и фиксируют упором 2, сообщая при этом осевое сжатие $P_{пр}$. Данную сборку закрепляют в трехкулачковом патроне. Валковую матрицу (ролики) 4 устанавливают на суппорте. Обкатник 5 устанавливается в резцедержателе. К заготовке 1 подводят валковую матрицу (ролики) 4 и прикладывают к верхнему ролику усилие P_m , затем к заготовке подводят обкатник 5 с силой P_n , оправку 3 фиксируют задней бабкой. Далее сообщают крутящий момент оправке 3. Наружную поверхность формируют многократным возвратно–поступательным осевым перемещением обкатника 5 с валковой матрицей (роликами) 4, после чего гладкие ролики (валки) разводят, отводят прижим, обкатник, извлекают оправку и обработанное изделие.

Методика проведения эксперимента (по схеме рис. 6): изначально втулка нагревается до необходимой температуры; обработка будет производиться при нескольких температурных режимах (при комнатной температуре, 100 °С и 150 °С, при которых предел прочности σ_b равен 320, 280 и 250 МПа соответственно). К верхнему ролику валковой матрицы прикладывают силу, а затем к втулке подводят обкатник, и с помощью нажимного винта сообщают необходимую силу формообразующему инструменту (ролику). Если в данный момент необходим жесткий контакт между инструментом и заготовкой, то затягиваются специальные гайки на обкатнике. Сообщают крутящий момент оправке. Наружную поверхность формируют многократным возвратно–поступательным осевым перемещением обкатника.

Данная экспериментальная оснастка и методика исследования позволят выявить влияние температуры нагрева на процесс упрочнения. Для этого будут проводиться серии экспериментов с применением различного формообразующего инструмента и нескольких режимов нагрева. Полученные зависимости позволят активнее управлять процессом упрочнения методами комплексного локального деформирования, а, следовательно, и обеспечивать требуемое сочетание физико–механических свойств изделия. Кроме того, выявятся новые направления для будущих исследований в этой области.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голенков, В.А. Научные основы упрочнения комплексным локальным деформированием / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, Г.П. Короткий. – М.: ООО «Издательство Машиностроение», Орел: Госуниверситет – УНПК, 2013. – 122 с.
2. Дорохов, Д.О. Управляемое формирование механических свойств в изделиях методом комплексного локального деформирования / Д.О. Дорохов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – Орел: ОрелГТУ. – 2011. – № 4(288). – С. 31 – 37.
3. Голенков, В.А. Перспективы применения технологии «Валковая штамповка» для получения градиентных субмикро– и наноструктурных материалов / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2008. – № 2. – С. 123 – 128.
4. Голенков, В.А. Классификация процессов комплексного локального деформирования / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядун // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – № 6. – С. 85 – 89.
5. Голенков, В.А. Анализ видов упрочняющей обработки пластическим деформированием / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядун // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2011. – № 1. – С. 59 – 62.
6. Голенков, В.А. Научная технология обработки давлением с комплексным локальным нагружением очага деформации / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов // Научные технологии в машиностроении. – 2011. – № 3. – С. 31 – 37.
7. Голенков, В.А. Создание градиентных наноструктур в осесимметричных изделиях / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядун // Наноинженерия. – 2012. – № 5. – С. 18 – 22.

8. Радченко, С.Ю. Создание градиентных наноструктур в осесимметричных изделиях / С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядунов // Мир транспорта и технологических машин. 2013. – № 3 (42). – С. 67 – 76.
9. Пат. 2340423 Российская Федерация, МПК В 24 В 39/04. Способ получения металлических втулок / Голенков В.А., Малинин В.Г., Радченко С.Ю., Короткий Г.П., Дорохов Д.О.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО ОрелГТУ. № 2007110990/02; заявл. 26.03.2007; опубл. 10.12.2008, Бюл. № 13. – 3 с.
10. Пат. 2389580 Российская Федерация, МПК В21D 51/02. Способ получения металлических втулок с градиентной субмикро– и нанокристаллическим состоянием материала / Голенков В.А., Радченко С.Ю., Дорохов Д.О.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО ОрелГТУ. № 2008146754/02; заявл. 26.11.2008; опубл. 20.05.2010, Бюл. № 14. – 3 с.
11. Пат. 2387514 Российская Федерация, МПК В21D 51/02. Способ получения металлических втулок с градиентной субмикро– и нанокристаллической структурой / Голенков В.А., Радченко С.Ю., Дорохов Д.О.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО ОрелГТУ. № 2008146756/02; заявл. 26.11.2008; опубл. 27.04.2010, Бюл. № 12. – 3 с.
12. Пат. 2462327 Российская Федерация, МПК В21Н1/22. Способ получения металлических втулок с градиентно–упрочнённой структурой / Голенков В.А., Радченко С.Ю., Грядунов И.М.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО ОрелГТУ. №2010153917/02; заявлено 27.12.2010; опубл. 27.09.2012, Бюл. № 27. – 3 с.
13. Дорохов, Д.О. Получение осесимметричных изделий с градиентными механическими свойствами методами многоциклового комплексной локальной деформации: дисс ... канд. техн. наук: 05.03.05 / Дорохов Даниил Олегович; Орл. гос. техн. ун–т. – Орел, 2009. – 110 с.
14. Грядунов, И.М. Повышение эксплуатационных характеристик деталей типа втулок интенсивной пластической деформацией в условиях комплексного локального нагружения очага деформации: дисс ... канд. техн. наук: 05.02.09 / Грядунов Игорь Михайлович. – Госуниверситет–УНПК. – Орел, 2013. – 142 с.
15. Радченко, С.Ю. Результаты измерения ширины канавки при моделировании процесса комплексного локального деформирования / С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов, И.М. Грядунов, А.А. Кисловский // Теория и практика современной науки Материалы XVI Международной научно–практической конференции. – М. – 2014. – С. 109 – 121.
16. Третьяков, А.В. Механические свойства металлов и сплавов при обработке давлением / А.В. Третьяков, В.И. Зюзин. – М.: Металлургия, 1973. – 224 с.

Радченко Сергей Юрьевич
ФГБОУ ВПО Госуниверситет – УНПК, г. Орел
Доктор технических наук, проф., проректор
E-mail: sur@ostu.ru,

Дорохов Даниил Олегович
Мценский филиал ФГБОУ ВПО Госуниверситет –
УНПК, г. Мценск
Кандидат технических наук, доцент E-mail:
ddostu@mail.ru,

Грядунов Игорь Михайлович
ФГБОУ ВПО Госуниверситет – УНПК, г. Орел
Кандидат технических наук, старший преподаватель
кафедры «Техническая механика и инженерная гра-
фика»
E-mail: sapr@ostu.ru

Кисловский Александр Алексеевич
Мценский филиал ФГБОУ ВПО Госуниверситет –
УНПК, г. Мценск
Аспирант E-mail: thethe99@mail.ru,

S.YU. RADCHENKO, D.O. DOROKHOV, I.M. GRYADUNOV, A.A. KISLOVSKIY

DEVELOPMENT OF EXPERIMENTAL EQUIPMENT TO INVESTIGATE THE INFLUENCE HEATING ON THE PROCESS OF STRENGTHENING COMPLEX LOCAL DEFORMATION

The article describes the experimental tooling and methodology of research to identify the influence of heating on the process of hardening methods of integrated local deformation. Shows knurling gear design, in which there is possibility of both rigid and elastic contact.

Keywords: *experimental equipment; temperature; complex local deformation; hardening; knurling gear; bronze alloys; tensile strength; forming processes.*

BIBLIOGRAPHY

1. Golenkov, V.A. Nauchnyye osnovy uprochneniya kompleksnym lokalnym deformirovaniyem / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, G.P. Korotkiy. – М.: ООО «Izdatelstvo Mashinostroyeniye», Орел: Gosuniversitet – UNPK, 2013. – 122 с.
2. Dorokhov, D.O. Upravlyayemoye formirovaniye mekhanicheskikh svoystv v izdeliyakh metodom kompleksnogo lokalnogo deformirovaniya / D.O. Dorokhov // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – Орел: ОрелГТУ. – 2011. – № 4(288). – С. 31 – 37.

3. Golenkov, V.A. Perspektivy primeneniya tekhnologii «Valkovaya shtampovka» dlya polucheniya gradiyentnykh submikro– i nanostrukturnykh materialov / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov // Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. – 2008. – № 2. – S. 123 – 128.
4. Golenkov, V.A. Klassifikatsiya protsessov kompleksnogo lokalnogo deformirovaniya / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2010. – № 6. – S. 85 – 89.
5. Golenkov, V.A. Analiz vidov uprochnyayushchey obrabotki plasticheskim deformirovaniyem / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2011. – № 1. – S. 59 – 62.
6. Golenkov, V.A. Naukoyemkaya tekhnologiya obrabotki davleniyem s kompleksnym lokalnym nagruzheniyem ochaga deformatsii / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov // Naukoyemkiye tekhnologii v mashinostroyenii. – 2011. – № 3. – S. 31 – 37.
7. Golenkov, V.A. Sozdaniye gradiyentnykh nanostruktur v osesimmetrichnykh izdeliyakh / V.A. Golenkov, S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov // Nanoinzheneriya. – 2012. – № 5. – S. 18 – 22.
8. Radchenko, S.YU. Sozdaniye gradiyentnykh nanostruktur v osesimmetrichnykh izdeliyakh / S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov // Mir transporta i tekhnologicheskikh mashin. 2013. – № 3 (42). – S. 67 – 76.
9. Pat. 2340423 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B 24 B 39/04. Sposob polucheniya metallicheskih vtulok / Golenkov V.A., Malinin V.G., Radchenko S.YU., Korotkiy G.P., Dorokhov D.O.; zayavitel i patentoobladatel GOU VPO OrelGTU. № 2007110990/02; zayavl. 26.03.2007; opubl. 10.12.2008, Byul. № 13. – 3 s.
10. Pat. 2389580 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B21D 51/02. Sposob polucheniya metallicheskih vtulok s gradiyentnoy submikro– i nanokristallicheskim sostoyaniyem materiala / Golenkov V.A., Radchenko S.YU., Dorokhov D.O.; zayavitel i patentoobladatel GOU VPO OrelGTU. № 2008146754/02; zayavl. 26.11.2008; opubl. 20.05.2010, Byul. № 14. – 3 s.
11. Pat. 2387514 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B21D 51/02. Sposob polucheniya metallicheskih vtulok s gradiyentnoy submikro–i nanokristallicheskoj strukturoy / Golenkov V.A., Radchenko S.YU., Dorokhov D.O.; zayavitel i patentoobladatel GOU VPO OrelGTU. № 2008146756/02; zayavl. 26.11.2008; opubl. 27.04.2010, Byul. № 12. – 3 s.
12. Pat. 2462327 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B21H1/22. Sposob polucheniya metallicheskih vtulok s gradiyentno–uprochnonnoy strukturoy / Golenkov V.A., Radchenko S.YU., Gryadunov I.M.; zayavitel i patentoobladatel GOU VPO OrelGTU. № 2010153917/02; zayavleno 27.12.2010; opubl. 27.09.2012, Byul. № 27. – 3 s.
13. Dorokhov, D.O. Polucheniye osesimmetrichnykh izdeliy s gradiyentnymi mekhanicheskimi svoystvami metodami mnogotsiklovoy kompleksnoy lokalnoy deformatsii: diss ... kand. tekhn. nauk: 05.03.05 / Dorokhov Daniil Olegovich; Orl. gos. tekhn. un–t. – Orel, 2009. – 110 s.
14. Gryadunov, I.M. Povysheniye ekspluatatsionnykh kharakteristik detaley tipa vtulok intensivnoy plasticheskoy deformatsiyey v usloviyakh kompleksnogo lokalnogo nagruzheniya ochaga deformatsii: diss ... kand. tekhn. nauk: 05.02.09 / Gryadunov Igor Mikhaylovich. – Gosuniversitet–UNPK. – Orel, 2013. – 142 s.
15. Radchenko, S.YU. Rezultaty izmereniya shiriny kanavki pri modelirovanii protsessa kompleksnogo lokalnogo deformirovaniya / S.YU. Radchenko, D.O. Dorokhov, I.M. Gryadunov, A.A. Kislovskiy // Teoriya i praktika sovremennoy nauki Materialy XVI Mezhdunarodnoy nauchno–prakticheskoy konferentsii. – M. – 2014. – S. 109 – 121.
16. Tretyakov, A.V. Mekhanicheskiy svoystva metallov i splavov pri obrabotke davleniyem / A.V. Tretyakov, V.I. Zyuzin. – M.: Metallurgiya, 1973. – 224 s.

Radchenko Sergey Yurevich,
VPO State University – ESPC, Orel
Doctor of technical science, professor, prorector
E–mail: sur@ostu.ru,

Gryadunov Igor Mihailovich
VPO State University – ESPC, Orel
Candidate of technical science, Senior Lecturer
E–mail: sapr@ostu.ru

Dorokhov Daniel Olegovich
Mtsensk Branch VPO State University – ESPC, Mtsensk
Candidate of technical science, docent
E–mail: ddostu@mail.ru,

Kislovsky Alexander Alekseevich
Mtsensk Branch VPO State University – ESPC, Mtsensk
post–graduate student
E–mail: thethe99@mail.ru,

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ **И БИОТЕХНИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ**

УДК 612.135:616–002.78

А.И. ЖЕРЕБЦОВА

МЕТОД ДИАГНОСТИКИ ФУНКЦИОНАЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ ПЕРИФЕРИЧЕСКИХ СОСУДОВ ПАЛЬЦЕВ РУК ДЛЯ ПАЦИЕНТОВ РЕВМАТОЛОГИЧЕСКОГО ПРОФИЛЯ

Разработан метод диагностики функционального состояния периферических сосудов пальцев рук, основанный на проведении окклюзионного теста в термостабилизированной среде с одновременной записью сигналов лазерной доплеровской флоуметрии и кожной термометрии. Проведены эксперименты по отработке данного метода на контрольной группе добровольцев без диагностированных заболеваний системы кровообращения, костно-мышечной системы и соединительной ткани, а также на группе пациентов, страдающих заболеваниями ревматолического профиля. Приведены и интерпретированы результаты экспериментальных исследований. Оценены перспективы применения разработанного метода для диагностики микроциркуляторных нарушений при ревматических заболеваниях.

Ключевые слова: *неинвазивная диагностика, лазерная доплеровская флоуметрия, кожная термометрия, окклюзионный тест, микроциркуляция крови, периферический кровоток, ревматические заболевания.*

Ревматические заболевания представляют собой большую группу заболеваний, носящих, как правило, системный характер и протекающих с поражением всех структур соединительной ткани человека, а также сосудов, внутренних органов и, нередко, кожных покровов и слизистых оболочек. Заболевания данного класса характеризуются поражением населения практически всех возрастных групп, неуклонным прогрессированием, склонностью к хронизации, ранней инвалидизацией, снижением качества и продолжительности жизни. Все это, наряду с отмечающимся в последнее время ростом распространенности, ставит ревматические заболевания на одно из лидирующих мест по уровню своего негативного влияния на современное общество [1]. В этой связи вопросы разработки и внедрения в медицинскую практику новых методов и методик диагностики ревматических заболеваний приобретают первостепенную важность, а их актуальность не вызывает сомнений.

В настоящее время в распоряжении врача-ревматолога имеется достаточно широкий выбор методов инструментального обследования, среди которых наибольшей популярностью пользуются реовазография (РВГ), ультразвуковая доплерография (УЗДГ), ногтевая капилляроскопия, конъюнктивальная биомикроскопия, электротермометрия, тепловизионная диагностика [2]. При этом несомненное предпочтение отдается методам РВГ и УЗДГ верхних или нижних конечностей в силу их относительной дешевизны, доступности, а также достаточной методической проработанности. Подобные исследования позволяют получить данные о периферической гемодинамике в венах и артериях. Тем не менее, известно, что одно из центральных мест в развитии ревматических заболеваний принадлежит нарушениям в системе микроциркуляции крови (МЦК), выражающимся, прежде всего, снижением величины потока крови в капиллярах [3]. Для оценки нарушений микроциркуляторного обеспечения наиболее подходящими являются методы ногтевой капилляроскопии и конъюнктивальной биомикроскопии, позволяющие визуализировать как особенности функционирования, так и специфические изменения анатомического строения микроциркуляторного русла. Однако в силу ряда причин (относительная дороговизна оборудования, высокие требования к квалификации обслуживающего персонала, сложность интерпретации результатов исследования из-за отсутствия у врачей опыта работы с подобными диагностическими данными) эти

методы остаются более востребованными в научных исследованиях, нежели в реальной клинической практике. Методы термометрии и тепловидения позволяют судить о наличии микроциркуляторных нарушений лишь косвенно – по изменению температуры в проекции пораженных микрососудов на поверхность тела, на практике применяются редко и используются как вспомогательные.

Огромным потенциалом в области исследования системы МЦК обладает метод лазерной доплеровской флоуметрии (ЛДФ), основанный на регистрации доплеровского сдвига частоты лазерного излучения, возникающего при отражении от движущихся эритроцитов в микрососудах. С помощью ЛДФ можно не только неинвазивно оценивать интенсивность кровотока в микроциркуляторном звене кровеносного русла, но и обнаруживать и исследовать коллективные ритмические процессы системы микроциркуляции крови [4–6]. Проблемы применения ЛДФ в качестве метода диагностики ревматических заболеваний разрабатываются на протяжении нескольких десятилетий [3], однако и по сей день не теряют своей актуальности [7, 8].

В области диагностики функционального состояния микроциркуляторного русла хорошо зарекомендовал себя подход, заключающийся в совместном использовании методов ЛДФ и термометрии при проведении нагрузочных тестов, в частности, окклюзионного [9, 10]. По данным ЛДФ судят о величине перфузии ткани кровью. А поскольку одной из функций крови в организме является функция теплоносителя, то возможность в эксперименте оценить изменение прилива крови к поверхности ткани позволяет существенно улучшить прогностическую достоверность диагностического метода, основанного на данных термометрии. В то же время измерения методом термометрии позволяют оценить эффективность кровоснабжения более интегрально, так как на температуру кожи влияют как приповерхностные, так и более глуболежащие сосуды [11, 12].

Основной целью данной работы явилась разработка оригинального метода диагностики функционального состояния периферических сосудов пальцев рук, позволяющего определять ранние стадии сосудистых нарушений у пациентов ревматологического профиля и основывающегося на одновременной регистрации ЛДФ– и термограмм во время окклюзионного теста.

Одной из решаемых задач при проведении исследований являлось создание устройства термометрии, пригодного для регистрации изменения кожной температуры совместно с сигналом ЛДФ. Основными требованиями, предъявляемыми к данному устройству на этапе проектирования, были:

- миниатюрность первичного преобразователя устройства;
- высокая чувствительность (порядка 0,1 °С);
- низкая инерционность (постоянная времени не более 1 с);
- диапазон измерения температуры: от 0 до 50 °С или шире.

Дополнительными требованиями являются линейность во всем диапазоне входных значений температуры, компактность, стабильность.

Исходя из предъявляемых требований, в качестве первичного преобразователя устройства термометрии использовался платиновый преобразователь температуры Heraeus M622 Pt 2000 [13]. Для компенсации нелинейности применялся метод линеаризации характеристики: преобразователь температуры включался в схему измерительного моста, который также имеет нелинейную характеристику. В результате, две нелинейные характеристики накладывались и компенсировали друг друга в рабочем диапазоне измерения температур, что достигалось благодаря точному назначению резисторов схемы включения. Напряжение, подаваемое на измерительный мост, выбиралось из соображений минимизации эффекта саморазогрева преобразователя температуры при приемлемой чувствительности на фоне помех. Разность напряжений на выходе измерительного моста подавалась на инструментальный усилитель. При сборке и настройке схемы требуемые расчетные номиналы резисторов формировались методом подбора и комбинации в виде последовательного и параллельного включения прецизионных резисторов. Текущие значения используемых резисторов измерялись лабораторным омметром с точностью до десятых долей Ома.

С применением описанной методики было собрано два канала измерения температуры. Получаемые с выходов инструментальных усилителей сигналы напряжения, пропорциональные температуре, подавались на плату сбора данных NI USB6009.

Внешний вид полученного устройства в корпусе (со снятой верхней крышкой) представлен на рисунке 1.

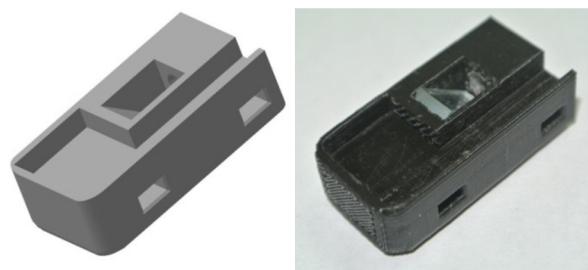
Программа для получения, визуализации и сохранения получаемых термограмм была разработана с помощью среды графического программирования NI LabVIEW. Данные, получаемые с платы сбора данных, усреднялись по выборке в 2000 точек и с частотой 5 Гц выводились на компонент выведения графиков. Усреднение по обширной выборке позволило получить приемлемое соотношение сигнал–шум. Полученный массив данных, дополненный массивом времени, сохранялся в файл для последующей обработки.

Калибровка каждого температурного канала проводилась по отработанной методике в двух точках: помещением гидроизолированного преобразователя температуры в смесь воды со льдом для корректировки погрешности при нулевой температуре; помещением гидроизолированного преобразователя температуры в кипящую воду для корректировки в точке 100 °С. Найденные таким образом аддитивная и мультипликативная погрешности учитывались при автоматической корректировке данных в ходе работы программы получения, визуализации и сохранения данных.

Для проверки работоспособности полученного комплекса проводились предварительные испытания. Чувствительность устройства составила порядка 0,05 °С. Данный уровень чувствительности позволяет с легкостью регистрировать диагностически значимые флуктуации температуры кожи как в состоянии покоя, так и при проведении нагрузочных тестов.



Рисунок 1 – Устройство термометрии



а

б

Рисунок 2 – Насадка на световодный зонд приборов серии «ЛАКК»: а – 3D модель; б – внешний вид

С целью отработки совместного использования прибора ЛДФ «ЛАКК–02» (ООО НПП «ЛАЗМА», г. Москва) и устройства термометрии проведена серия тестовых испытаний, заключающихся в одновременной регистрации сигнала ЛДФ (показателя микроциркуляции – ПМ, измеряемого в перфузионных единицах – пф. ед.) и температуры на дистальной фаланге третьего пальца правой руки с проведением стандартного окклюзионного теста. Анализ результатов проведенных экспериментов показал, что существенное влияние на вид кривой изменения температуры оказывают условия окружающей среды: температура и влажность воздуха в помещении, скорость движения воздушных потоков и т.д. Непостоянство внешних условий делает полученные данные непригодными для дальнейшей обработки и затрудняет их интерпретацию.

Для поддержания постоянных условий микроклимата было предложено внести корректировку в методику измерений, а именно, регистрировать сигналы ЛДФ и температуры при нахождении кисти испытуемого в термостабилизированной среде с известными физическими свойствами – в воде. Обладая несомненными преимуществами, такой подход имеет и недостатки, одним из которых является необходимость гидроизоляции ЛДФ–зонда и преоб-

преобразователей температуры в процессе эксперимента. Указанный недостаток был устранен путем надевания на руку испытуемого медицинской перчатки. Другая проблема состояла в том, что техническая реализация прибора ЛДФ («ЛАКК–02») предусматривает расположение световодного зонда нормально к исследуемой поверхности, т.е. регистрация сигнала ЛДФ невозможна без нарушения целостности перчатки. Для решения данной проблемы была разработана и изготовлена посредством печати на 3D принтере специальная оснастка, представляющая собой насадку на металлический оконечник световодного зонда приборов серии «ЛАКК». На рисунке 2 представлена 3D модель (а) и внешний вид (б) разработанной насадки.

Благодаря зеркалу предлагаемая насадка преломляет ход световых лучей под углом 90° и, таким образом, позволяет располагать световодный зонд прибора не перпендикулярно, а вдоль поверхности тела. Кроме того, насадка предусматривает расположение на ней двух преобразователей температуры устройства термометрии: для регистрации кожной температуры – на внутренней стороне, для контроля изменения температуры окружающей среды в процессе эксперимента – на внешней стороне.

Тестовые эксперименты по отладке использования прибора «ЛАКК–02» с насадкой на световодный зонд показали, что ее использование снижает или исключает вовсе появление артефактов записи ЛДФ–граммы, связанных с двигательной активностью испытуемого, а также иными внешними влияющими факторами (толчки и вибрации поверхности, на которой лежит рука испытуемого, движения самого испытуемого, движения оптических волокон, шаги, открывание/закрывание дверей в лаборатории). Однако несмотря на слабую чувствительность к артефактам, способ регистрации ЛДФ–граммы с использованием насадки не утрачивает чувствительности к стандартным функциональным нагрузочным тестам, применяемым для оценки адаптационных резервов системы МЦК (дыхательному, постуральному, окклюзионному), что также было подтверждено экспериментально.

Для предварительной апробации метода диагностики функционального состояния периферического кровотока пальцев рук была проведена серия измерений, заключающаяся в одновременной регистрации сигнала ЛДФ и изменения кожной температуры дистальной фаланги третьего пальца правой руки при проведении окклюзионного теста в термостабилизированной водной среде. Анализ полученных данных показал, что несмотря на равные условия проведения экспериментов (положение руки испытуемого на 20 см ниже уровня сердца, температура воды $20\text{--}25^\circ\text{C}$), ответная температурная реакция на окклюзию плечевой артерии у одного и того же условно здорового добровольца может существенно различаться. Так, к примеру, у одного из испытуемых разница между минимальной и максимальной температурой после снятия окклюзии в первом эксперименте составила почти 5°C , в то время как во втором лишь $1,7^\circ\text{C}$. При этом было отмечено, что начальная температура дистальной фаланги третьего пальца правой руки до погружения в воду в первом и втором случае также различалась и составляла $34,0$ и $30,7^\circ\text{C}$ соответственно. Таким образом, был сделан вывод о зависимости результата эксперимента от начальной температуры зоны исследования.

Очевидно, что повторяемость экспериментов достигается путем соблюдения строгих требований к ходу их проведения и обеспечением равных начальных условий. Поэтому в методику проведения исследования было решено добавить предварительный этап, заключающийся в погружении кисти испытуемого в горячую воду с температурой 42°C . Именно при этой температуре происходит полная дилатация сосудов, и кровоток стабилизируется на максимально возможном уровне [14]. Кроме того, целесообразным является введение в протокол исследования заключительного этапа, также состоящего в погружении кисти испытуемого в горячую воду с температурой 42°C , с целью интенсификации восстановления кровотока в кисти после ее охлаждения и окклюзии, произведенных на предыдущем этапе.

Исследование функционального состояния периферического кровотока пальцев рук проводилось на двух группах: контрольной и основной. В контрольную группу входили добровольцы, лица мужского ($n = 6$) и женского ($n = 5$) пола, не имеющие по данным опроса диагностированных заболеваний системы кровообращения, костно–мышечной системы и соединительной ткани (условно здоровые добровольцы). Средний возраст в контрольной груп-

пе составил $23,2 \pm 5,9$ лет, общее количество экспериментов – 17. Основную группу составляли пациенты, мужчины ($n = 5$) и женщины ($n = 36$), находившиеся на стационарном лечении в ревматологическом отделении Орловской областной клинической больницы. Наиболее распространенными диагнозами в данной группе являлись: ревматоидный артрит, артрозы суставов, системная красная волчанка. Средний возраст в основной группе составил $56,0 \pm 12,2$ лет, общее количество экспериментов – 41.

Исследования проводились преимущественно в первой половине дня, спустя 2–3 часа после приема пищи, в состоянии психического и физического покоя. Регистрация показателя микроциркуляции велась с помощью одного из каналов анализатора «ЛАКК–02», измерения температуры осуществлялись с помощью разработанного двухканального устройства термометрии. Областью исследования являлась кожа дистальной фаланги третьего пальца правой руки.

Перед исследованием проводилась подготовка к работе и настройка нуля анализатора «ЛАКК–02» согласно инструкции. Испытуемый адаптировался к условиям помещения в течение минимум 10 мин. В это время в одной теплоизолированной емкости объемом 10 л производилась подготовка горячей воды ($42\text{ }^{\circ}\text{C}$) для этапов разогрева кисти испытуемого. В другой теплоизолированной емкости объемом 10 л производилась подготовка воды для основной части эксперимента (в соответствии с протоколом исследования температура воды составляла $20\text{--}25\text{ }^{\circ}\text{C}$). Испытуемый садился таким образом, чтобы предплечье правой руки находилось на 20 см ниже уровня сердца. На предплечье одевалась манжета механического тонометра CS Medica CS–106. Манжета фиксировалась без пережатия кровообращения, не накачивалась. На дистальную фалангу третьего пальца правой руки устанавливался световодный зонд анализатора «ЛАКК–02» с насадкой с установленными на ней преобразователями температуры устройства термометрии. Преобразователь, предназначенный для регистрации кожной температуры, находился на нижней стороне насадки и непосредственно контактировал с областью исследования, преобразователь, предназначенный для контроля изменения температуры окружающей среды в процессе эксперимента, находился на верхней стороне насадки. На руку испытуемого надевалась медицинская латексная перчатка, размер которой выбирался таким образом, чтобы обеспечить надежную фиксацию насадки на пальце без пережатия кровообращения.

Исследование заключалось в одновременной непрерывной регистрации сигналов ЛДФ и температуры и проводилось по следующему протоколу:

- 1) в течение 2 мин рука испытуемого находилась на воздухе;
- 2) по истечении 2 мин кисть погружалась в емкость с горячей водой ($42\text{ }^{\circ}\text{C}$) и 4 мин находилась в ней;
- 3) затем кисть погружалась в емкость с водой при температуре $20\text{--}25\text{ }^{\circ}\text{C}$ и находилась в ней 23 мин;
- 4) по истечении 10 мин после погружения кисти в воду при температуре $20\text{--}25\text{ }^{\circ}\text{C}$ в манжете механического тонометра CS Medica CS–106 создавалось и поддерживалось в течение 3 мин давление, превышающее систолическое минимум на 30 мм рт. ст. По истечении трехминутного окклюзии давление в манжете резко снижалось до исходного;
- 5) на 30–й мин эксперимента рука снова погружалась в емкость с горячей водой ($42\text{ }^{\circ}\text{C}$) и находилась в ней до полного восстановления кровотока и температуры в течение 5–11 мин. Таким образом, общая продолжительность одного эксперимента составляла не более 40 мин.

Проведенные исследования в рамках описанных выше групп добровольцев позволили выявить как минимум три характерных типа отклика на группу последовательно проводимых нагрузочных тестов. Примеры типичных для выявленных типов отклика ЛДФ– и термограмм представлены на рисунке 3.

В таблице 1 представлены сводные данные по каждому предложенному типу отклика с характерными отличительными чертами и их интерпретацией.

Выявленные изменения температурного отклика на окклюзионную пробу свидетельствуют о формировании выраженных изменений в системе МЦК у пациентов с заболеваниями ревматологического профиля. Полученные данные указывают на нарушения системы ре-

гуляции кровоснабжения в виде ярко выраженной склонности к ангиоспазму микрососудистого русла пальцев рук.

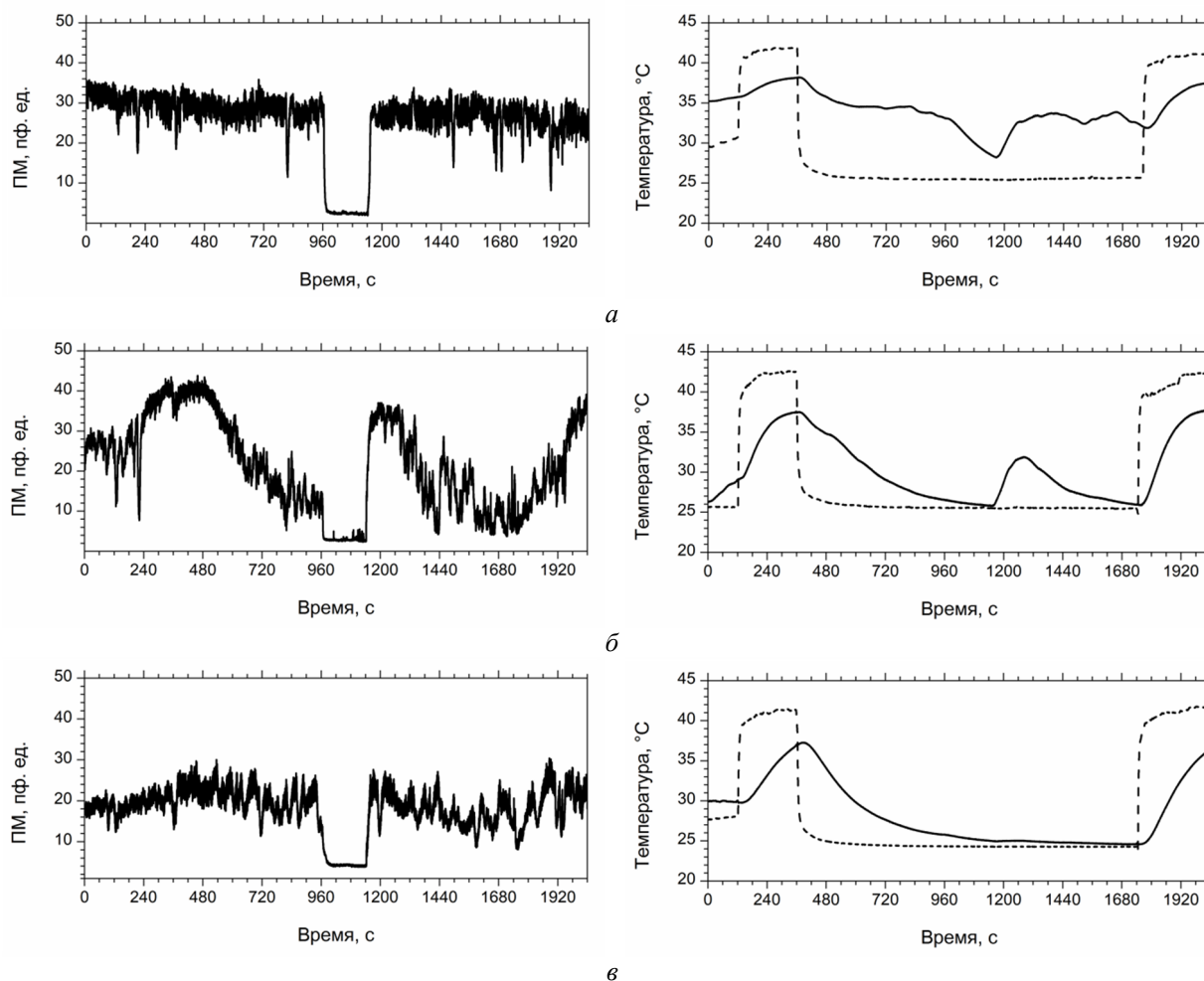


Рисунок 3 – Примеры типичных ЛДФ–грамм (слева) и термограмм (справа) для выявленных типов отклика: а – тип I; б – тип II; в – тип III. На термограммах сплошная линия – кривая изменения температуры исследуемой области, пунктирная линия – кривая изменения температуры окружающей среды в процессе эксперимента

Так, отклик по типу III среди группы пациентов из группы с заболеваниями ревматологического профиля наблюдался, главным образом, в наиболее тяжелых случаях заболевания (49 % от данной группы), в то время как в контрольной группе – только в 12 % случаев. Высокие частоты встречи отклика по типу I среди пациентов после консультаций с группой лечащих врачей были объяснены применением в условиях стационара сильнодействующих лекарственных средств, усиливающих микроциркуляцию (Трентал[®], Актовегин[®]). Невысокая тяжесть заболевания позволяла на время скомпенсировать патологическое состояние применением назначенных фармакологических препаратов.

Принимая во внимание тот факт, что резкие нарушения состояния периферического кровотока и системы его регуляции у больных ревматологического профиля коррелируют с тяжестью клинической картины [2], можно предположить, что предложенный метод не только найдет применение в части определения наличия или отсутствия поражения системы МЦК при ревматических заболеваниях, но и послужит инструментом их ранней диагностики. Моделирование переходных процессов изменения микроциркуляции крови и кожной температуры во время проведения нагрузочных проб, а также причинно–следственные связи между параметрами этих процессов позволят обосновать предлагаемые диагностические критерии выраженности патологического состояния в области исследования.

Таким образом, на примере сравнения групп условно здоровых добровольцев и пациентов ревматологического профиля было показано, что предложенный оригинальный метод

может быть использован для оценки нарушений кровоснабжения пальцев рук, в том числе в диагностике склонности сосудов к ангиоспазму.

Таблица 1 – Интерпретация полученных данных.

	Тип I	Тип II	Тип III
Предлагаемая оценка	Нормальная регуляция	Нормальная регуляция	Склонность к ангиоспазму
Доминирующий процесс, формирующий температуру при охлаждении в воде	Приток горячей крови из гомойотермного ядра. Приток тепла с кровью <i>сопоставим</i> с отдачей тепла в окружающую среду.	Охлаждение конечности в воде. Приток тепла с кровью <i>меньше</i> , чем отдача тепла в окружающую среду.	Охлаждение конечности в воде. Приток тепла с кровью <i>значительно меньше</i> , чем отдача тепла в окружающую среду.
Качественная характеристика графика изменения температуры	<i>Неэкспоненциальное</i> охлаждение. <i>Присутствие</i> волн изменения температуры. В течение 10 мин кожа рук <i>не охлаждается до температуры воды</i> (разница 3–8 °С). После снятия окклюзии присутствует умеренно выраженное повышение температуры и показателя микроциркуляции.	<i>Экспоненциальное</i> охлаждение. <i>Отсутствие</i> волн изменения температуры. В течение 10 минут кожа рук <i>приближается к температуре воды</i> (разница 1–3 °С). После снятия окклюзии <i>присутствует</i> ярко выраженное повышение температуры кожи (2–4 °С) и показателя микроциркуляции от уровня до начала окклюзии.	То же, что и типе II, однако после снятия окклюзии повышение температуры кожи от уровня до начала окклюзии <i>отсутствует</i> .
Качественная характеристика графика ЛДФ	Высокий или средний уровень перфузии.	Средний уровень перфузии.	Уровень перфузии заметно снижен.
Интерпретация	Отличное кровоснабжение пальцев рук.	Хорошее кровоснабжение пальцев рук. После снятия охлаждения восстановление исходной температуры кожи.	Нарушенное кровоснабжение пальцев рук. Склонность к ангиоспазму. После снятия охлаждения температура кожи восстанавливается с трудом.
Обычное состояние рук со слов добровольцев	Горячие руки	Теплые руки	Холодные руки
Частота встреч у условно здоровых добровольцев	41 %	47 %	12 %
Частота встреч у пациентов из группы с заболеваниями ревматологического профиля	34 %	17 %	49 %

На основе проведенных экспериментальных исследований был разработан метод диагностики функционального состояния периферического кровотока пальцев рук для пациентов ревматологического профиля, основанный на проведении окклюзионного теста в термостабилизированной среде с одновременной записью сигналов ЛДФ и кожной термометрии. Проведенные эксперименты по отработке данного метода на контрольной группе добровольцев без диагностированных заболеваний системы кровообращения, костно-мышечной системы и соединительной ткани, а также группе пациентов, страдающих заболеваниями ревматологического профиля, позволили выделить три характерных типа отклика на комплекс предлагаемых нагрузочных проб. В рамках предложенных типов отклика приведены и интерпретированы результаты экспериментальных исследований. Получены данные о том, что у пациентов ревматологического профиля чаще встречается отклик, который может быть интерпретирован как склонность к ангиоспазму. Оценены перспективы применения разработанного метода для диагностики микроциркуляторных нарушений при ревматических заболеваниях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Балабанова, Р.М. Динамика распространенности ревматических заболеваний, входящих в XIII класс МКБ–10, в популяции взрослого населения Российской Федерации за 2000–2010 г.г. / Р.М. Балабанова, Ш.Ф. Эрдес // Научно–практическая ревматология. – 2012. – № 52(3). – С. 10 – 12.
2. Никонова, Л.В. Современные аспекты комплексного лечения больных ревматоидным артритом / Л.В. Никонова // Казанский медицинский журнал. – 2002. – Т. 83. – № 2. – С. 81 – 88.
3. Мач, Э.С. Тканевая микроциркуляция при ревматических заболеваниях: клинико–функциональные особенности и лечение: автореф. дисс. ... док. мед. наук: 14.00.39: защищена 20.04.90 / Мач Эвелина Семеновна. – М., 1989. – 43 с.
4. Крупаткин, А.И. Функциональная диагностика состояния микроциркуляторно–тканевых систем: колебания, информация, нелинейность: руководство для врачей / А.И. Крупаткин, В.В. Сидоров – М.: ЛИБРОКОМ, 2013. – 496 с.
5. Dunaev, A.V. Investigating tissue respiration and skin microhaemocirculation under adaptive changes and the synchronization of blood flow and oxygen saturation rhythms / A.V. Dunaev [et al.] // Physiological Measurement. – 2014. – № 35 (4). – pp. 607 – 621.
6. Дунаев, А.В. Анализ физиологического разброса параметров микроциркуляторно–тканевых систем / А.В. Дунаев [и др.] // Биотехносфера. – 2013. – № 5. – С.44 – 53.
7. Молодкина, О.А. Функциональное состояние микроциркуляторного русла при системных васкулитах и системных заболеваниях соединительной ткани: автореф. дисс. ... канд. мед. наук: 14.00.39: защищена 13.09.05 / Молодкина Олеся Анатольевна. – Ярославль, 2005. – 25 с.
8. Андриенко, А.В. Вегетативно–микроциркуляторные нарушения у больных ревматоидным артритом / А.В. Андриенко, Д.С. Бубликов // Фундаментальные исследования. – 2013. – № 12. – С. 163 – 166.
9. Дунаев, А.В. Исследование возможностей тепловидения и методов неинвазивной медицинской спектродофотометрии в функциональной диагностике / А.В. Дунаев [и др.] // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2010. – № 6–2 (284). – С. 96 – 100.
10. Жеребцова, А.И. Оценка взаимосвязи параметров микроциркуляции крови и кожной температуры при окклюзионной пробе / А.И. Жеребцова // Биотехносфера. – 2015. – № 2. – С.15 – 21.
11. Сагайдачный, А.А. Восстановление спектра колебаний кровотока из спектра колебаний температуры пальцев рук, дисперсия температурного сигнала в биоткани / А.А. Сагайдачный [и др.] // Регионарное кровообращение и микроциркуляция. – 2013. – № 1(45). – С. 76 – 82.
12. Подтаев, С.Ю. Исследование микроциркуляции крови с помощью вейвлет–анализа колебаний температуры кожи / С.Ю. Подтаев [и др.] // Регионарное кровообращение и микроциркуляция. – 2009. – № 3 (31). – С. 14 – 20.
13. Platinum thin film sensor elements. Medium Temperature Range (–70°C to +500°C) [Electronic resource]. – URL: <http://www.kamet–trading.nl/uploads/file/Kamet%20datasheet/Medium%20thin%20film.pdf>.
14. Ley, O. Use of temperature alterations to characterize vascular reactivity / O. Ley [et al.] // Clinical Physiology and Functional Imaging. – 2011. – № 31(1). – pp. 66 – 72.

Жеребцова Ангелина Ивановна

ФГБОУ ВПО Государственный университет – УНПК, г. Орел

Стажер–исследователь научно–образовательного центра «Биомедицинская инженерия»,

соискатель кафедры «Приборостроение, метрология и сертификация»

учебно–научно–исследовательского института информационных технологий

Тел.: +7 (4862) 41–98–76

E–mail: angelina.zherebtsova@yandex.ru

A.I. ZHEREBTSOVA

DIAGNOSTICS METHOD OF THE PERIPHERAL VESSELS FUNCTIONAL STATE OF FINGERS FOR RHEUMATOLOGICAL PATIENTS

It was developed a diagnostics method of the peripheral vessels functional state of fingers based on carrying out the occlusion test in the thermally stabilized environment, with simultaneous recording of signals of laser Doppler flowmetry and skin thermometry. Experiments on improvement of this method in the control group of healthy volunteers, as well as in a group of suffering from rheumatological diseases patients were carried out. The results of experimental studies were present-

ed and interpreted. The prospects of the developed diagnostics method of microcirculatory disorders in rheumatic diseases were evaluated.

Keywords: *non-invasive diagnostics, laser Doppler flowmetry, skin thermometry, occlusive test, blood microcirculation, peripheral blood flow, rheumatic diseases.*

BIBLIOGRAPHY

1. Balabanova, R.M. Dinamika rasprostranennosti revmaticheskikh zabolevaniy, vkhodyashchikh v XIII klass MKB–10, v populyatsii vzroslogo naseleniya Rossiyskoy Federatsii za 2000–2010 g.g. / R.M. Balabanova, SH.F. Erdes // Nauchno–prakticheskaya revmatologiya. – 2012. – № 52(3). – S. 10 – 12.
2. Nikonova, L.V. Sovremennyye aspekty kompleksnogo lecheniya bolnykh revmatoidnym artritom / L.V. Nikonova // Kazanskiy meditsinskiy zhurnal. – 2002. – T. 83. – № 2. – S. 81 – 88.
3. Mach, E.S. Tkanevaya mikrotsirkulyatsiya pri revmaticheskikh zabolevaniyakh: kliniko–funktsionalnyye osobennosti i lecheniye: avtoref. diss. ... dok. med. nauk: 14.00.39: zashchishchena 20.04.90 / Mach Evelina Semenovna. – M., 1989. – 43 s.
4. Krupatkin, A.I. Funktsionalnaya diagnostika sostoyaniya mikrotsirkulyatorno–tkanevykh sistem: kolebaniya, informatsiya, nelineynost: rukovodstvo dlya vrachey / A.I. Krupatkin, V.V. Sidorov – M.: LIBROKOM, 2013. – 496 s.
5. Dunaev, A.V. Investigating tissue respiration and skin microhaemocirculation under adaptive changes and the synchronization of blood flow and oxygen saturation rhythms / A.V. Dunaev [et al.] // Physiological Measurement. – 2014. – № 35 (4). – pp. 607 – 621.
6. Dunayev, A.V. Analiz fiziologicheskogo razbrosa parametrov mikrotsirkulyatorno–tkanevykh sistem / A.V. Dunayev [i dr.] // Biotekhnosfera. – 2013. – № 5. – S.44 – 53.
7. Molodkina, O.A. Funktsionalnoye sostoyaniye mikrotsirkulyatornogo rusla pri sistemnykh vaskulitakh i sistemnykh zabolevaniyakh soyedinitelnoy tkani: avtoref. diss. ... kand. med. nauk: 14.00.39: zashchishchena 13.09.05 / Molodkina Olesya Anatolyevna. – Yaroslavl, 2005. – 25 s.
8. Andriyenko, A.V. Vegetativno–mikrotsirkulyatornyye narusheniya u bolnykh revmatoidnym artritom / A.V. Andriyenko, D.S. Bublikov // Fundamentalnyye issledovaniya. – 2013. – № 12. – S. 163 – 166.
9. Dunayev, A.V. Issledovaniye vozmozhnostey teplovideniya i metodov neinvazivnoy meditsinskoy spektrofotometrii v funktsionalnoy diagnostike / A.V. Dunayev [i dr.] // Fundamentalnyye i prikladnyye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2010. – № 6–2 (284). – S. 96 – 100.
10. Zherebtsova, A.I. Otsenka vzaimosvyazi parametrov mikrotsirkulyatsii krovi i nakozhnoy temperatury pri okklyuzionnoy probe / A.I. Zherebtsova // Biotekhnosfera. – 2015. – № 2. – S.15 – 21.
11. Sagaydachnyy, A.A. Vosstanovleniye spektra kolebaniy krovotoka iz spektra kolebaniy temperatury paltsev ruk, dispersiya temperaturnogo signala v biotkani / A.A. Sagaydachnyy [i dr.] // Regionarnoye krovoobrashcheniye i mikrotsirkulyatsiya. – 2013. – № 1(45). – S. 76 – 82.
12. Podtayev, S.YU. Issledovaniye mikrotsirkulyatsii krovi s pomoshchyu veyvlet–analiza kolebaniy temperatury kozhi / S.YU. Podtayev [i dr.] // Regionarnoye krovoobrashcheniye i mikrotsirkulyatsiya. – 2009. – № 3 (31). – S. 14 – 20.
13. Platinum thin film sensor elements. Medium Temperature Range (–70°C to +500°C) [Electronic resource]. – URL: <http://www.kamet-trading.nl/uploads/file/Kamet%20datasheet/Medium%20thin%20film.pdf>.
14. Ley, O. Use of temperature alterations to characterize vascular reactivity / O. Ley [et al.] // Clinical Physiology and Functional Imaging. – 2011. – № 31(1). – pp. 66 – 72.

Zherebtsova Angelina Ivanovna

State University ESPC, Orel

Early stage researcher of scientific–educational center «Biomedical Engineering», applicant for doctoral degree of the Department «Instrumentation, metrology and certification» of Educational and Research Institute of Information Technology

Ph. +7 (4862) 41–98–76

E–mail: angelina.zherebtsova@yandex.ru

Г.М. КАВАЛЕРСКИЙ, Д.С. БОБРОВ, Л.Ю. СЛИНЯКОВ, А.Д. ЧЕНСКИЙ

БИОМЕХАНИКА ПЕРЕЛОМОВ ПОЯСНИЧНОГО ОТДЕЛА ПОЗВОНОЧНИКА У ПАЦИЕНТОВ ПОЖИЛОГО И СТАРЧЕСКОГО ВОЗРАСТА

Целью данной работы являлось исследование напряженно–деформированного состояния поясничного отдела позвоночника до и после травмы, и выявление ключевых механизмов, влияющих на прогноз оперативного лечения. Для исследования биомеханики позвоночных двигательных сегментов была использована модель поясничного отдела позвоночника, созданная с помощью метода конечных элементов.

В результате анализа данных, полученных путем математического моделирования установлено, что переломы тел позвонков смежного уровня связаны не столько с вертебропластикой, как считалось ранее, сколько с увеличением напряжений в смежном сегменте в сочетании со снижением прочности позвонков у пожилых пациентов. Данные положения подтверждаются клиническими наблюдениями.

Ключевые слова: перелом позвоночника, математическое моделирование, вертебропластика, биомеханика.

Целью данной работы являлось исследование напряженно–деформированного состояния поясничного отдела позвоночника до и после травмы, и выявление ключевых механизмов, влияющих на прогноз оперативного лечения. Для исследования биомеханики позвоночных двигательных сегментов была использована модель поясничного отдела позвоночника, созданная с помощью метода конечных элементов. Причиной использования метода конечных элементов послужил тот факт, что создать модель позвоночника адекватную реальной биомеханике с помощью обычных методов математического моделирования практически невозможно. Использование полномасштабных экспериментов так же представляет определенные сложности, связанные с проблемой воссоздания биомеханических взаимодействий между позвоночными двигательными сегментами и трудностями определения напряжений в различных точках исследуемых объектов.

Конечноэлементные модели включали в себя позвонки, межпозвонковые диски и связки поясничного отдела. Модель состояла из 65413 элементов и 21381 узлов. Моделирование выполнено с использованием программного комплекса LS–DYNA LLC фирмы «Hexa».

В качестве нагрузки использованы 2 точечные массы весом 5 и 40 кг.

Верхняя часть позвоночника заменена металлическим стержнем и служит для приложения нагрузки. Нижний срез закреплен по трем степеням свободы.

При моделировании позвоночника из системы были исключены мышцы и действие внутрибрюшного давления вследствие крайне сложного динамического моделирования. Однако учитывались свойства тел позвонков, включающих спонгиозную и кортикальную части, межпозвоночный диск и связочный аппарат.

Под компенсаторным изменением понимали гиперлордоз в поясничном отделе позвоночника, приводящий к сохранению баланса центра тяжести. Данное состояние моделировалось разгибанием модели позвоночника в нижней точке фиксации.

Целью моделирования не являлось определение абсолютных показателей, которые могут сильно отличаться у пациентов. Созданные модели использовались для сравнительного анализа увеличения напряжений в телах сломанного и смежных позвонков с неповрежденным позвоночником (таблица 1).

Из данных схем видно увеличение нагрузок на передние отделы тел позвонков (рисунок 1).

На роль травмы и увеличение нагрузок на тела позвонков вследствие деформации оси позвоночника указывает и тот факт, что часто происходит перелом позвонков на смежном уровне. Результаты математического моделирования подтверждают это в цифровом выражении (увеличение напряжения как в кортикальном, так и в губчатых отделах тела позвонка) и в топических цветовых схемах, где мы видим увеличение напряжений в отделах тел позвон-

ков, которые наиболее часто повреждаются в клинической практике (передние и центральные отделы тел позвонков).

Таблица 1 – Модели позвоночника

ВАРИАНТ	ХАРАКТЕРИСТИКИ МОДЕЛИ
А	нормальный позвоночник
Б	позвоночник со сломанным телом L3 (величина компрессии 50%) и компенсаторным изменением оси позвоночника (разгибание позвоночника в точке фиксации)
В	позвоночник со сломанным телом L3 (величина компрессии 50%) без компенсаторного изменения оси позвоночника
Г	нормальный позвоночник при наклоне в точке фиксации на 15 °
Д	позвоночник со сломанным телом L3 (величина компрессии 50%) при наклоне в точке фиксации на 15 °

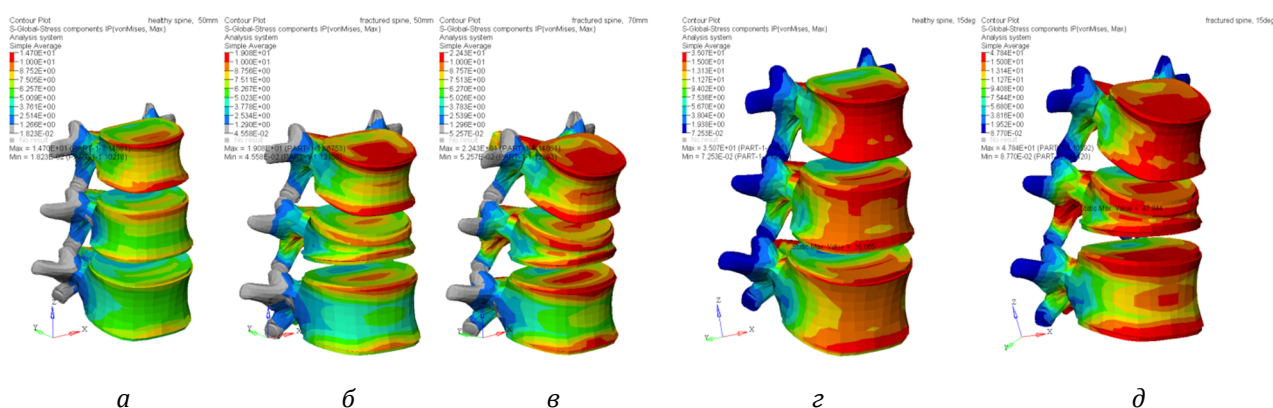


Рисунок 1 – Распределение эквивалентных напряжений в кортикальной кости тела позвонка

Одной из гипотез возникновения переломов смежного позвонка после вертебропластики, было предположение, что происходит увеличение жесткости прооперированного позвонка и, вследствие этого, увеличение нагрузок на смежные позвонки. Однако последние исследования в этой области показывают, что позвонок после вертебропластики хотя и становится более прочным, но заметного увеличения жесткости его не происходит [5, 7]. Наиболее вероятными причинами переломов смежных позвонков следует считать увеличение кифотической деформации и, как следствие, увеличение нагрузок на смежный позвонок, что подтверждается результатами проведенного математического моделирования. На основании математического моделирования доказано, что изменение формы тела позвонка (компрессия передних отделов на 50%), вследствие перелома, и кифотическая деформация оси позвоночника приводят к увеличению напряжений в телах поврежденного и смежных позвонков в 1,5 раза по сравнению с неповрежденным позвоночником. При обычной бытовой активности (наклон в тазобедренных суставах на 15 градусов) напряжения в поврежденных и смежных сегментах возрастают в 2,65 раза (таблица 2).

Таблица 2 – Результаты расчетов

Напряжение, МПа	Вариант А	Вариант Б	Вариант В	Вариант Г	Вариант Д
Напряжение в кортикальной кости тела позвонка.	14,7	19,1	22,4	28,0	39,0
Напряжение в губчатой кости тела позвонка.	0,85	0,77	0,87	1,30	1,46

Данный факт подтверждают и клинические наблюдения. Довольно часто возникает деформация позвонка, смежного со сломанным, даже при консервативном лечении.

Клинический пример.

Пациентка обратилась в клинику с жалобами на боль в грудном отделе позвоночника. По данным рентгеновской денситометрии выявлен остеопороз позвоночника (Т–критерий – 2,7SD).

На рентгенограммах: снижение высоты тела шестого грудного позвонка на более чем на 1/2 (индекс клиновидной деформации 61% в передних отделах тела позвонка). Угол кифотической деформации с учетом физиологического кифоза смежных позвонков – 13°. Диагноз: Компрессионный перелом тела Th6 позвонка. Сенильный остеопороз (рисунок 2).

Пациентке проводилась консервативная и симптоматическая терапия, ЛФК, ФТЛ. Пациентка активизирована в грудопоясничном корсете.

Однако через 11 месяцев пациентка вновь обратилась за медицинской помощью с жалобами на появление и постепенное усиление болей в грудном отделе позвоночника (рисунок 3). Травму пациентка отрицает. На рентгенограммах выявлен перелом смежного Th7 позвонка.



Рисунок 2 – Рентгенологическая картина после первичной травмы



Рисунок 3 – Компрессионный перелом смежного позвонка через 11 месяцев после первичной травмы

На рентгенограммах: снижение высоты тела седьмого грудного позвонка на 1/2 (индекс клиновидной деформации 47% в передних отделах тела позвонка). Угол кифотической деформации 7°. Общее увеличение кифотической деформации 20°.

Вместе с тем исправить деформацию тела позвонка и восстановить физиологический изгиб позвоночного столба становится возможным при использовании современных систем для вертебропластики и высококонтрастного костного цемента при условии билатерального заполнения тела позвонка [1].

К преимуществам вертебропластики следует отнести так же и устойчивость достигнутой коррекции по сравнению с методикой кифопластики, что подтверждается биомеханическими исследованиями [3].

Клинический пример.

Пациентка обратилась в клинику с жалобами на боль в поясничном отделе позвоночника возникшие после травмы.

На рентгенограммах: снижение высоты тела первого поясничного позвонка на более чем на 1/3 (индекс клиновидной деформации 35% в передних отделах тела позвонка). Угол кифотической деформации с учетом физиологического лордоза смежных позвонков – 14°. Диагноз: Компрессионный перелом тела L1 позвонка. Сенильный остеопороз (рисунок 4).

Произведена операция: Чрескожная пункционная вертебропластика тела L1 позвонка с коррекцией деформации тела позвонка.

На рентгенограммах: снижение высоты тела первого поясничного позвонка на более чем на 1/3 (индекс клиновидной деформации 12% в передних отделах тела позвонка). Коррекция 23%. Угол кифотической деформации 7°. Коррекция деформации 7°.

Через 14 месяцев с момента операции на контрольном осмотре: дополнительной деформации тел позвонков и нарастания угла кифоза не отмечено. Болевой синдром без приема анальгетиков при обычной для пациента двигательной активности 1–2 балла по ВАШ, индекс Освестри 10%.

Данное исследование позволяет подтвердить гипотезу об увеличении напряжений в кортикальном и спонгиозном отделах тел позвонков, смежных со сломанным, вследствие увеличения угла кифотической деформации оси позвоночного столба. Вместе с работами о отсутствии увеличения жесткости тел позвонков после вертебропластики [2, 5, 7], можно с уверенностью сказать, что переломы смежного уровня связаны не столько с вертебропластикой тел позвонков, как считалось ранее, сколько с увеличением напряжений в смежном сегменте и общим снижением прочности позвонков у пожилых пациентов.

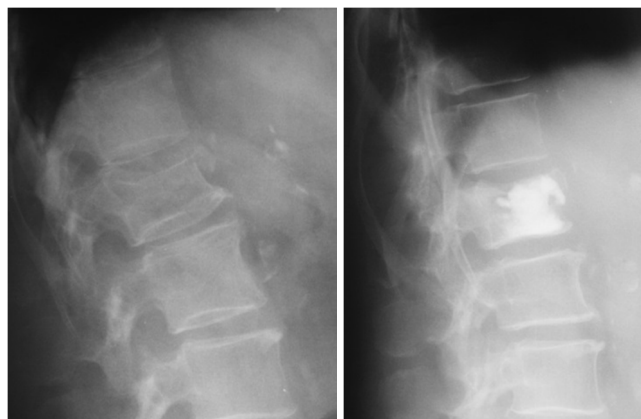


Рисунок 4 – Боковые рентгенограммы до и после операции

Данные положения подтверждаются клиническими наблюдениями, в которых перелом смежных со сломанным тел позвонков наступает после незначительной травмы или без таковой у пациентов, имеющих низкую минеральную плотность костной ткани и значительную кифотическую деформацию оси позвоночника. Данные предположения можно найти и в литературе [4]. По результатам метаанализа вертебропластика тел позвонков уменьшает болевой синдром и не вызывает риска перелома тела позвонка на смежном уровне [6].

Суть биомеханического моделирования можно свести к следующим заключениям:

1. Увеличение кифоза приводит к значительному увеличению напряжения в смежных позвонках
2. Необходимо уделять более пристальное внимание исправлению угла кифотической деформации в процессе лечения переломов
3. При вертебропластике на фоне выраженной кифотической деформации, целесообразным представляется укрепление смежного вышележащего позвонка с целью профилактики его деформации
4. В случае отсутствия возможности восстановления нормальной анатомической формы сломанного позвонка, акцент должен быть поставлен на укрепление мышечного корсета и использование ортезов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кавалерский, Г.М. Применение чрескожной пункционной вертебропластики при травмах и заболеваниях грудного и поясничного отделов позвоночника / Г.М. Кавалерский, Л.Ю. Слияков, А.Д. Ченский и др. // Кафедра травматологии и ортопедии. – 2013. – № 1. – С. 27 – 35.
2. Farooq, Najma Can Vertebroplasty Restore Normal Load-Bearing to Fractured Vertebrae? / Najma Farooq // Spine. – 2005. – 30(15). – pp. 1723 – 1730.
3. Kim, M.J. Vertebroplasty versus kyphoplasty: biomechanical behavior under repetitive loading conditions / M.J. Kim, D.P. Lindsey, M. Hannibal, T.F. Alamin // Spine (PhilaPa 1976). – 2006. – 31(18). – pp. 2079 – 2084.
4. Kayanja, M.M. Adjacent level load transfer following vertebral augmentation in the cadaveric spine / M.M. Kayanja, K. Evans, R. Milks, I.H. Lieberman // Spine. – 2006. – 31(21). – pp. 790 – 797.
5. McCann, H. Biomechanical comparison of augmentation techniques for insufficiency fractures / H. McCann, M. LePine, J. Glaser // Spine. – 2006. – 31(15). – pp. 499 – 502.
6. Shi, M.M. Is there really no benefit of vertebroplasty for osteoporotic vertebral fractures? / M.M. Shi, X.Z. Cai, T. Lin, W. Wang, S.G. Yan // A meta-analysis. Clin Orthop Relat Res. – 2012. – 470(10). – pp. 2785 – 2799.
7. Steens, J. The influence of end plate-to-end plate cement augmentation on vertebral strength and stiffness in vertebroplasty / J. Steens, N. Verdonchot, A.M. Aalsma, A.J. Hosman // Spine. – 2007. – 32(15). – pp. 419 – 422.

Кавалерский Геннадий Михайлович

ГБОУ ВПО Первый МГМУ имени И.М. Сеченова, кафедра травматологии, ортопедии и хирургии катастроф.

Доктор медицинских наук, профессор
заведующий кафедрой травматологии ортопедии и хирургии катастроф лечебного факультета
Москва, ул. Трубецкая, д. 8, стр. 2
Тел.: +7 (495) 767-35-90
E-mail: travmalmed@gmail.com

Слиняков Леонид Юрьевич

ГБОУ ВПО Первый МГМУ имени И.М. Сеченова, кафедра травматологии, ортопедии и хирургии катастроф.

Доктор медицинских наук, доцент
2-й Боткинский проезд, д.5
Тел.: +7 (916) 657-54-36
E-mail: slinyakovleonid@mail.ru

Ченский Анатолий Дмитриевич

ГБОУ ВПО Первый МГМУ имени И.М. Сеченова, кафедра травматологии, ортопедии и хирургии катастроф.

Доктор медицинских наук, профессор
ул. Саям-Адила, д. 7
Тел.: +7 (985) 784-83-68
E-mail: chenskiy@list.ru

Бобров Дмитрий Сергеевич

ГБОУ ВПО Первый МГМУ имени И.М. Сеченова, кафедра травматологии, ортопедии и хирургии катастроф.

Кандидат медицинских наук, ассистент кафедры
2-й Боткинский проезд, д.5.
Тел.: 8-926-576-61-00
E-mail: dsbmed@mail.ru

G.M. KAVALERSKIY, D.S. BOBROV, L.Yu. SLINYAKOV, A.D. CHENSKIY

**BIOMECHANICS OF THE LUMBAR SPINE FRACTURES
IN ELDERLY PATIENTS AND SENILE**

The aim of this study was to investigate the stress-strain state of the lumbar spine before and after the injury and the identification of key mechanisms affecting the prognosis of surgical treatment. To study the biomechanics of vertebral motor segments was used model of the lumbar spine, created with the help of the finite element method.

The analysis of data obtained through mathematical modeling established that the fractures of the vertebral bodies adjacent levels are connected not so much with vertebroplasty, as previously thought, but with an increase in stress in the adjacent segment, combined with a reduction in vertebral strength in elderly patients. These provisions are confirmed by clinical observations.

Keywords: spine fractures, vertebroplasty, biomechanics.

BIBLIOGRAPHY

1. Kavalerskiy G.M. Primeneniye chreskozhnov punktsionov vertebroplastiki pri travmakh i zabolevaniyakh grudnogo i novasnichnogo otdelov pozvonochnika / G.M. Kavalerskiy, L.YU. Slinyakov, A.D. Chenskiy i dr. // Kafedra travmatologii i ortopedii. – 2013. – № 1. – S. 27 – 35.
2. Farooq. Naima Can Vertebroplasty Restore Normal Load-Bearing to Fractured Vertebrae? / Najma Farooq // Spine. – 2005. – 30(15). – pp. 1723 – 1730.
3. Kim. M.J. Vertebroplasty versus vphoplasty: biomechanical behavior under repetitive loading conditions / M.J. Kim, D.P. Lindsev, M. Hannibal, T.F. Alamin // Spine (PhilaPa 1976). – 2006. – 31(18). – pp. 2079 – 2084.
4. Kavana. M.M. Adjacent level load transfer following vertebral augmentation in the cadaveric spine / M.M. Kayanja, K. Evans, R. Milks, I.H. Lieberman // Spine. – 2006. – 31(21). – pp. 790 – 797.
5. McCann. H. Biomechanical comparison of augmentation techniques for insufficiency fractures / H. McCann, M. LePine, J. Glaser // Spine. – 2006. – 31(15). – pp. 499 – 502.
6. Shi. M.M. Is there really no benefit of vertebroplasty for osteoporotic vertebral fractures? / M.M. Shi, X.Z. Cai, T. Lin, W. Wang, S.G. Yan // A meta-analysis. Clin Orthop Relat Res. – 2012. – 470(10). – pp. 2785 – 2799.
7. Steens. J. The influence of end plate-to-end plate cement augmentation on vertebral strength and stiffness in vertebroplasty / J. Steens, N. Verdonshot, A.M. Aalsma, A.J. Hosman // Spine. – 2007. – 32(15). – pp. 419 – 422.

Cavalerskiy Gennadiy Mikhailovich

I.M. Sechenov First Moscow State Medical University
The Department of Traumatology, Orthopedics and Surgery

Doctor of Medical Sciences, Professor
Head of the Department
Ul. Trubetskaya, d. 8, p. 2
Ph.: (499) 248-05-53
E-mail: travmalmed@gmail.com

Slinyakov Leonid Yurievich

I.M. Sechenov First Moscow State Medical University
The Department of Traumatology, Orthopedics and Surgery

Doctor of Medical Sciences, associate professor
2nd Botkinsky fare, 5
Ph.: +7 (916) 657-54-36
E-mail: slinyakovleonid@mail.ru

Chenskiy Anatoliy Dmytrievich

I.M. Sechenov First Moscow State Medical University
The Department of Traumatology, Orthopedics and Surgery

Doctor of Medical Sciences, Professor
st. –Salam Adil, d. 7
Ph.: 199-79-92, 199-91-28, 199-68-02
+7 (985) 784-83-68
E-mail: chenskiy@list.ru

Bobrov Dmitry Sergeevich

I.M. Sechenov First Moscow State Medical University
The Department of Traumatology, Orthopedics and Surgery

PhD, Assistant of the Department
2nd Botkinsky fare, 5.
Ph.: 8-926-576-61-00
E-mail: dsbmed@mail.ru

Я.Н. ГАЙНУЛЛИНА

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ СТЕНДОВ – СИМУЛЯТОРОВ ДЛЯ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ИМПЛАНТИРУЕМЫХ СИСТЕМ

Исследованы конструкции и кинематические характеристики ряда универсальных и специальных стендов – симуляторов специального назначения. Дана классификация конструкций и технических решений по назначению, функциональным возможностям и степеням подвижности. Выполнен анализ достоинств и недостатков стендов – симуляторов по основному ряду эксплуатационных характеристик. Определены направления совершенствования конструкции стенда – симулятора на базе платформы Стюарта. Приведены описания спроектированного и изготовленного в лаборатории биомеханики СевГУ 6–ти координатного стенда – симулятора для трибологических и комплексных испытаний элементов эндопротезов крупных суставов и позвоночника человека. Стенд оснащен оригинальной специализированной системой управления, выполненной на элементной базе концерна FESTO, дающей возможность имитировать естественные анатомические движения в полном соответствии с действующими стандартами ISO и ASTM.

Ключевые слова: *стенд – симулятор, износ, платформа Стюарта, эндопротез, имплантат.*

В настоящее время изготавливается много различных имплантов межпозвонковых дисков, транспедикулярных систем, кейджей для лечения и реабилитации больных с нарушениями функций опорно–двигательного аппарата. Для испытаний на прочность, жесткость, долговечность используют специальные моделирующие устройства различных типов, которые способны воспроизводить анатомически достоверные движения человека. Такие моделирующие устройства принято называть стендами–симуляторами. Их проектируют в соответствии с учетом требований серии международных стандартов ISO и ASTM, для испытаний биомеханических объектов.

Существует ряд конструкций стендов, которые позволяют проводить испытания имплантов различного вида. Принято классифицировать конструкции стендов – симуляторов на два вида: специализированные и универсальные.

Специализированные стенды, предназначены для испытаний только однотипные изделия. Если имплантаты разного типа, то такие стенды требуют глубокой модернизации конструкций и системы управления.

Универсальные стенды, характеризуются более сложной конструкцией и быстро перепрограммируемой адаптивной системой управления, что позволяет проводить испытания имплантов различающихся по конструкции массе и габаритам.

Несмотря на наличие в медицинской технике различных по конструкции и функциональному назначению стендов – симуляторов, актуальной задачей является проектирование, конструирование, изготовление и внедрение в медицинскую практику недорогого надежного и универсального 6–ти координатного устройства, позволяющего проводить испытания на износ практически любых элементов эндопротезов суставов и позвоночника человека. Конструкция стенда должна предусматривать возможность регулировки нагрузок и перемещений в требуемом широком диапазоне.

Например, в университете штата Iowa (США) создан стенд для моделирования движения позвоночника, в состав которого входят три серводвигателя, которые применяются для осуществления вращательных движений вокруг каждой из трех физиологических осей вращения на рисунке 1. Стенд предназначен для исследовательских работ и испытаний вертебрологических имплантов.

Стенд – симулятор для биомеханических исследований позвоночника изготовлен в Тайване, показан на рисунке 2 (Chung Hsing University, Taiwan) [1].

Конструкция данного стенда относительно проста, но включенная в ее состав развитая система управления серводвигателями, существенно расширяет область его использования. Стенд может быть использован как для биомеханических исследований, так и для проведения испытаний искусственных межпозвонковых дисков и систем фиксации позвоночни-

ка различных конструкций. В то же время его нельзя считать универсальным, так как модернизация для испытаний широкой номенклатуры изделий представляется весьма проблематичной.

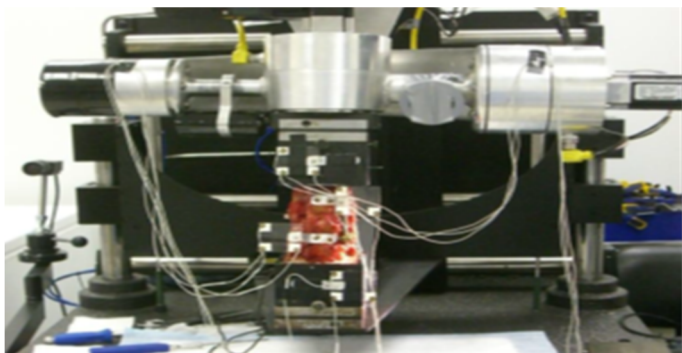


Рисунок 1 – Стенд-симулятор для испытаний позвоночника университета штата Iowa (USA)

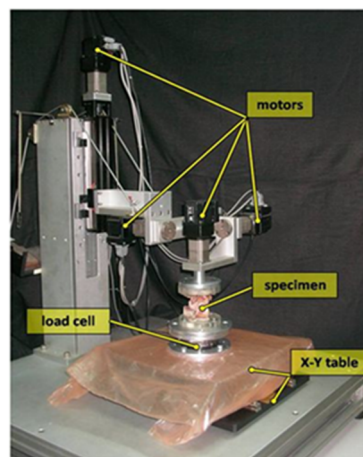


Рисунок 2 – Стенд-симулятор для биомеханических испытаний позвоночника

Создание стендов – симуляторов на основе роботов-манипуляторов последовательной структуры с развитыми системами управления, позволяет реализовать практически любые законы движений испытуемых объектов. Такие устройства достаточно универсальны и могут быть использованы для испытаний различных имплантатов и вспомогательных имплантируемых и не имплантируемых устройств и систем. К таким стендам относится стенд (рисунок 3) для биомеханических исследований межпозвонковых дисков и систем фиксации позвоночника на основе робота KUKA, KR 16 (Augsburg, Germany).

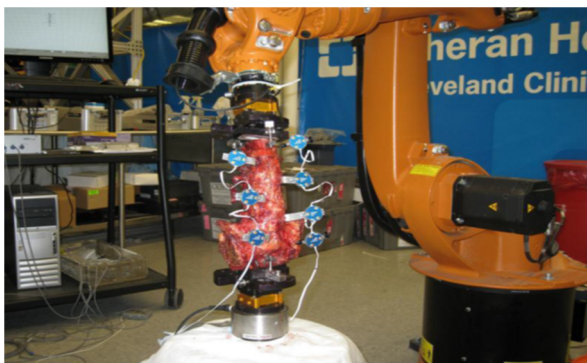


Рисунок 3 – Моделирующее устройство для биомеханических исследований позвоночника и испытаний искусственных межпозвонковых дисков и систем фиксации позвоночника на основе робота KUKA, KR 16 (Augsburg, Germany)

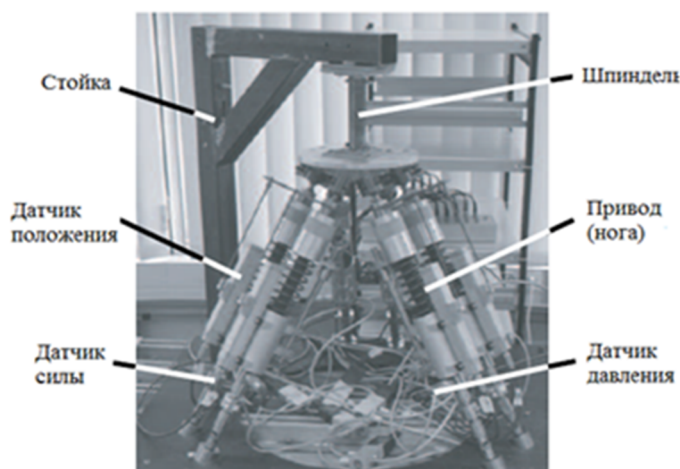


Рисунок 4 – Стенд – симулятор для моделирования и исследования движений шейного отдела позвоночника

На основе платформы Стюарта – Гауфа К. Лиём с соавторами [2] разработан стенд – симулятор для исследования движений шейного отдела позвоночника. Этот стенд является специализированным устройством с шестью степенями свободы (рисунок 4).

В университете Флиндерса (Flinders University in Adelaide, South Australia) разработано моделирующее устройство на основе робота-манипулятора параллельной структуры (hexapod), общий вид которого представлен на рисунке 5.

Это устройство имеет шесть степеней свободы и может воспроизводить как простые, так и комбинированные движения при различных испытаниях материалов, эндопротезов суставов, имплантатов и хирургических устройств и систем.

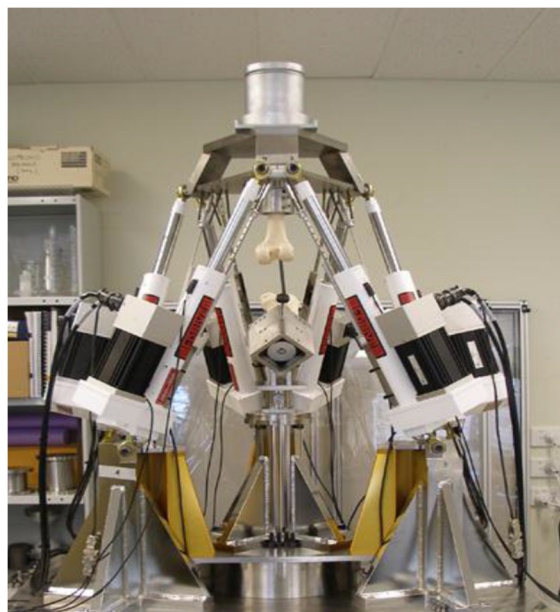


Рисунок 5 – Испытательная биомеханическая система на основе робота-манипулятора параллельной структуры

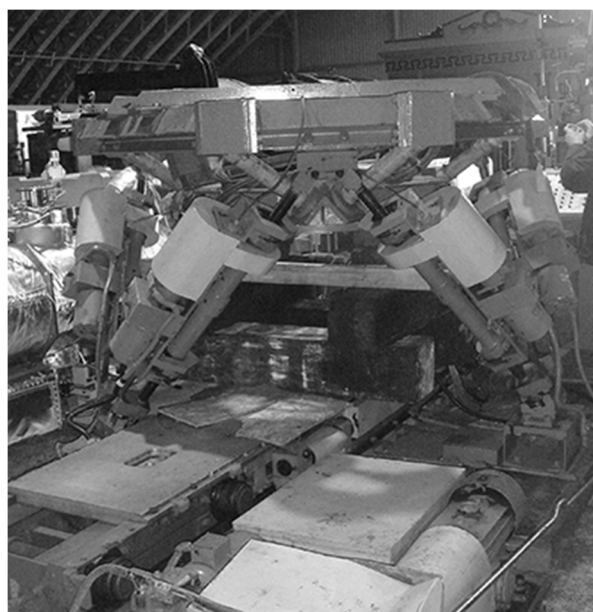


Рисунок 6 – Усовершенствованная платформа Гауса, хранящаяся в Лондонском музее науки

Д. Стюарт (D. Stewart) в 1965 году описал механизм с 6-ю степенями свободы, управляемый с помощью 6-ти приводов, связанных с основанием [3]. Он предложил этот механизм в качестве симулятора для тренировки пилотов вертолетов. Однако механизм Стюарта нельзя считать оригинальным изобретением. Первая шестиногая платформа была построена Эриком Гаусом в 1950 – м году. Универсальная шинотестирующая машина была изобретена для тестирования самолетных шин на ударно – динамические нагрузки.

Механизмы с шестью опорами были давно известны. Эти механизмы были популярны благодаря удобству настройки положения платформы и получили аббревиатуру MAST (многосоосевые имитационные столы) [4]. Они до сих пор производятся различными компаниями.

Отличительной особенностью платформы Гауса считается оригинальное взаимное расположение шести несущих элементов. Поскольку требовался небольшой объем механизма, было выбрано симметричное расположение стержней. Механизм был построен в 1954 году (рисунок 6). Изменение параметров длин стержней производилось вручную путем подкручивания винтов. Через некоторое время произошла модернизация механизма, который стал оснащаться двигателями с программным управлением.

В 1962 году в Америке Клаус Каппель начал усовершенствовать уже существующий MAST стенд с шестью степенями свободы, который имел четыре опорных стержня для перераспределения горизонтальных реакционных сил и три горизонтальных опоры. Недостатком такой конструкции являлось сложность управления, к тому же стол имитатора часто ломался.

В 1971 Клаус Каппель получил патент на свое изобретение, авиаимитатор движения. Заявка на патент была подана 7 декабря 1964 года, когда Каппель даже не подозревал о работе Гауса и о работе Стюарта, которая еще не была опубликована. Позже агентство Sikorsky Aircraft Division of United Technologies решило использовать запатентованный механизм в качестве вертолетного имитатора. В результате был создан первый авиаимитационный стенд.

Во Франклинском институте был изобретен и построен также имитатор движения автомобиля, который купила компания Даймлер–Бенц. В настоящее время платформа широко применяется в качестве динамического стенда для тренировки водителей автомобилей и пилотов [5 – 11].

В течение многих лет отношение к новоизобретенной шестиногой конструкции было негативным.

Начиная с 1987 года, количество работ в данной области увеличилось кардинальным образом. Этому способствовали несомненные преимущества манипуляторов параллельной структуры, определяющие широкий диапазон грузоподъемностей и высокую пространственную жесткость при относительно небольших габаритах. Различные модификации механизма

Стюарта применяются для позиционирования активных поверхностей зеркал радиотелескопов в разных странах.

Также на базе платформы Стюарта для лечения сложных переломов в ортопедической хирургии используется пространственная рама Тейлора (рисунок 7).

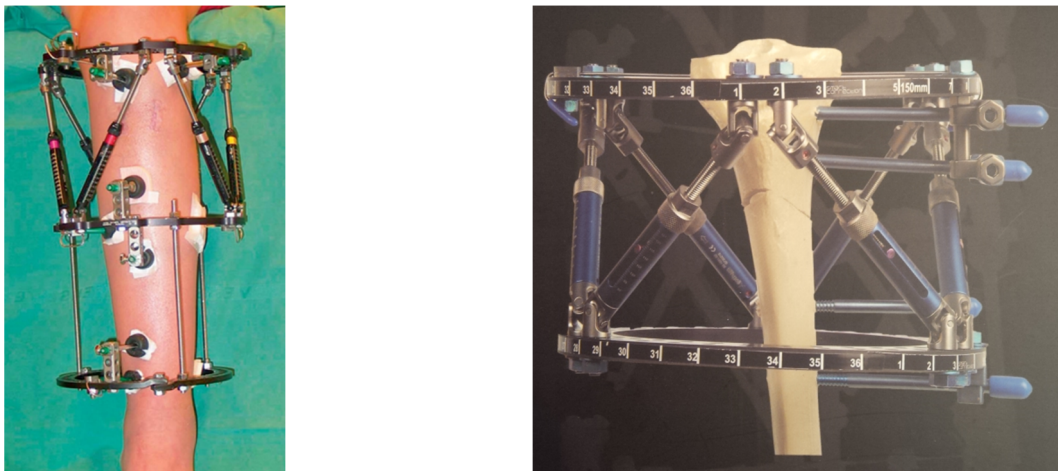


Рисунок 7 – Пространственная рама Тейлора

Система стыковки космических аппаратов, разработанная НАСА, использует платформу Стюарта для манипуляций с космическими средствами передвижения во время стыковки [12].

В Волгоградской государственной сельскохозяйственной академии на кафедре сопротивления материалов и деталей машин разработан ряд погрузочных манипуляторов, в основе исполнительного механизма которых используется модифицированная платформа Стюарта. Манипулятор–трипод может устанавливаться на самоходное шасси.

Американский институт робототехники [13] (Carnegie Mellon University Robotics Institute), разработал конструкцию, напоминающую куст, каждая ветка которого представляет собой платформу Стюарта. В данном механизме подвижная платформа каждого звена может значительно менять свое положение, угол наклона, удлинять звено, что позволяет добиваться значительной гибкости всей конструкции.

Робокран также является разновидностью манипулятора, построенного по схеме платформы Стюарта. Он был изображен Джеймсом Альбусом в американском подразделении интеллектуальных систем в Национальном институте стандартов и технологий. Механизм представляет собой многоцелевой манипулятор с тросовым приводом вместо штоков переменной длины рисунок 8.

Робокран позволяет перемещать и ориентировать груз произвольно в рабочей области благодаря шести степеням свободы подвижной платформы. Управление осуществляется в ручном режиме, режиме телеоператора и в автоматическом режиме – путем графического задания программы движения. Первоначально робокран разрабатывался для точного позиционирования грузов обычных кранов. Сейчас механизм усовершенствован для различных задач переноса груза на земле, воде, воздухе и в космосе. Он способен выдерживать высокие нагрузки, имеет устойчивую конфигурацию, высокую гибкость и способен перемещать по разным поверхностям.

В лаборатории биомеханики Севастопольского государственного университета на основе платформы Стюарта разработан универсальный стенд – симулятор для испытаний на износ элементов пар трения крупных суставов человека, эндопротезов межпозвоночных дисков и динамических систем стабилизации позвоночника. Создание этого устройства предусматривает модернизацию конструкции узла фиксации исследуемого образца с возможностью установки на него испытательных блоков, подобных показанным на рисунке 9. Его система управления, построенная на основе мехатронных модулей и контроллеров фирмы FESTO, легко перепрограммируется и способна обеспечить движения исполнительного органа, удовлетворяющие требованиям следующих стандартов ISO/DIS 18192–1, ASTM F2077–03, ASTM F2267, ASTM F2624, ASTM F1798–97, ASTM F1717–04, ISO/DIS 18192–2, ISO / DIS 12189–1, ISO / DIS 12189–2, ISO/DIS 12189–3.



Рисунок 8 – Робокран американского Национального Института Стандартов и Технологий



Рисунок 9 – Стенд – симулятор для испытаний имплантов позвоночника человека (Лаборатория биомеханики г. Севастополь)

Отличительной особенностью системы управления стенда является ее способность в реальном времени менять комбинации заданных нагрузок, перемещений и траекторий движения испытываемых элементов имплантируемых конструкций. Предусмотрена возможность осуществления текущего контроля за серией интересующих имплантов испытаний и количеством продуктов износа.

Использования данного стенда при решении актуальной, социально ориентированной проблемы – производства отечественных высококачественных конкурентоспособных эндопротезов суставов и позвоночника человека представляется важным и необходимым этапом и условием на пути развития импортозамещающего производства в свободной экономической зоне – Крым.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках базовой части государственного заказа в сфере научной деятельности с регистрационным номером 115041610028

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Chang, T.S. A new multi-direction tester for evaluation of a spine biomechanics/ T.S. Chang, C.W. Cheng, C.S.Wang, H.Y.Chen, J.H. Chang //Journal of Medical and Biological Engineering. – 2009. – Vol. 29, № 1. – pp. 7 – 13.
2. Liem, K. HexaSpine: A Parallel Platform for Physical Cervical Spine Simulation / Design and Interval-Based Verification // Liem K., Kecskemethy A., Merlet J.-P. – 12th IFToMM World Congress. Besancon, 2007.
3. Stewart, D. A platform with six degrees of freedom / Stewart D. – Proceedings of the institution of mechanical engineers. – 1965–1966. – Vol. 180. – Part 1. – № 15. – pp. 371–386.
4. История платформы Стюарта [Электронный ресурс] URL: <http://good-day.h17.ru/article.php?number=11>.
5. Merlet, J.-P. Parallel Robots: Solid Mechanics and its Applications/ Merlet J. –P. – 2nd ed. by G.M.L. Gladwell // Springer, France, 2006. – 417 p.
6. Merlet, J.-P. [Электронный ресурс] URL: http://www-sop.inria.fr/members/Jean-Pieppe.Merlet/merlet_eng.html.
7. Wang, J. Kinematic analysis and singularity representation of spatial five-degree-of-freedom parallel mechanisms/J. Wang, C. Gosselin//Journal of Robotic Systems. – 1997. – Vol. 14. – № 12. – pp. 851 – 869.
8. Dasgupta, B. The Stewart platform manipulator: a review/B. Dasgupta, T.S. Mruthyunjaya//Mechanism and Machine Theory. – 2000. – Vol. 35. – № 1. – pp. 15 – 40.
9. Earl, C.F. Some Kinematic Structures for Robot Manipulator Designs/C. F. Earl, J. Rooney// Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design. – 1983. – Vol. 105. – № 1. – pp. 15–22.
10. Hunt, K.H. Structural Kinematics of In-Parallel-Actuated Robot-Arms/K.H. Hunt//Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design. – Vol. 105, № 4, December 1983. – pp. 705 – 712.
11. Fichter, E.F. Determination the Motions of Joints on a Parallel Connection Manipulators /E.F. Fichter, E.D. McDowell // Proc. 6th World Congr. Of IFToMM. – New Dehli. – 1983. – pp. 1003 – 1006.
12. Hans, Moravec. Fractal branching ultra-dexterous robots (Bush robots) // Carnegie Mellon University Robotics Institute. NASA ACRP Quarterly Report August 30, 1998.
13. Nanua, P. Direct Kinematic Solution of a Stewart platform / Waldron K.J., Murthy V. IEEE Trans. On Robotics and Automation. – 1990. – Vol.6. – pp. 438 – 444.

Гайнуллина Яна Николаевна

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет»,

аспирант кафедры «Машиноведение и техническая механика»

г. Севастополь, ул. А. Кесаева, 8

Тел. +7 978 749 45 81

E-mail: medeya-ru@yandex.ru

Ya.N. GAINULLINA

COMPARATIVE ANALYSIS OF THE STRUCTURAL FEATURES OF THE STANDS – SIMULATORS FOR FUNCTIONAL TESTING ELEMENTS OF IMPLANTABLE SYSTEMS

Studied design and kinematic characteristics of a number of universal and special stands – simulators for special purposes. Classification of designs and technical solutions on purpose, functionality and degree of mobility. The analysis of the strengths and weaknesses of stands – simulators for the main series performance. The directions of improving the design of the stand – a simulator based on Stewart platform. Descriptions designed and manufactured in the laboratory of biomechanics Sevastopol State University 6 coordinate the stand – a simulator for tribological tests and complex elements of endoprosthesis of large joints and the spine of man. The stand is equipped with original specialized control system components executed on the basis of the concern FESTO, making it possible to simulate the natural anatomical motion in full compliance with the applicable ISO and ASTM.

Keywords: stand – simulator, wear, platform Stewart, prosthesis, implant.

BIBLIOGRAPHY

1. Chang, T.S. A new multi-direction tester for evaluation of a spine biomechanics/ T.S. Chang, C.W. Cheng, C.S.Wang, H.Y.Chen, J.H. Chang //Journal of Medical and Biological Engineering. – 2009. – Vol. 29, № 1. – pp. 7 – 13.
2. Liem, K. HexaSpine: A Parallel Platform for Physical Cervical Spine Simulation / Design and Interval-Based Verification // Liem K., Kecskemethy A., Merlet J.-P. – 12th IFToMM World Congress. Besancon. 2007.
3. Stewart, D. A platform with six degrees of freedom / Stewart D. – Proceedings of the institution of mechanical engineers. – 1965–1966. – Vol. 180. – Part 1. – № 15. – pp. 371–386.
4. Istoriva platformy Stjuarta [Elektronnyy resurs] URL: <http://good-dav.h17.ru/article.php?number=11>.
5. Merlet, J.-P. Parallel Robots: Solid Mechanics and its Applications/ Merlet J. –P. – 2nd ed. by G.M.L. Gladwell // Springer, France. 2006. – 417 p.
6. Merlet, J.-P. [Elektronnyy resurs] URL: http://www-sop.inria.fr/members/Jean-Pieppe.Merlet/merlet_eng.html.
7. Wang, J. Kinematic analysis and singularity representation of spatial five-degree-of-freedom parallel mechanisms/J. Wang, C. Gosselin//Journal of Robotic Systems. – 1997. – Vol. 14. – № 12. – pp. 851 – 869.
8. Dasgupta, B. The Stewart platform manipulator: a review/B. Dasgupta, T.S. Mruthyunjaya//Mechanism and Machine Theory. – 2000. – Vol. 35. – № 1. – pp. 15 – 40.
9. Earl, C.F. Some Kinematic Structures for Robot Manipulator Designs/C. F. Earl, J. Rooney// Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design. – 1983. – Vol. 105. – № 1. – pp. 15–22.
10. Hunt, K.H. Structural Kinematics of In-Parallel-Actuated Robot-Arms/K.H. Hunt//Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design. – Vol. 105. № 4, December 1983. – pp. 705 – 712.
11. Fichter, E.F. Determination the Motions of Joints on a Parallel Connection Manipulators /E.F. Fichter, E.D. McDowell // Proc. 6th World Congr. Of IFToMM. – New Dehli. – 1983. – pp. 1003 – 1006.
12. Hans. Moravec. Fractal branching ultra-dexterous robots (Bush robots) // Carnegie Mellon University Robotics Institute. NASA ACRP Quarterly Report August 30, 1998.
13. Nanua, P. Direct Kinematic Solution of a Stewart platform / Waldron K.J., Murthy V. IEEE Trans. On Robotics and Automation. – 1990. – Vol.6. – pp. 438 – 444.

Gainullina Yana Nikolaevna

Sevastopol State University,

Graduate student of the Department «Machines and Technical Mechanics»,

Sevastopol, A. Kesaeva Str., 8

Ph. +7 978 749 45 81

E-mail: medeya-ru@yandex.ru

В.И. ПАХАЛЮК, А.М. ПОЛЯКОВ, М.И. КАЛИНИН

НОРМИРОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧАСТИЧНО–РЕГУЛЯРНОГО МИКРОРЕЛЬЕФА НА ПОВЕРХНОСТИ ГОЛОВКИ ТОТАЛЬНОГО ЭНДОПРОТЕЗА ТАЗОБЕДРЕННОГО СУСТАВА

Выполнено теоретическое обоснование и оценка напряженно–деформированного состояния поверхностей пар трения тотального эндопротеза тазобедренного сустава с частично регулярным микрорельефом (ЧРМ) на поверхности головки при различных значениях его характерных параметров с помощью конечно–элементного моделирования. Сформулированы рекомендации для нормирования шага лунок, их относительной глубины и протяженности шероховатого участка поверхности с ЧРМ с целью повышения долговечности эндопротеза. Решение задачи осуществлялось с позиций сухого или граничного трения. Для указанного диапазона изменения номинальных контактных давлений в шарнире получены количественные оценки рекомендуемых классов шероховатости поверхностей головки для металл–металлической и металл–полимерной пар трения в зависимости от шага лунок и их размера на поверхности.

Ключевые слова: эндопротез, контакт скольжения, частично регулярный микрорельеф, математическое и конечно–элементное моделирование.

В процессе работы пары трения эндопротеза тазобедренного сустава (ЭТБС) металлические, керамические или полимерные продукты износа накапливаются между двумя скользящими поверхностями и в окружающих их мягких тканях. Это приводит к прогрессирующему износу головки и вертлужного компонента эндопротеза, а также к асептической нестабильности его компонентов [1, 2]. Продукты износа вызывают локальные воспалительные, цитотоксические и остеолитические реакции, а при миграции в другие органы – нарушение их функций, приводя зачастую к тяжелым аллергическим реакциям [3].

Тенденция расширения показаний к тотальному эндопротезированию тазобедренного сустава у более молодых пациентов с интенсивной физической деятельностью, требует новых технических и технологических решений, позволяющих увеличить срок службы пар трения эндопротезов. Одним из путей снижения интенсивности износа и локализации его продуктов в паре трения является нанесение микрорельефа на одну из поверхностей пары трения скольжения [4].

Согласно молекулярно–механической (адгезионно–деформационной) теории И.В. Крагельского [5], при сухом и граничном трении сила трения состоит из двух составляющих: молекулярной (адгезионной) и деформационной. Для металлических поверхностей при упругом контакте молекулярная составляющая превышает механическую почти в 100 раз, а для полимеров это отношение находится в пределах 20...30. В контакте между двумя твердыми телами присутствует тонкая пленка, называемая «третьим телом», состоящая из адсорбированного слоя, химических соединений, разрыхленного слоя и основного материала. Ее толщина может изменяться от нескольких десятков до 100 нанометров. При тангенциальном перемещении одного тела относительно другого третье тело находится в режиме непрерывного формирования и, подобно жидкости, оно «течет» в узком зазоре между двумя телами.

Условие трения, при котором процесс износа пленок превалирует над их регенерацией, что может привести к контакту ювенильных мест поверхностей, называется пленочным голоданием. В соответствии с гипотезой пленочного голодания на двух контактирующих поверхностях в направлении скольжения одновременно формируются и разрушаются защитные слои промежуточной пленки [6]. Если скорость разрушения пленки меньше скорости ее восстановления, то пленочное голодание отсутствует и поверхности защищены от металлического контакта, приводящего к схватыванию материалов, образующих пару трения. Чем длиннее путь трения, тем выше вероятность незащищенного контакта. Учитывая, что время формирования пленки порядка 10^{-8} ... 10^{-5} секунды [5], можно обоснованно предполагать, что

уменьшение пути скольжения на контактной поверхности дискретной структуры будет способствовать предотвращению обеднения масляного слоя.

С другой стороны, при воздействии внешней нагрузки за счет деформации поверхности контакта с микрорельефом уменьшается объем лунок и, если они полностью заполнены, находящаяся в них жидкость сжимается, воспринимая часть действующей нагрузки. Это приводит к уменьшению нагрузки, воспринимаемой непосредственно контактирующими поверхностями, а, следовательно, и к уменьшению интенсивности износа при прочих равных условиях.

Таким образом, частично регулярный микрорельеф в виде микролунок [7], нанесенный, например, на поверхность головки эндопротеза, будет способствовать улучшению трибологических свойств пары трения, и, тем самым, повышению ее срока службы. Это достигается, в том числе, благодаря тому, что раздельно расположенные закрытые от внешней области сустава лунки создают искусственные смазочные карманы. Их наличие предотвращает адгезионное схватывание сопрягаемых деталей пары трения, способствует удалению внутрь продуктов изнашивания из зоны контакта, подпитывает фрикционный контакт порцией смазочного материала по мере его срабатывания.

Анализ доступных литературных источников позволяет утверждать, что теоретическое обоснование рациональных параметров микрорельефа на сферических поверхностях головок эндопротезов отсутствует. В связи с этим, а также ввиду сложности процесса нанесения микрорельефа в виде микролунок на такие поверхности, его технология вплоть до настоящего времени практически не разработана.

Необходимо отметить, что контактирующие поверхности после механической обработки обладают определенной шероховатостью и волнистостью (в общем случае) двух видов: цилиндрической и сферической. Исходя из этого, при изучении скольжения внутри номинальной контактной поверхности размером A_a выделяют реальные поверхности контакта, т.е. малые пятно-образные области размером A_r , которые фактически воспринимают нагрузку [5]. В дальнейшем они могут образовывать так называемые контурные поверхности контакта размером A_c , положение которых связано с макрогеометрией поверхности (волнистостью), в то время как реальные площади контакта внутри них определяются микрогеометрией (шероховатостью поверхности). В соответствии с видом указанных площадей контакта различают номинальное p_a , контурное p_c и реальное p_r контактные давления.

Целью настоящей работы является теоретическое и численное обоснование рациональных параметров ЧРМ на сферической головке тотального ЭТБС в зависимости от номинального контактного давления путем оценки напряженно-деформированного состояния (НДС) поверхностей пар трения, а также определение допустимого класса шероховатости поверхности головки для металл-металлической и металл-полимерной пар трения. Решение поставленной задачи осуществлялось с позиций сухого или граничного трения, как наиболее экстремальных случаев смазки, возникающих в условиях пленочного голодания. При этом предполагалось, что передача нагрузки в паре трения осуществляется через синовиальную жидкость, которая под нагрузкой переходит в жидкокристаллическое состояние близкое по характеристикам к несжимаемому телу [8], что фактически соответствует непосредственному контакту взаимодействующих тел пары.

Схема ЭТБС с ЧРМ на поверхности сферической головки показана на рисунке 1.

В рабочей области сопрягаемых тел на некотором расстоянии S друг от друга на поверхности головки 3 располагаются лунки 5 глубиной h , образующие ЧРМ. Лунки выполнены в виде сферических сегментов, имеющих на поверхности характерный размер d . Данное техническое решение было положено в основу патента на изобретение [9]. Изготовление рельефа можно легко выполнить на небольшом пятиосевом обрабатывающем центре, например, серии Millac 33TU фирмы Okuma.

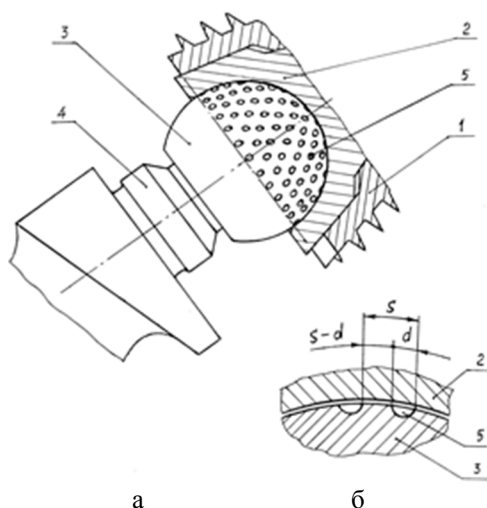


Рисунок 1 – Сферический шарнир тотального эндопротеза тазобедренного сустава:

а – общий вид; б – лунки в увеличенном виде;

1 – чашка; 2 – вставка; 3 – сферическая головка; 4 – ножка; 5 – лунка

В работе [10] показано, что в парах трения металл–металл и металл–полиэтилен сверхвысокого молекулярного веса (СМВПЕ) в ЭТБС преобладает адгезионно–абразивный механизм износа. В связи с этим в известных моделях расчета величины износа в таких конструкциях практически учитываются условия сухого или граничного трения [11,12]. Эти условия были приняты во внимание и при решении поставленной выше задачи как соответствующие экстремальному случаю контакта.

С позиций теории Крагельского И.В. [5] и гипотезы пленочного голодания, учитывая критерий минимума коэффициента трения, мы получим соотношение $S/(S-d)$. В случае упругого ненасыщенного контакта при постоянном объеме смазочного материала в шероховатом слое протяженностью $S-d$ и постоянном сдвиговом сопротивлении $\tau_0 = const$, которое имеет место при толщине пленки $h_f = R_{max1} + R_{max2}$, где R_{max1} , R_{max2} – максимальная высота микронеровностей шероховатых тел, коэффициент трения скольжения f является функцией только контурного давления p_c и определяется [5]:

$$f = \frac{A}{p_c \left(\frac{1}{2\nu+1} \right)} + \beta + B p_c^{\left(\frac{1}{2\nu+1} \right)}, \quad (1)$$

где A и B – константы, определяемые в зависимости от упругих характеристик материалов пары трения (модулей Юнга E_1, E_2 и коэффициентов Пуассона μ_1, μ_2), параметров аппроксимации начальной части опорной кривой ν, b и приведенного радиуса скруглений микронеровностей r , комплексного параметра шероховатости $\Delta = \frac{R_{max}}{rb^{1/\nu}}$, коэффициентов:

гистерезисных потерь при трении α_{Γ} и упрочнения молекулярной связи β .

$$A = \left(\frac{\sqrt{\pi}}{2^{1/2\nu} K_v} \right)^{2\nu/2\nu+1} \frac{\tau_0 \theta^{2\nu/2\nu+1}}{\Delta^{v/2\nu+1}} = const,$$

$$B = 0,19 K_{vf} \left(\frac{2\sqrt{\pi}}{K_v} \right)^{1/2\nu+1} \cdot \alpha_{\Gamma} \theta^{1/2\nu+1} \Delta^{v/2\nu+1} = const.$$

Длины L и L' базовых линий опорных кривых без масляных карманов и с масляными карманами, соответственно, связаны между собой соотношением $L' = L(S-d)/S$. Относительная площадь фактического и контурного контакта $\eta = A_r / A_c$ зависит от параметров ν , b и также пропорциональна длине базовой линии L . Учитывая это, а также зависимость соответственно η и η' от параметров шероховатости ν, b, Δ , упругой постоянной материалов пары $\theta = \frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}$ и контурных давлений p_c, p_c' без масляных карманов и с карманами согласно [5], получим:

$$\frac{S}{S-d} = \left(\frac{p_c'}{p_c} \right)^{\frac{2\nu}{2\nu+1}} \quad (2)$$

Как показано в [5, 13] зависимость контурного давления p_c от номинального p_a можно представить в виде:

$$p_c = K_w \theta^{-0,8} \left(\frac{H_w}{R_w} \right)^{0,4} p_a^{0,2}, \quad (3)$$

где K_w – параметр, определяемый видом волнистости поверхности ($K_w = 0,2$ для цилиндрической волнистости и $K_w = 0,55$ – для сферической);

H_w, R_w – высота и радиус волны, соответственно.

Выразив p_c' из (2) и подставив его в (1), получим:

$$f = \frac{A}{\left(\frac{S}{S-d} \right)^{\frac{1}{2\nu}} \frac{1}{p_c^{2\nu+1}}} + \beta + B \left(\frac{S}{S-d} \right)^{\frac{1}{2\nu}} p_c^{\frac{1}{2\nu+1}}.$$

Дифференцируя полученное выражение по $S/(S-d)$ и приравнявая результат к нулю, получим необходимое условие экстремума (минимума) коэффициента трения f , из которого, учитывая (3), определим:

$$\frac{S}{S-d} = \left(\frac{C}{\frac{2\nu}{\Delta^{2\nu+1}} p_a^{0,4}} \right)^{\nu}, \quad (4)$$

где $C = \frac{A}{\left(K_w \theta^{-0,8} \left(\frac{H_w}{R_w} \right)^{0,4} \right)^{\frac{2}{2\nu+1}}} = const$ – для каждого сочетания материалов пар трения.

В [5,6] влияние шероховатости поверхности на трение и износ предложено оценивать комплексным параметром Δ , который, как показано в [14], является весьма чувствительным и удобным для этих целей. Учитывая (4) после несложных преобразований получим:

$$\Delta = \left(\frac{1}{\left(\frac{S}{S-d} \right)^{\frac{1}{\nu}} \frac{1}{C} p_a^{\frac{0,4}{2\nu+1}}} \right)^{\frac{2\nu+1}{2\nu}} \quad (5)$$

Соотношение (4) получено из условия упругого контакта. В связи с этим оно ограничивается условием перехода материала в пластическое состояние, которое может быть справедливо для критического контурного давления $[p_c]_{cr}$ при возникновении пленочного голодания. В таком случае справедливо следующее неравенство [5]:

$$p_c' \leq [p_c]_{cr} = \frac{5,4^{2v+1} K_v b (c\sigma_T \theta)^{2v} c\sigma_T}{2\sqrt{\pi}\Delta^v}, \quad (6)$$

где σ_T – предел текучести материала;

c – коэффициент упрочнения материала при сжатии выступов неровностей.

С учетом контурного давления (3), определяемого характером волнистости, после подстановки (6) в (2), для случая отсутствия пленочного голодания получим неравенство:

$$\left(\frac{S}{S-d}\right)_{cr} \leq \left(\frac{M}{\Delta^v \cdot p_a^{0,2}}\right)^{\frac{2v}{2v+1}}, \quad (7)$$

где $M = \frac{5,4^{2v+1/2v} K_v b (c\sigma_T \theta)^{2v} c\sigma_T}{2\sqrt{\pi} \cdot K_w \theta^{-0,8} \left(\frac{H_w}{R_w}\right)^{0,4}} = const$ – для каждого сочетания параметров материалов пар трения.

Учитывая (7), выражение (5) в случае отсутствия пленочного голодания представим в виде неравенства:

$$\Delta \leq \left(\frac{1}{\left(\frac{S}{S-d}\right)_{cr}^{\frac{2v+1}{2v}} \cdot \frac{p_a^{0,2}}{M}} \right)^{\frac{1}{v}}. \quad (8)$$

В работе [6] показано, что условию отсутствия пленочного голодания соответствует оптимальное отношение $\left(\frac{S}{S-d}\right)_{opt}$, определяемое по отношению к критическому как:

$$\left(\frac{S}{S-d}\right)_{opt} = (1,1 \dots 1,3) \left(\frac{S}{S-d}\right)_{cr}, \quad (9)$$

а результаты многочисленных экспериментов [14,15] свидетельствуют, что для большинства случаев:

$$\left(\frac{S}{S-d}\right)_{opt} \approx 1,01 \dots 1,7. \quad (10)$$

При вычислении параметра Δ по зависимостям (5) и (8), с учетом рекомендаций, приведенных в [5], использовались следующие значения постоянных параметров: $H_w/R_w = (3 \dots 6) \cdot 10^{-5}$, $v = 1,5 \dots 1,7$, $b = 2,0 \dots 3,5$, $c = 3$, а также значения, приведенные в таблице 1.

Номинальные контактные давления p_a для зависимостей (4) и (7) были получены в программном пакете ANSYS на поверхности головки тотального ЭТБС для пар трения металл–полимер (CoCrMo–СМВПЕ) и металл–металл (CoCrMo–CoCrMo) без микрорельефа и при ЧРМ. Их оценки были выполнены при различных значениях параметров ЧРМ: h/d , d и S . Учитывая рекомендации, приводимые в различных литературных источниках по

параметру h/d ($h/d=0,33$ [17], $h/d=0,03\dots0,11$ [18], $h/d=0,05\dots0,11$ [19]), а также реальные технологические значения d и S , в численных экспериментах использовались следующие параметрические ограничения: $h/d=0,05\dots0,5$; $d=25\dots200$ мкм; $S=50\dots500$ мкм. В паре трения металл–полимер был принят радиальный зазор 0,16мм, согласно исследованиям [20], а для пары металл–металл – 0,06 мм [21].

Таблица 1 – Параметры для расчета Δ .

Параметры	Тип пары трения	
	Металл–металл	Металл–СМВПЕ
τ_0 , МПа	1...2,5	0,2...0,5
μ	0,3	0,46 [16] ⁺
E , МПа	$2,4 \cdot 10^5$	850 [16] ⁺
σ_T , МПа	560	28 ⁺
α_T	0,02	0,08...0,12

Примечание:⁺ Данные для СМВПЕ.

Т.к. функция $p_a = f(h/d, d, S)$ не может быть задана аналитически, предсказать ее поведение в трехмерном кубе, заданном параметрическими ограничениями, достаточно сложно. В связи с этим ее исследование выполнялось в ряде пробных точек. Очевидно, чтобы выявить все особые точки функции, в том числе и возможные экстремумы, количество пробных точек должно быть достаточно большим. Для определения p_a в каждой из них, требуется построение отдельной модели. Это требует больших затрат времени и, вполне возможно, не приведет к технологически значимому результату. Так, например, с технологической точки зрения, значения параметров должны укладываться в определенные поля допусков, которые в данном случае будут одного порядка с параметрическими ограничениями, принятыми выше. Таким образом, в этой работе нами ставилась задача приближенного исследования функции p_a . Тем не менее, даже такой подход позволяет выявить определенные закономерности поведения функции трех переменных.

Пробные расчетные точки выбирались в ограниченном трехмерном пространстве параметров h/d , d и S . С целью получения как можно большей информации об исследуемой функции, было выбрано 20 точек, равномерно распределенных в трехмерном кубе. При этом использовались ЛП– τ последовательности, автоматически генерируемые на основе метода Соболя–Статникова [22]. Однако при анализе p_a использовались только 9 точек, т.к. оставшиеся 11 точек не соответствовали функциональному ограничению (10).

Процесс решения задачи строится на основе ряда последовательно выполняемых этапов. На начальном этапе создаются сопряженные без зазора полномасштабные компоненты пары трения без рельефа в виде 3–D *solid-to-solid* моделей. В моделях приняты наиболее часто применяемые стандартные размеры: диаметр головки $D=32$ мм, толщина полимерной вставки в паре металл–полимер $H=8$ мм, толщина вертлужного компонента в паре металл–металл – $\delta=4$ мм, обеспечивающие достаточную жесткость этих элементов. Для упрощения модели и снижения времени вычислительных операций головка выполнена в виде полусферы, а нагрузка принята в виде сосредоточенной силы F , приложенной в центре головки и действующей вдоль продольной оси модели по направлению к вертлужному компоненту (рисунок 2). Это позволяет свести расчетную схему к простой осесимметричной задаче.

Для повышения точности расчетов и тщательного отслеживания формы поверхности используются сетки конечных элементов в виде *bricks* и *wedges*, сгенерированные в модуле ANSYSICEMCFD, что является очень важным при создании сетки в лунках. При этом количество конечных элементов выбирается таким образом, чтобы результаты решения не отличались в дальнейшем более чем на 1%.

Затем для каждой модели генерируется контактная поверхность. Согласно рекомендациям ANSYS, в качестве расчетной контактной поверхности следует принимать выпуклую поверхность (головка) в паре с вогнутой, если материалы пары имеют одинаковую твердость. Это условие соответствует паре трения металл–металл. Наоборот, если один из материалов пары мягче другого, то в качестве контактной следует принимать поверхность из

более мягкого материала. В паре трения металл–полимер такой поверхностью является вогнутая поверхность вертлужного компонента.

Далее в результате решения контактной задачи *3-D surface-to-surface* с опцией *rough* определяются номинальные контактные давления при заданной внешней силе $F=2600$ Н, превышающей вес человека более чем в 2,5 раза. При этом используются граничные условия в виде жесткого закрепления наружной поверхности вертлужного компонента и *axisymmetric boundary conditions* для остальной модели. Анализ распределения номинальных контактных давлений позволяет выбрать область контактной поверхности модели, на которой получены наибольшие давления. Из этой области вырезается 3-D микроблок контактирующих тел в виде усеченного конуса с вершиной в центре головки (рисунок 2), для которого решается аналогичная контактная задача.

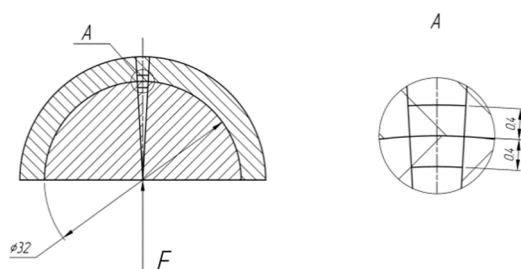


Рисунок 2 – Схема модели пары трения между головкой и вертлужным элементом: в увеличенном виде показан вырезанный микроблок; все размеры указаны в мм.

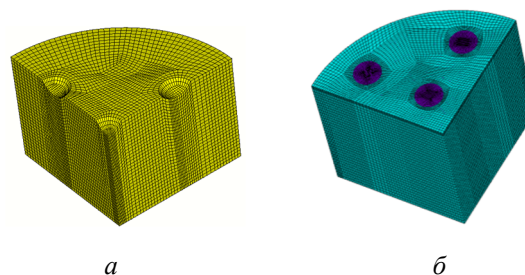


Рисунок 3 – Геометрические модели ¼ элемента головки без закругления кромок с сеткой конечных элементов: а – с 5 лунками, б – с 12 лунками

Размеры элементов микроблока по толщине выбираются из условия постоянства напряжений в форме Мизеса на внешних основаниях конуса вертлужного и бедренного элементов на каждой из поверхностей. Это примерно соответствует толщине 400 мкм для обеих пар трения.

Диаметр конуса в районе сопряженных поверхностей составляет примерно $D = 4S + d$ и определяется для каждой пробной расчетной точки. При этом внешняя нагрузка в виде давления прикладывается к внешней поверхности основания конуса головки и подбирается таким образом, чтобы получить аналогичные с полномасштабной моделью по величине контактные давления.

Применяются граничные условия в виде жесткого закрепления наружной поверхности основания конуса вертлужного элемента и *axisymmetric boundary conditions* для остальной модели. Такой подход позволяет получить расчетную модель микроблока, эквивалентную полномасштабной модели. С другой стороны, на полученной микро поверхности головки моделируется частично регулярный рельеф в виде 5 лунок с лункой в центре для каждой пробной расчетной точки, характеризующейся набором параметров h/d , d и S . Для упрощения создания сетки конечных элементов, кромки лунок выполнены без закруглений, а глубина лунки h определяется из отношения h/d при заданной величине d . Вместе с тем, для проверки адекватности модели для одной из расчетных точек создана модель с 5 лунками на поверхности и с закруглениями кромок радиусом 20 мкм, чтобы уменьшить влияние кромочного эффекта, а также модель с 12 лунками и без закругления их кромок при увеличенной толщине элементов модели.

На рисунке 3 показаны геометрические модели ¼ элемента головки с 5 и 12 лунками без закругления кромок с сеткой конечных элементов, количество которых для общей с вертлужным элементом модели с 5 лунками составляет более 125000, а для другой модели – более 360000. Параметры ЧРМ в указанной точке составляют: $h/d=0,275$; $d=112,5$ мкм; $S=275$ мкм; $h=30,9$ мкм.

В результате решения контактной задачи вместе с распределением нормальных контактных давлений можно оценить напряжения и деформации в любой области головки и вертлужного компонента. В качестве доминирующего критерия оценки качества ЧРМ может быть использовано максимальное нормальное контактное давление $p_{a\max}$. Другие критерии,

учитывающие, например, эквивалентные σ_{eqvmax} и главные $\sigma_{pincmax}$ напряжения на шероховатых поверхностях между лунками и на кромках лунок $\sigma_{eqvmaxedge}$ не противоречат данному критерию, что было установлено в процессе анализа результатов. Однако анализ напряженного и деформированного состояния поверхностей пар трения представляет особый интерес, т.к. при всех прочих равных условиях снижение давления на поверхности между лунками может означать снижение интенсивности износа, а снижение напряжений может указывать на повышение несущей способности пары трения.

В качестве примера решения контактной задачи на рисунке 4, а показано распределение нормальных контактных давлений на полномасштабной выпуклой сферической поверхности головки без рельефа, образующей пару трения с полиэтиленовым вертлужным компонентом, а на рисунках 4, б, в – наиболее нагруженные области поверхности при этой же нагрузке, смоделированные в микроблоке для пар трения металл–полимер и металл–металл, соответственно.

По полученным моделям с набором параметров микрорельефа, соответствующим выбранным прежде пробным расчетным точкам, выполнялось решение контактной задачи для пар трения металл–полимер и металл–металл, где определялись значения обозначенных выше искомым критериев. Но предварительно для обеих пар трения были выполнены решения данной задачи для расчетной точки с различными указанными выше моделями ЧРМ, которая выбрана из условия, что для нее значения выбранных критериев являются достаточно большими по величине. Механические характеристики для материалов пар принимались согласно данным таблицы 1.

Анализ результатов предварительных расчетов показал, что для обеих пар трения при использовании 12–луночной модели без закругления кромок лунок значения всех указанных выше критериев уменьшаются примерно на 6% по сравнению с 5–луночной, что можно заметить на рисунке 5. При этом для 12–луночной модели компьютерное время решения задачи существенно увеличивалось.

Сравнение 5–луночных моделей с закруглениями кромок и без них показывает увеличение критериев $P_{a\max}$, σ_{eqvmax} и уменьшение $\sigma_{eqvmaxedge}$ для обеих пар трения при наличии закруглений лунок. При этом возрастание $P_{a\max}$ и σ_{eqvmax} для обеих пар трения происходит примерно на 5%, а снижение σ_{eqvmax} – на 5% для пары металл–полимер и на 16% для таковой металл–металл. Таким образом, поскольку в рамках принятой концепции решения поставленной задачи получить абсолютно точные по величине значения указанных критериев не представляется возможным, можно оценить лишь их относительное изменение, для чего достаточно воспользоваться простой моделью с 5 лунками и расположением одной из них в центре.

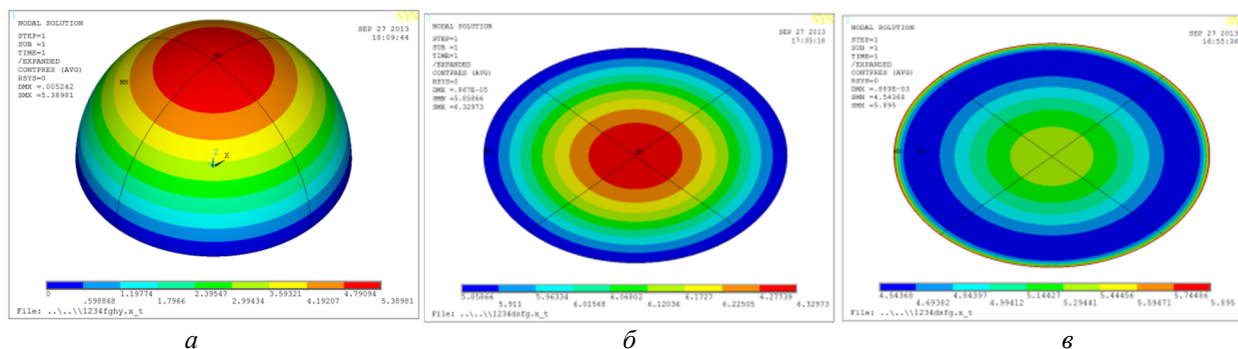


Рисунок 4 – Распределение нормальных контактных давлений на гладкой сферической контактной поверхности головки эндопротеза без рельефа:

- а) полномасштабная поверхность (пара трения металл–полимер);
- б) наиболее нагруженная область поверхности (пара трения металл–полимер);
- в) наиболее нагруженная область поверхности (пара трения металл–металл)

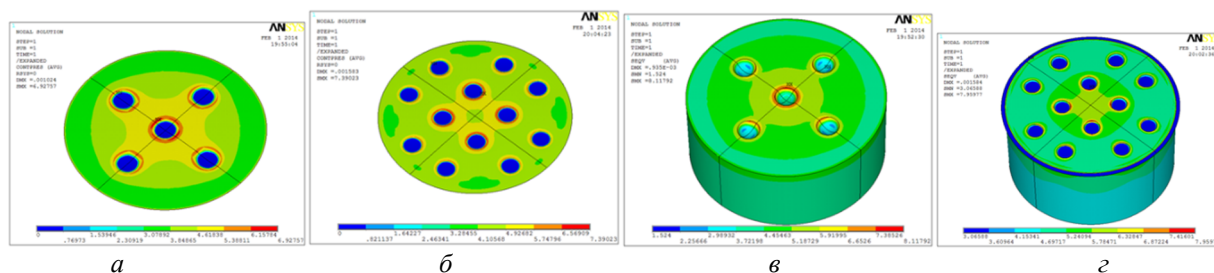


Рисунок 5 – Распределение нормальных контактных давлений $p_{a\max}$ (а, б) и напряжений в форме Мизеса $\sigma_{eqv\max}$, $\sigma_{eqv\max\text{edge}}$ (в, з) на поверхности головки с рельефом пары металл–полимер для моделей с 5 и 12 лунками; $p_{a\max}=3,85...4,62$ МПа (а), $p_{a\max}=4,11...4,92$ МПа (б), $\sigma_{eqv\max}=4,45...5,12$ МПа (в), $\sigma_{eqv\max}=4,7...5,78$ МПа (з), $\sigma_{eqv\max\text{edge}}=7,39$ МПа (в), $\sigma_{eqv\max\text{edge}}=7,42$ МПа (з)

Результаты решения в виде графиков зависимостей различных критериев от параметров h/d , d , S , h и $S/(S-d)$ представлены на рисунках 6, 7 и 8. Значения $p_{a\max}$ и $\sigma_{eqv\max}$ на микро поверхностях для поверхностей без рельефа различных пар трения оказались следующими: металл–полимер – $p_{a\max}=4,82...5,41$ МПа, $\sigma_{eqv\max}=5,57...6,49$ МПа; металл–металл – $p_{a\max}=6,07...6,28$ МПа, $\sigma_{eqv\max}=5,99...6,19$ МПа.

Представленные в графической форме зависимости не следует трактовать как критериальные функции одной переменной, т.к. они получены при одновременном изменении двух других независимых переменных. Эти графики представляют собой проекции кусочно–линейных критериальных функций трех переменных на плоскости, проходящие через оси, соответствующие независимым h/d , d , S и зависимым h и $S/(S-d)$ переменным. Оценивая изменения максимальных нормальных контактных давлений $p_{a\max}$ и напряжений в форме Мизеса $\sigma_{eqv\max}$ между лунками на рисунках 6, 7 и 8 по сравнению с поверхностью без рельефа становится очевидным, что наличие ЧРМ в целом приводит к снижению их величины.

Это можно объяснить, гипотетически, тем, что при определенном соотношении параметров ЧРМ гладкая сопряженная поверхность вертлужного элемента, деформируясь упруго, приобретает волнообразную форму за счет «проваливания» части ее материала в лунку, чем достигается уменьшение его воздействия на поверхность между лунками. Тем самым величина указанных давлений и напряжений здесь уменьшается при заметном увеличении напряжений на кромках лунок из–за их острой формы. Данное явление можно хорошо заметить на рисунке 9, где в увеличенном виде показана картина распределения деформаций поверхности вертлужного элемента в форме Мизеса в паре металл–металл. Кроме того, на рисунках 6, 7 и 8 видно, что снижение $p_{a\max}$ и $\sigma_{eqv\max}$ оказывается наиболее заметным для пары металл–металл. Причем осуществляется оно примерно на одинаковую величину и характерно во всем вышеуказанном диапазоне изменения параметров рельефа h/d , d , S и h , а для некоторых параметров снижение происходит почти в 2 раза, учитывая, что средние значения $p_{a\max}$ и $\sigma_{eqv\max}$ для поверхности без рельефа составляют примерно 6,0 МПа.

С другой стороны, пара металл–полимер, как видно из рисунков 6 и 7, наиболее чувствительна к изменению параметров ЧРМ, хотя, как и для пары металл–металл, практически во всем диапазоне изменения параметров h/d , d , S и h давления $p_{a\max}$ и напряжения $\sigma_{eqv\max}$ также снижаются по сравнению с их минимальными значениями для поверхности без рельефа $p_{a\max}=4,82$ МПа и $\sigma_{eqv\max}=5,57$ МПа, но на меньшую величину чем для пары металл–металл. При этом обнаруживаются локальные минимумы для данных параметров, где напряжения $\sigma_{eqv\max}$ снижаются почти в 2 раза, а давления $p_{a\max}$ – более чем на 25%.

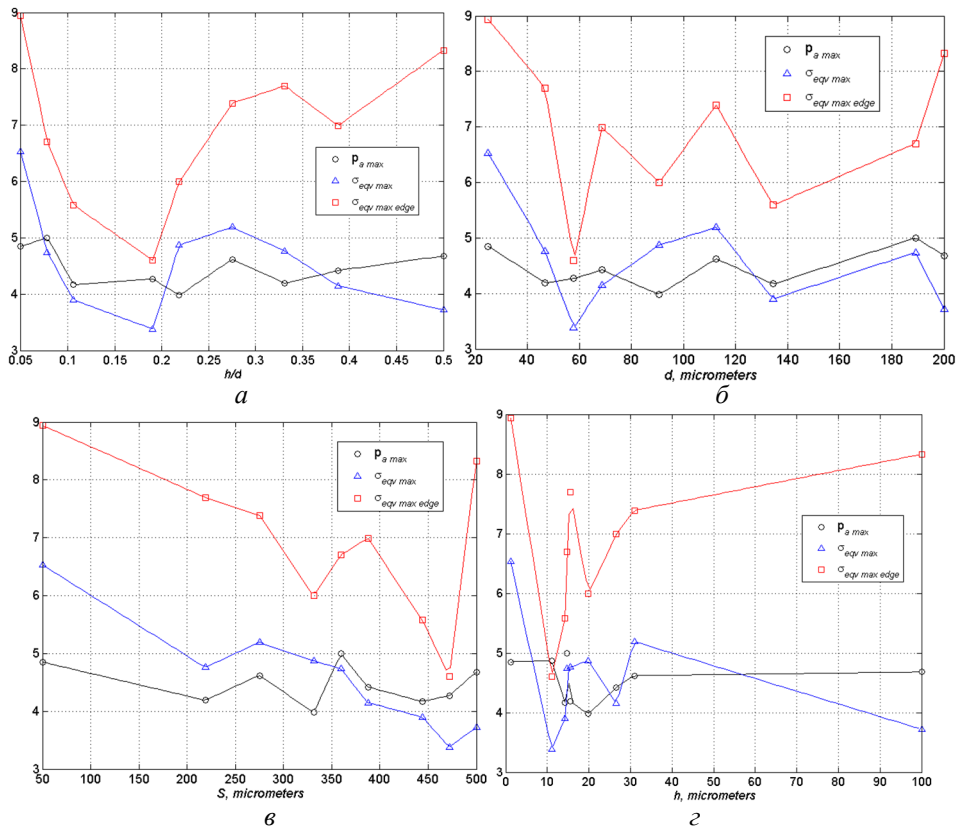


Рисунок 6 – Графики зависимостей критериев $P_a \max$, $\sigma_{eqv \max}$ и $\sigma_{eqv \max \text{ edge}}$ в МПа для пары металл–полимер от параметров: а – h/d , б – d в мкм, в – S в мкм, г – h в мкм

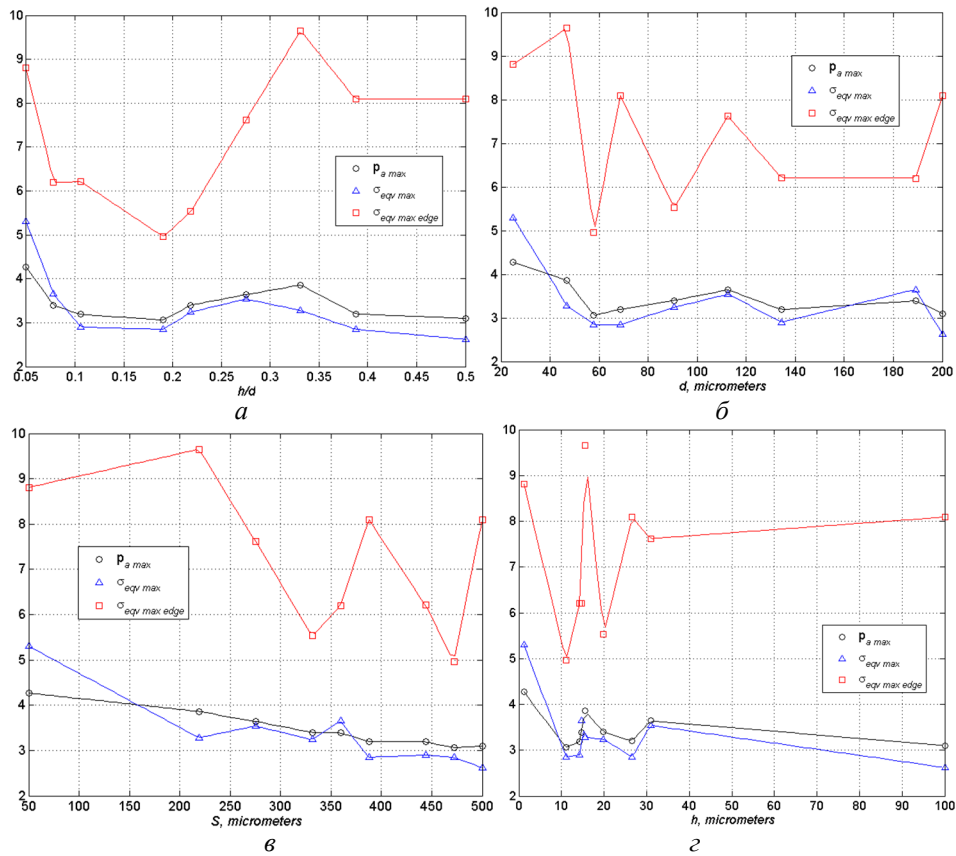


Рисунок 7 – Графики зависимостей критериев $P_a \max$, $\sigma_{eqv \max}$ и $\sigma_{eqv \max \text{ edge}}$ в МПа для пары металл–металл от параметров: а – h/d , б – d в мкм, в – S в мкм, г – h в мкм

Необходимо также отметить, что здесь и напряжения на кромках лунок $\sigma_{eqvmaxedge}$ имеют либо меньшие значения, либо незначительно превышают минимальные напряжения на поверхности без рельефа. В связи с этим для пары металл–полимер можно выделить следующие рациональные диапазоны использования параметров микрорельефа, руководствуясь исключительно приемлемым изменением величин напряжений $\sigma_{eqvmaxedge}$: $h/d=0,08...0,25$, $d=50...190$ мкм, $S=200...480$ мкм, $h=8...30$ мкм. Это же можно рекомендовать и для пары металл–металл. Если же технологически изменить форму кромок лунок путем их закругления, что приводит к снижению напряжений $\sigma_{eqvmaxedge}$, то можно расширить диапазоны изменения указанных параметров, руководствуясь рисунками 6 и 7, но совсем незначительно, как это было отмечено выше. При этом возрастают давления и напряжения между лунками, что является отрицательным фактором, и существенно усложняется технология нанесения рельефа.

Нужно отдельно сказать о величине глубины лунки, которую можно увеличивать для обеих пар трения, поскольку после $h=30$ мкм для пары металл–полимер (рисунок 5, г) величина P_{amax} остается практически постоянной, а σ_{eqvmax} снижается при незначительном увеличении $\sigma_{eqvmaxedge}$. Для пары металл–металл картина выглядит лучше (рисунок 6, г), так как величины P_{amax} и σ_{eqvmax} снижаются при практически постоянной величине $\sigma_{eqvmaxedge}$. Некоторое увеличение глубины лунки оправдано тем, что частицы износа накапливаются в лунках более длительное время, заполняя их по определенному механизму [23, 24], тем самым, снижая износ поверхностей пары и выход частиц в околосуставное пространство. При этом уменьшается вероятность возникновения остеолиза и нестабильности фиксации эндопротеза.

Особо следует обратить внимание на рисунок 8. Здесь для пары металл–полимер (рисунок 8, а) величина отношения $S/(S-d)$ ограничивается верхним пределом 2,5 по величине всех критериев P_{amax} , σ_{eqvmax} и $\sigma_{eqvmaxedge}$, в то время как для пары металл–металл оно может превышать значение 4,0 для случаев конструкции, снижающих напряжения $\sigma_{eqvmaxedge}$.

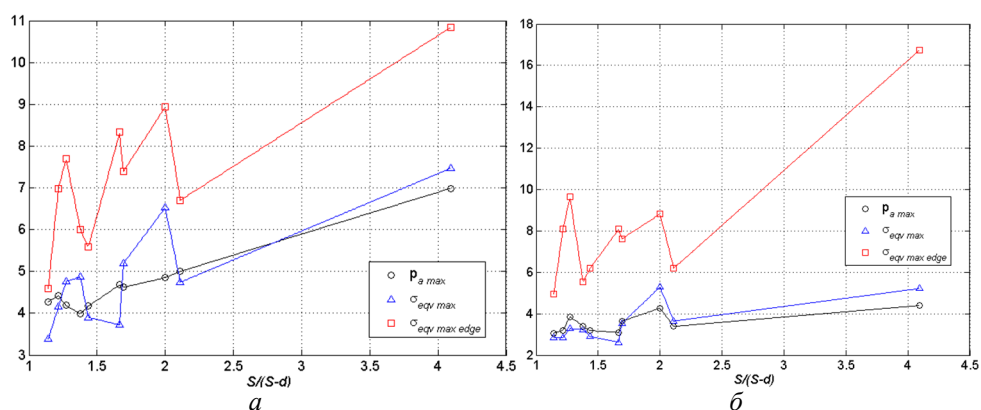


Рисунок 8 – Графики зависимостей критериев P_{amax} , σ_{eqvmax} и $\sigma_{eqvmaxedge}$ в МПа от отношения $S/(S-d)$ для пар: а – металл–полимер, б – металл–металл

Кроме того, отношение $S/(S-d)$ явно коррелирует с плотностью лунок, расположенных в шахматном порядке [7]. Таким образом, в общем случае для обеих пар трения можно рекомендовать диапазон использования данного отношения:

$$S/(S-d)=1,1...2,5, \quad (11)$$

что не противоречит условию (10) и соответствует диапазону плотности рельефа примерно 0,02...0,46.

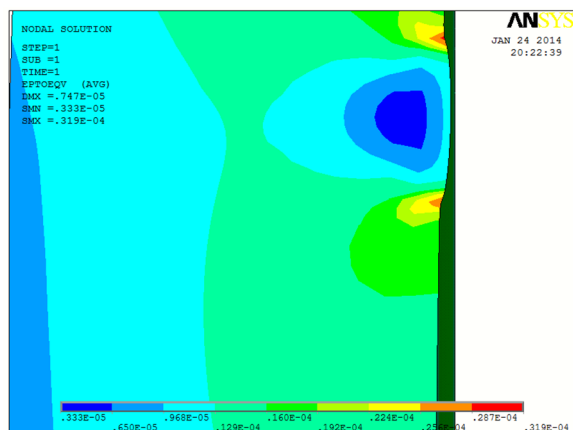


Рисунок 9 – Картина распределения деформаций поверхности вертлужного элемента в форме Мизеса в паре металл–полимер в увеличенном виде

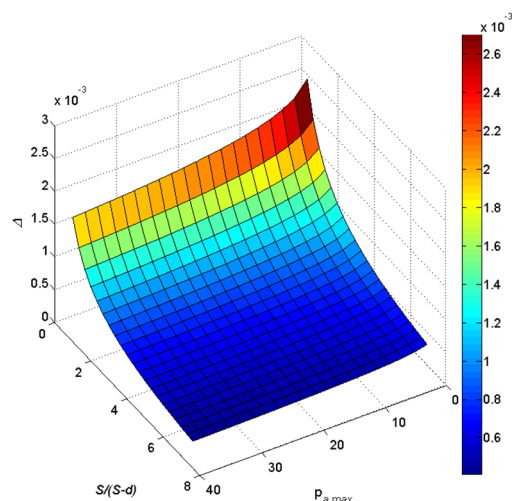


Рисунок 10 – График изменения параметра шероховатости Δ от отношения $S/(S-d)$ и номинального контактного давления p_a

На втором этапе численных экспериментов были выполнены расчеты параметра шероховатости Δ для условий минимума коэффициента трения по зависимости (5) и отсутствия пленочного голодания по неравенству (8) при наличии цилиндрической и сферической волнистости для двух исследуемых видов пар трения. Отношение $S/(S-d)$ изменялось согласно условию (10) при изменении номинальных контактных давлений в диапазоне $p_a = 2...40$ МПа. Результаты расчетов сведены в таблицу 2, в которой для каждого случая расчета диапазон изменения параметра Δ соответствует условию (10) изменения $S/(S-d)$. Вычисленные значения параметра Δ были разделены на группы, что позволило в соответствии с рекомендациями, приведенными в [5], определить для каждой из групп рациональный класс и параметры шероховатости R_a и R_{max} .

Таблица 2 – Результаты расчетов параметра Δ .

Тип пары	Параметры	Минимум коэффициента трения		Отсутствие пленочного голодания	
		Вид волнистости		Вид волнистости	
		Цилиндрическая	Сферическая	Цилиндрическая	Сферическая
Металл–полимер	Δ	0,1 – 0,4	0,04 – 0,24	0,04 – 0,24	0,04 – 0,15
	R_a	0,63–1,25	0,32–0,63	0,32–0,63	0,32–0,63
	$R_{max}(\mu\text{м})$	4–8	2–4	2–4	2–4
	Класс шероховатости	7	8	8	8
Металл–металл	Δ	0,004 – 0,02	0,002 – 0,012	0,0006 – 0,0026	0,0004 – 0,0015
	R_a	0,32–0,63	0,32–0,63	0,08–0,32	0,08–0,32
	$R_{max}(\mu\text{м})$	2–4	2–4	0,2	0,5–2
	Класс шероховатости	8	8	10–9	10–9

В качестве примера расчета на рисунке 10 показан график функции $\Delta = \Delta\left(\frac{S}{S-d}, P_a\right)$

для пары трения металл–металл при условии отсутствия пленочного голодания для цилиндрической волнистости.

Анализ результатов в таблице 2 показал, что коэффициент трения достигает минимума при относительно грубой обработке поверхности и поэтому не является основным критерием, определяющим класс механической обработки поверхности. Им является критерий отсутствия пленочного голодания для обеих пар трения. Причем до более высокого класса шероховатости необходимо обрабатывать поверхность головки для пары металл–металл по сравнению с парой металл–полимер и в случае сферической волнистости по сравнению с цилиндрической.

Выполнив дополнительные вычисления параметра Δ по формуле (8) критерия отсутствия пленочного голодания с учетом полученного сокращенного диапазона отношения $S/(S-d)$ (11), были получены такие же, что и в таблице 2 значения классов шероховатости для пары металл–полимер при обоих видах волнистости, соответствующие 8 классу. Паре металл–металл при обоих видах волнистости соответствует 9 класс шероховатости с параметрами, остающимися в диапазоне, указанном в таблице 2.

В ГОСТ 2789–73 [25] установлены предельные значения базовых длин L профиля в зависимости от класса шероховатости (таблица 3). При этом шаг микрорельефа должен соответствовать условию $S \leq L$. Учитывая это условие, а также рекомендации таблицы 2, величина шага S для пары металл–полимер может достигать верхней границы рекомендуемого выше диапазона в 480 мкм, а для пары металл–металл не должна превышать величины 250 мкм.

Таблица 3 – Предельные значения базовых длин.

Класс шероховатости	L , мм
6–8	0,80
9–12	0,25

Описанные в работе численные эксперименты были выполнены для наиболее экстремальных случаев сухого и граничного трения. Анализ их результатов показал, что изменение параметров частично–регулярного микрорельефа приводит к изменению деформированного состояния в точках, принадлежащих трехмерным локальным областям в окрестностях лунок, что, в свою очередь, сопровождается изменением напряженного состояния. При этом были выявлены характерные особенности функционирования пар трения с элементами поверхностей с частично регулярным микрорельефом.

1. При номинальных контактных давлениях 2...40 МПа, коэффициент трения в диапазоне оптимальных отношений $\left(\frac{S}{S-d}\right)_{opt}$, соответствующих (10), достигает минимума при относительно грубой обработке поверхности и поэтому не является критерием, определяющим отсутствие пленочного голодания.

2. До более высокого класса шероховатости необходимо обрабатывать поверхность головки: для пары металл–металл по сравнению с парой металл–СМВПЕ; в случае сферической волнистости по сравнению с цилиндрической; при увеличении величины отношения $S/(S-d)$ и номинального контактного давления.

3. Увеличение величины номинального контактного давления оказывает слабое влияние на величину параметра Δ . С ростом отношения $S/(S-d)$ рекомендуемый допустимый класс шероховатости возрастает. Значительное изменение начальных параметров, учитываемых в Δ , приводит к максимальному изменению рекомендуемого допустимого класса шероховатости поверхности не более чем на одну единицу.

4. Присутствие рельефа на поверхности головки эндопротеза для обеих пар трения ведет к уменьшению нормальных контактных давлений, максимальных главных и эквивалентных напряжений в форме Мизесана поверхности между лунками по сравнению с поверхно-

стью без рельефа. Это, в свою очередь, при прочих равных условиях, обеспечивает снижение уровня износа и обеспечивает повышение несущей способности пары.

5. Рекомендуемые рациональные параметры микрорельефа составляют: $h/d = 0,08...0,25$, $d=50...190$ мкм, $S=200...480$ мкм, $h=8...30$ мкм, но для пары металл–металл величина шага S не должна превышать 250 мкм. Может быть оправдано увеличение глубины лунки h более 30 мкм с тем, чтобы частицы износа накапливались в лунках более длительное время, снижая тем самым, износ поверхностей пары и выход частиц в околосуставное пространство. Рекомендуемое для обеих пар отношение $S/(S-d)=1,1...2,5$, что соответствует диапазону плотности рельефа примерно 0,02...0,46. Указанные параметры получены при постановке и решении более общей исследовательской задачи и практически соответствуют частным решениям, приведенным в доступных литературных источниках [17–19].

6. Рекомендуемый допустимый класс шероховатости для пары металл–полимер при обоих видах волнистости не ниже 8–го, а для пары металл–металл – не ниже 9–го.

Известно, что основной эффект, оказывающий влияние на улучшение трибологических свойств пары с микрорельефом, достигается за счет аккумуляции смазочной жидкости в лунках, обеспечивающей постоянство смазки трущихся поверхностей. Но, как показывает анализ выполненных численных экспериментов, этот эффект может быть усилен за счет рационального выбора параметров микрорельефа, что является основным результатом данной работы.

Для частной задачи повышения износостойкости эндопротезов тазобедренного и других искусственных суставов, в состав которых входят сферические шарниры, полученные в численных экспериментах результаты позволяют рекомендовать технически обоснованный подход при проектировании сферических пар трения с частично регулярным поверхностным рельефом. Дальнейшие теоретические и экспериментальные исследования в данной области будут посвящены определению интенсивности износа поверхностей пар трения и оптимизации параметров частично регулярного микрорельефа на сферических поверхностях пар трения.

Работа выполнена при поддержке Министерством образования и науки Российской Федерации в рамках базовой части государственного заказа в сфере научной деятельности с регистрационным номером 115041610028.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Shanbhag, A.S. Composition and morphology of wear debris in failed uncemented total hip replacement / A.S. Shanbhag, J.J. Jacobs, T.T. Giant, et al. // J Bone Joint Surg Br. – 1994. – Vol. 76. – pp. 60 – 67.
2. Yoon, T.R. Osteolysis in association with a total hip arthroplasty with ceramic bearing surfaces / T.R. Yoon, S.M. Rowe, S.T. Jung, et al. // J Bone Joint Surg Am. – 1998. – Vol. 80. – pp. 1459 – 1468.
3. Wait, M. Tissue reaction to CoCr wear debris from metal on metal total hip replacements / M. Wait, P. Ealker, G. Blunn // Trans Europ Orthop Res Soc. – 1995. – Vol. 5. – pp. 160.
4. Zhao, J. A finite element analysis of surface pocket effects in Hertzian line contact / J. Zhao, F. Sadeghi, H. Nixon // ASME Journal of Tribology. – 2000. – Vol. 122. – pp. 47 – 54.
5. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
6. Крагельский, И.В. Фрикционные автоколебания / И.В. Крагельский, Н.В. Гитис. – М.: Наука, 1987. – 183 с.
7. ГОСТ 24773 – 1981. Поверхности с регулярным микрорельефом. Классификация, параметры и характеристики. – М.: Изд-во стандартов. – 14 с.
8. Купчинов, Б.И. Биотрибология синовиальных суставов / Б.И. Купчинов, С.Ф. Ермаков, Е.Д. Белоенко. – Минск: Веды, 1997. – 272 с.
9. Патент 2303962 РФ, МПК⁷ А61F2/32. Сферический шарнир эндопротеза тазобедренного сустава / В.Л. Харчин, В.И. Пахалюк, М.И. Калинин и др. – № 2003102300; заяв. 27.01.03; опубл. 10.08.07, Бюлл. № 22.
10. Nusbaum, H.J. Wear mechanisms for ultra-high molecular weight polyethylene in the total hip prosthesis / H.J. Nusbaum, R.M. Rose, I.L. Paul, et al. // J Appl Polymer Sci. – 1979. – Vol. 23. – pp. 777 – 789.
11. Maxian, T.A. Sliding-distance-coupled finite element formulations for polyethylene wear in total hip / T.A. Maxian, T.D. Brown, D.R. Pedersen, J.J. Callaghan // J Biomech. – 1996. – Vol. 27. – pp. 687–692.
12. Kang, L. A simple fully integrated contact-coupled wear prediction for ultra-high molecular weight polyethylene hip implants / L. Kang, A.L. Galvin, Z.M. Jin, J. Fisher // Proc. I Mech E Part H: J Engineering in Medicine. – 2006. – Vol. 220. – pp. 33 – 46.
13. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. В 2-х кн. / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. – М.: Машиностроение, 1978. – Кн. 1. – 1978. – 400 с.

14. Комбалов, В.С. Оценка триботехнических свойств контактирующих поверхностей / В.С. Комбалов. – М.: Наука, 1983. – 136 с.
15. Шнейдер, Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом / Ю.Г. Шнейдер. – Ленинград: Машиностроение, 1982. – 348 с.
16. Bergstrom, J.S. Prediction of multiaxial mechanical behavior for conventional and highly crosslinked UHMWPE using a hybrid constitutive model / J.S. Bergstrom, C.M. Rimnac, S.M. Kurtz // *Biomaterials*. – 2003. – Vol. 24. – pp. 1365 – 1380.
17. Zhang, B. Comparison of the effects of surface texture on the surfaces of steel and UHMWPE / B. Zhang, W. Huang, J. Wang, X. Wang // *Tribology International*. – 2013. – Vol. 65. – pp. 138 – 145.
18. Koszela, W. The effect of oil pockets size and distribution on wear in lubricated sliding / W. Koszela, P. Pawlus, L. Galda // *Wear*. – 2007. – Vol. 263. – pp. 1585 – 1592.
19. Gualtieri, E. Improving tribological properties of steels by surface texturing and coating. PhD Thesis, Universitàdeglistudi di Modena and Reggio Emilia, Italy, 2010. – 106 p.
20. Jalali-Vahid, D.I. Prediction of lubricating film thickness in UHMWPE hip joint replacements / D.I. Jalali-Vahid, M. Jagatia, Z.M. Jin, D. Dowson // *J Biomech*. – 2001. – Vol. 34. – Issue 2. – pp. 261 – 266.
21. Rieker, C. In vitro comparison of the two hard-hard articulations for total hip replacements / C. Rieker, R. Konrad, R. Schon // *Proc. IMechE Part H: J Engineering in Medicine*. – 2001. – Vol. 215 (H2). – pp. 153 – 160.
22. Соболев, И.М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 110 с.
23. Varenberg, M. Different aspects of the role of wear debris in fretting wear / M. Varenberg, G. Halperin, I. Etsion // *Wear*. – 2002. – Vol. 252. – pp. 902 – 910.
24. Volchok, A. The effect of regular microtopography on fretting fatigue life / A. Volchok, G. Halperin, I. Etsion // *Wear*. – 2002. – Vol. 253. – pp. 509 – 515.
25. ГОСТ 2789 – 1973. Шероховатость поверхности. Параметры и характеристики. – М.: Изд-во стандартов. – 6 с.

Пахалюк Владимир Иванович
 ФГАОУ ВО «Севастопольский
 государственный университет»
 Кандидат технических наук, до-
 цент, зав. кафедрой
 «Техническая механика и машино-
 ведение»
 ул. Университетская 33,
 г. Севастополь, 299053
 Тел. 8 (692) 435–161
 E-mail: vpakhaliuk@gmail.com

Калинин Михаил Иванович
 ФГАОУ ВО «Севастопольский
 государственный университет»
 Кандидат технических наук, до-
 цент кафедры
 «Техническая механика и машино-
 ведение»
 ул. Университетская 33,
 г. Севастополь, 299053
 Тел. 8 (692) 435–161
 E-mail: kalininsev@mail.ru

Поляков Александр Михайлович
 ФГАОУ ВО «Севастопольский
 государственный университет»
 Кандидат технических наук, до-
 цент кафедры
 «Техническая механика и машино-
 ведение»
 ул. Университетская 33,
 г. Севастополь, 299053
 Тел. 8 (692) 435–161
 E-mail: a.m.poljakov@sevsu.ru

V.I. PAKHALYUK, A.M. POLYAKOV, M.I. KALININ

RATIONING PARAMETERS PARTIALLY REGULAR MICRORELIEF ON THE SURFACE OF THE HEAD TOTAL HIP ENDOPROSTHESIS

The theoretical study and evaluation of stress-strain condition of the friction pair's surfaces of total hip joint prosthesis with partially regular texture on a ball head surface, depending on the values of its characteristic parameters, using finite element modeling are performed. It has allowed formulating the recommendations for dimple's spacing rationing and the extent of a surface rough site with partially regular texture, aiming to increase the prosthesis' lifespan. The problem is solved from the condition of dry or boundary lubrication. For the indicated range of nominal contact pressure in hip joint, the quantitative evaluation of allowable roughness classes to which it is necessary to process the ball head surface for metal-on-metal and metal-on-polymer friction pairs are obtained, considering the dimples' spacing and size on the surface.

Keywords: prosthesis, sliding contact, partially regular surface texture, analytical approach, finite element simulation.

BIBLIOGRAPHY

1. Shanbhag, A.S. Composition and morphology of wear debris in failed uncemented total hip replacement / A.S. Shanbhag, J.J. Jacobs, T.T. Giant, et al. // *J Bone Joint Surg Br*. – 1994. – Vol. 76. – pp. 60 – 67.

2. Yoon, T.R. Osteolysis in association with a total hip arthroplasty with ceramic bearing surfaces / T.R. Yoon, S.M. Rowe, S.T. Jung, et al. // *J Bone Joint Surg Am.* – 1998. – Vol. 80. – pp. 1459 – 1468.
3. Wait, M. Tissue reaction to CoCr wear debris from metal on metal total hip replacements / M. Wait, P. Ealker, G. Blunn // *Trans Europ Orthop Res Soc.* – 1995. – Vol. 5. – pp. 160.
4. Zhao, J. A finite element analysis of surface pocket effects in Hertzian line contact / J. Zhao, F. Sadeghi, H. Nixon // *ASME Journal of Tribology.* – 2000. – Vol. 122. – pp. 47 – 54.
5. Kragelskiy, I.V. Osnovy raschetov na treniye i iznos / I.V. Kragelskiy, M.N. Dobychin, V.S. Kombalov. – M.: Mashinostroyeniye, 1977. – 526 s.
6. Kragelskiy, I.V. Friksionnyye avtokolebaniya / I.V. Kragelskiy, N.V. Gitis. – M.: Nauka, 1987. – 183 s.
7. GOST 24773 – 1981. Poverkhnosti s regulyarnym mikrorelyefom. Klassifikatsiya, parametry i kharakteristiki. – M.: Izd-vo standartov. – 14 s.
8. Kupchinov, B.I. Biotribologiya sinovialnykh sustavov / B.I. Kupchinov, S.F. Yermakov, Ye.D. Beloyenko. – Minsk: Vedy, 1997. – 272 s.
9. Patent 2303962 RF, MPK7A61F2/32. Sfericheskiy sharnir endoproteza tazobedrennogo sustava/ V.L. Kharchin, V.I. Pakhalyuk, M.I. Kalinin i dr. – № 2003102300; zayav. 27.01.03; opubl. 10.08.07, Byull. № 22.
10. Nusbaum, H.J. Wear mechanisms for ultra-highmolecular weight polyethylene in the total hip prosthesis / H.J. Nusbaum, R.M. Rose, I.L. Paul, et al. // *J Appl Polymer Sci.* – 1979. – Vol. 23. – p.p. 777 – 789.
11. Maxian, T.A. Sliding-distance-coupled finite element formulations for polyethylene wear in total hip / T.A. Maxian, T.D. Brown, D.R. Pedersen, J.J. Callaghan // *J Biomech.* – 1996. – Vol. 27. – pp. 687–692.
12. Kang, L. A simple fully integrated contact-coupled wear prediction for ultra-high molecular weight polyethylene hip implants / L. Kang, A.L. Galvin, Z.M. Jin, J. Fisher // *Proc. I Mech E Part H: J Engineering in Medicine.* – 2006. – Vol. 220. – pp. 33 – 46.
13. Treniye, iznashivaniye i smazka: Spravochnik. V 2-kh kn. / Pod red. I.V. Kragelskogo, V.V. Alisina. – M.: Mashinostroyeniye, 1978. – Kn. 1. – 1978. – 400 s.
14. Kombalov, V.S. Otsenka tribotekhnicheskikh svoystv kontaktiruyushchikh poverkhnostey / V.S. Kombalov. – M.: Nauka, 1983. – 136 s.
15. Shneyder, YU.G. Ekspluatatsionnyye svoystva detaley s regulyarnym mikrorelyefom / YU.G. Shneyder. – Leningrad: Mashinostroyeniye, 1982. – 348 s.
16. Bergstrom, J.S. Prediction of multiaxial mechanical behavior for conventional and highly crosslinked UHMWPE using a hybrid constitutive model / J.S. Bergstrom, C.M. Rimnac, S.M. Kurtz // *Biomaterials.* – 2003. – Vol. 24. – pp. 1365 – 1380.
17. Zhang, B. Comparison of the effects of surface texture on the surfaces of steel and UHMWPE / B. Zhang, W. Huang, J. Wang, X. Wang // *Tribology International.* – 2013. – Vol. 65. – pp. 138 – 145.
18. Koszela, W. The effect of oil pockets size and distribution on wear in lubricated sliding / W. Koszela, P. Pawlus, L. Galda // *Wear.* – 2007. – Vol. 263. – pp. 1585 – 1592.
19. Gualtieri, E. Improving tribological properties of steels by surface texturing and coating. PhD Thesis, Università degli studi di Modena and Reggio Emilia, Italy, 2010. – 106 p.
20. Jalali-Vahid, D.I. Prediction of lubricating film thickness in UHMWPE hip joint replacements / D.I. Jalali-Vahid, M. Jagatia, Z.M. Jin, D. Dowson // *J Biomech.* – 2001. – Vol. 34. – Issue 2. – pp. 261 – 266.
21. Rieker, C. In vitro comparison of the two hard-hard articulations for total hip replacements / C. Rieker, R. Konrad, R. Schon // *Proc. IMechE Part H: J Engineering in Medicine.* – 2001. – Vol. 215 (H2). – pp. 153 – 160.
22. Sobol, I.M. Vybory optimalnykh parametrov v zadachakh so mnogimi kriteriyami / I.M. Sobol, R.B. Statnikov. – M.: Nauka, 1981. – 110 s.
23. Varenberg, M. Different aspects of the role of wear debris in fretting wear / M. Varenberg, G. Halperin, I. Etsion // *Wear.* – 2002. – Vol. 252. – pp. 902 – 910.
24. Volchok, A. The effect of regular microtopography on fretting fatigue life / A. Volchok, G. Halperin, I. Etsion // *Wear.* – 2002. – Vol. 253. – pp. 509 – 515.
25. GOST 2789 – 1973. Sherokhovatost poverkhnosti. Parametry i kharakteristiki. – M.: Izd-vo standartov. – 6 s.

Pakhalyuk Vladimir Ivanovich
FSAEI IN «Sevastopol State University»
Ph.D., Associate Professor, Head. the Chair
«Technical Mechanics and Engineering»
st. University 33, Sevastopol, 299053
Ph. 8 (692) 435–161
E-mail: vpakhaliuk @ gmail.com

Kalinin Mikhail Ivanovich
FSAEI IN «Sevastopol State University»
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
«Technical Mechanics and Engineering»
st. University 33, Sevastopol, 299053
Ph. 8 (692) 435–161
E-mail: kalininsev@mail.ru

Polyakov Aleksandr Mikhaylovich
FSAEI IN «Sevastopol State University»
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
«Technical Mechanics and Engineering»
st. University 33, Sevastopol, 299053
Ph. 8 (692) 435–161
E-mail: a.m.poljakov@sevsu.ru

КОНТРОЛЬ, ДИАГНОСТИКА, ИСПЫТАНИЯ

УДК: 621.821: 621.316

С.В. КОРОТКЕВИЧ, О.В. ХОЛОДИЛОВ, В.В. КРАВЧЕНКО, Д.Ю. БЕЛОНОГИЙ

КОНТРОЛЬ СОСТОЯНИЯ ОПОР КАЧЕНИЯ ФИЗИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Обосновано использования методов электрорезистивного и акустической эмиссии для диагностики подшипниковых узлов по состоянию поверхности раздела. Разработаны устройства, электрическая схема и методики контроля состояния опор качения. Установлены закономерности критерии, по которым можно осуществлять входной контроль подшипников и оценивать качество их изготовления. Установлена корреляция между параметрами электрической проводимости и акустической эмиссии при проведении входного контроля опор качения. Показано, что электрорезистивный метод является более чувствительным чем метод акустической эмиссии.

Ключевые слова: поверхность, подшипники качения, контактное сопротивление, акустическая эмиссия, входной контроль, опоры качения.

Подшипник качения (ПК) является самым распространенным и наиболее уязвимым элементом любого роторного механизма. Подшипники осуществляют пространственную фиксацию вращающихся роторов и воспринимают основную часть статических и динамических усилий, возникающих в механизме. Поэтому техническое состояние подшипников является важнейшей составляющей, определяющей работоспособность устройства в целом.

В настоящее время остро стоит проблема входного контроля подшипников качения, т. е. получение сверхприбыли является одной из главных задач современного рынка производителей. Даже закупка у авторитетных поставщиков не может обезопасить от приобретения контрафактной (поддельной) продукции низкого качества. Обычно подделываются изделия известных марок верхнего ценового сегмента. Однако подшипники с отклонениями от норм качества встречаются в продукции всех производителей. Так, если у дорогих брендов (SKF, FAG-INA, SNR, NSK) выбраковка некачественных изделий $\leq 2\%$, то у производителей нижнего ценового диапазона (KG, ХАРП, UBP) она достигает 80 %.

Качество подшипников оценивается по следующим критериям: шумовые характеристики (оцениваются в децибеллах в трех стандартных полосах виброчастот); радиальный зазор; геометрические параметры; твердость материала элементов и ее однородность; качество поверхностей; химический состав материалов (при необходимости); осевая игра (для радиально-упорных подшипников). По результатам диагностики составляется заключение по каждому подшипнику с рекомендацией по применению: «годен», «ограниченно годен» либо «непригоден». Проведение входного контроля подшипников качения позволяет исключить применение некачественных изделий и избежать внеплановых остановок, аварий и рекламаций, что особо важно для агрегатов, остановка и разборка которых затруднены.

Повышение достоверности оценки состояния работоспособности ПК требует подхода, основанного на применении совокупности различных методов, поскольку каждый из них обладает разной чувствительностью, имеет свою область применимости ограничивающую возможность использования [1]. Техническое состояние подшипника качения при его оценке может быть охарактеризовано **прямыми** и **косвенными** параметрами.

Прямые параметры непосредственно характеризуют техническое состояние подшипника, например, радиальный и осевой зазоры, биения колец собранного подшипника, разномасштабность тел качения, параметры микро- и макрогеометрии рабочих поверхностей, угол контакта, характеристики локальных дефектов и т. п.

Косвенные параметры характеризуют техническое состояние подшипника опосредованно, по каким-либо свойствам или признакам работающей опоры, например, температура, вибрация, момент трения, кинематические соотношения, электрическая проводимость, генерируемая ЭДС, концентрация продуктов износа в смазке и т. п.

Электрические методы обладают рядом неоспоримых преимуществ, которые заключаются, прежде всего, в том, что объективная информация о состоянии подшипника поступает непосредственно из зон трения его деталей в форме электрического сигнала, удобного для дальнейшего преобразования и обработки. При этом нет необходимости в использовании дополнительных первичных преобразователей – электронное средство диагностирования подключается непосредственно к кольцам контролируемого подшипника (к валу и корпусу опоры), что позволяет создавать сравнительно простые, практически безынерционные и высоко чувствительные средства диагностирования и обуславливает интенсивное развитие данной группы методов в последнее время.

Существенным отличием разработанного нами метода электрофизического зондирования от описанного в работе [2] является то, что он основывается на измерении падения напряжения от постоянного источника напряжения на исследуемом объекте, а не от переменного источника напряжения, что существенно упрощает техническую реализацию данного метода на практике, т. к. не требует сравнения частот несущего информационного сигнала, например, от дефекта подшипника, которая напрямую зависит от скорости вращения подшипника, с частотой от источника напряжения и соответственно с частотой появления пороговых значений, характеризующих состояние поверхности тел качения, колец и толщины граничного смазочного слоя. Кроме того, техническая реализация разработанного нами метода не требует применение ртутных токосъемников, что значительно расширяет его область применения.

Цель работы – разработка метода и средств входного контроля подшипников качения с использованием различных физических методов и определения наиболее информативных параметров, позволяющих оценивать изменение состояния поверхности раздела тел качения и появление дефектов.

Материалы и методика исследований. Объектом исследования являлись подшипники качения (рисунок 1) различных производителей: 1 – АПП 6203RS (КНР, Россия «АПП групп»); 2 – 6–180203 С17 (КНР, Россия «ГПЗ»); 3 – 6202–2RS d16 C3 (США, Perfect fit industries, inc. Florida), 4 – ZVL 6302/16 (Словакия).

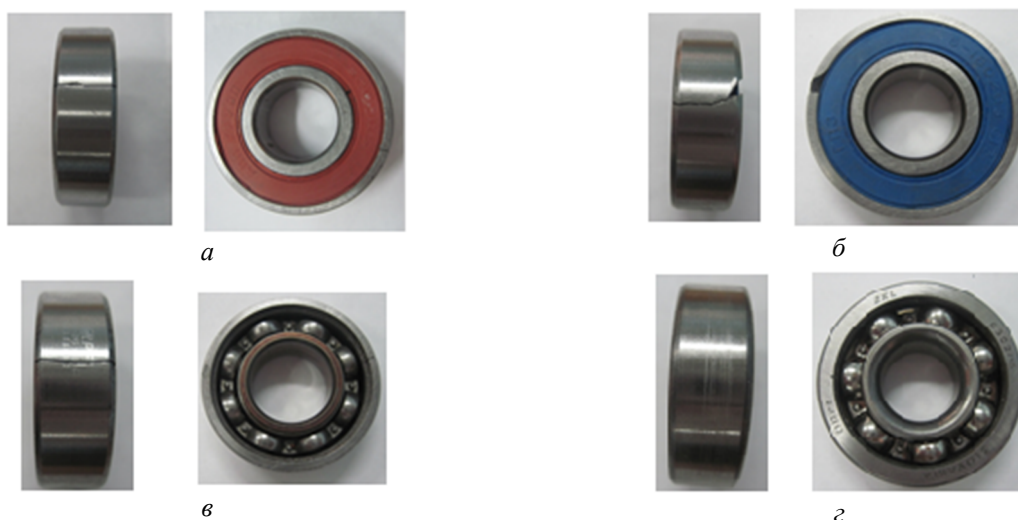


Рисунок 1 – Подшипники качения с дефектами:

*а – АПП 6203RS (КНР, Россия «АПП групп»); б – 6–180203 С17 (КНР, Россия «ГПЗ»);
в – 6202–2RS d16 C3 (США, Perfect fit industries, inc. Florida), г – ZVL 6302/16 (Словакия).*

Программное обеспечение, установленное на персональном компьютере, ноутбуке или отдельном электронном блоке позволяет проводить статистический анализ результатов измерений параметров контролируемых подшипников и формировать протоколы измерения в соответствии с требованиями производителей подшипников. В программном обеспечении стенда реализованы следующие методы диагностики подшипников: анализ триботехнических параметров (момент трения, температура), резистивный, акустико–эмиссионный. Контроль момента (коэффициента) трения и температуры являются рекомендательными методами, и позволяют получить более полную информацию по состоянию подшипников.

Применение данных методов позволяет контролировать состояние всех элементов подшипника (внутренняя и внешняя обоймы, тела качения, сепаратор), а именно: износ рабочих поверхностей, наличие сколов, раковин и трещин на обоймах, раковин, сколов и трещин на телах качения и состояние смазочного материала.

Были исследованы подшипники как в состоянии заводской поставки, так и с искусственно созданными дефектами в виде трещин и сколов на внешних кольцах (рисунок 1).

Был разработан стенд, в котором реализована упорно–осевая схема нагружения подшипника [3]. Стенд состоит из приводной установки и измерительно–управляющего модуля. Приводная установка позволяет обеспечить зажим, центрирование, вращение, создание упорно–осевой нагрузки на контролируемый подшипник. Измерительно–управляющий модуль управляет приводом вращения и осуществляет регистрацию момента трения, температуры, контактного сопротивления, акустического и вибрационного сигналов. Разработано программное обеспечение и осуществлена автоматизация стенда посредством аналого–цифрового преобразования регистрируемых параметров: нагрузка, момент трения, температура, акустическая эмиссия, контактное сопротивление. Обработка и сохранение оцифрованных значений скорости счета АЭ, момента трения, температуры и контактного сопротивления производится одновременно.

Регистрация параметров осуществлялась при ступенчатом нагружении подшипника в области от 30–300 Н. Перед проведением испытаний подшипники промывались в керосине от заводской смазки. Линейная скорость вращения подшипника составляла $\approx 0,7$ м/с. Подшипник помещался в металлический цилиндр, внутренняя часть которого сделана в виде конуса. Упорно–осевое нагружение подшипника осуществляется сверху посредством конуса, вращающегося с заданной частотой.

Электрическая схема содержит магазин сопротивлений R_2 , последовательно соединенный с регистрируемым контактным сопротивлением R_c (рисунок 2). Максимальное напряжение между разомкнутыми электродами составляет 50 мВ, что исключает пробой граничного слоя и изменение его физико–механических свойств [4].

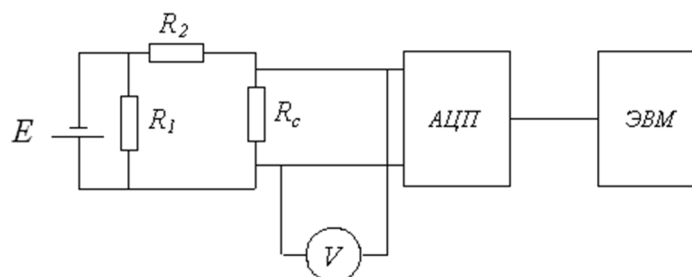


Рисунок 2 – Электрическая схема измерения контактного сопротивления

Точность регистрации контактного сопротивления определялась значениями калибровочного сопротивления R_2 : 1; 10; 100 Ом и 1; 10; 100; 1000 кОм, выставляемыми на магазине сопротивлений (рисунок 3). При испытаниях регистрируют величину падения напряжения, а значение сопротивления пересчитывают исходя из параметров электрической схемы [1]. Для повышения точности измерения контактного сопротивления, уровень регистрируемого R_c должен быть того же порядка, что и выставляемое на магазине сопротивлений R_2 (см. рисунок 3). Можно оценивать толщину ГСС до 1,5 нм, увеличивая значения R_2 на несколько порядков. Необходимо отметить, что точность оценки толщины ГСС, коррелирует с точностью её оценки методом послойного травления в среде аргона и анализа химического состава поверхностного слоя с использованием рентгенофотоэлектронной спектроскопии [4].

Нами было разработано устройство регистрации АЭ [5]. Была проведена оптимизация фильтра высоких частот и амплитудного детектора, выделяющего низкочастотную огибающую АЭ–сигнала, что позволило улучшить характеристики измерительного канала в диапазоне частот 100 кГц–1МГц. Использованные схемотехнические решения позволили значительно уменьшить уровень влияния посторонних факторов (вибраций, электромагнитных наводок) и повысить чувствительность измерительной схемы в целом.

Результаты исследований и их обсуждение. Было установлено, что при ступенчатом радиально–упорном нагружении вращающихся подшипников среднее значение контактного сопротивления у подшипников 3, 4 на один–два порядка выше по сравнению с подшипника-

ми 1, 2 (рисунок 3). Значения контактного сопротивления определяются площадью фактического контакта сопряжённых тел, которая, в свою очередь, зависит от их твёрдости и шероховатости, т. е. от способа обработки поверхности (цементирование, азотирование и т.д.) и финишной технологии обработки поверхности [1].

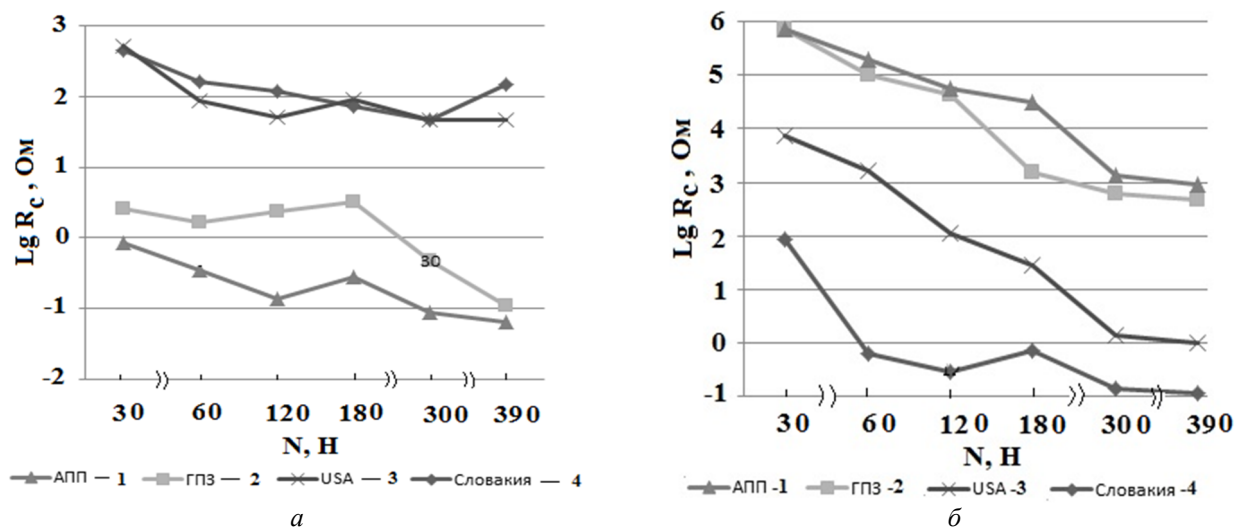


Рисунок 3 – Зависимость контактного сопротивления от нагрузки:
а – подшипники без дефектов, б – подшипники с дефектами

С целью выяснения возможного способа обработки поверхностного слоя и технологии обработки поверхности колец подшипника был осуществлён анализ поверхности кольца подшипника 3 с помощью растровой электронной (РЭМ) и атомно-силовой (АСМ) микроскопии.

Анализ изображений показал, что высокая чистота и структурная однородность поверхности подшипниковых сталей получаются, как правило, после двух последовательных переплавов: сначала электрошлакового, а затем вакуумно-дугового [6]. В результате формируется структура характерная для мелкозернистого перлита (рисунок 4).

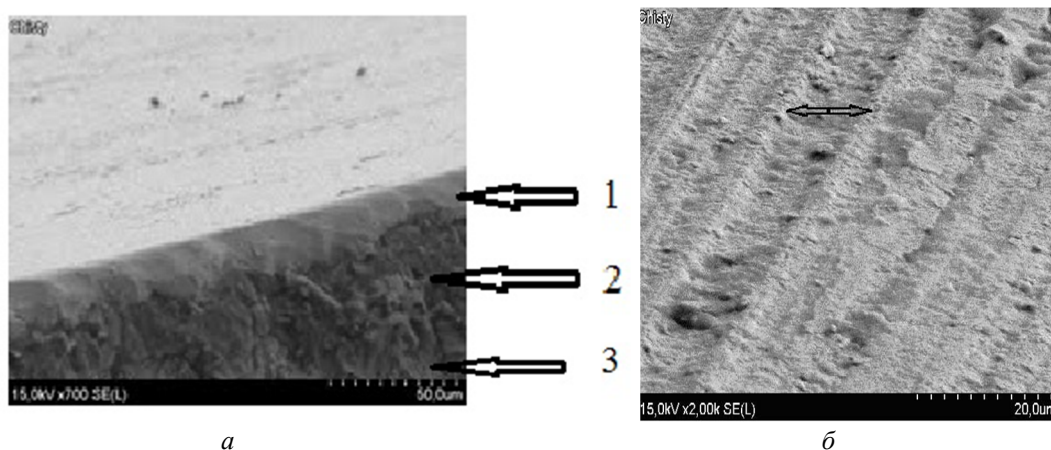


Рисунок 4 – РЭМ-изображения скола кольца (а) и следы обработки поверхности (б) подшипника 3

Кольца и шарики подшипников для увеличения твёрдости и износостойкости подвергают химико-термической обработки, насыщая поверхностный слой металла углеродом и азотом. В результате сталь приобретает высокую твёрдость на поверхности; низкую склонность к задирам; высокий предел выносливости; высокую кавитационную стойкость и хорошую сопротивляемость коррозии в атмосфере. Износостойкость азотированной стали в 1,5–4 раза выше износостойкости закаленных высокоуглеродистых и цементованных сталей [6]. После азотирования с добавками углеродсодержащих газов на поверхности образуется карбонитридная или карбоксинитридная зоны толщиной 7–25 мкм [6], что соответствует толщине первого слоя (≈ 20 мкм) поверхности подшипника (рисунок 4, а, 1, 2).

Кроме того, азотированный слой хорошо обрабатывается, а именно, шлифуется и полируется, о чём свидетельствует электронно-микроскопический снимок поверхности кольца (рисунок 4, б).

Из электронно-микроскопического изображения поверхности кольца подшипника отчётливо видны вдоль дорожек качения характерные параллельные друг другу следы обработки поверхности. Расстояние между ними составляет $\approx 8\text{--}12$ мкм (рисунок 4, б).

АСМ-изображение внутренней поверхности внешнего кольца подшипника 3 приведено на рисунок 5. Известно, что чем выше класс шероховатости внутренней поверхности колец, тем меньше механическая составляющая коэффициента трения и, следовательно, продолжительнее ресурс работы подшипника [1, 7, 8]. Анализ АСМ-изображения поверхности внешнего кольца подшипника показал, что максимальная высота $\approx 2,8$ мкм (рисунок 5).

Химический состав поверхности кольца подшипника 3 исследовался методом Оже-спектроскопии (рисунок 6). Было установлено присутствие азота (N).

Анализ электронно-микроскопических и АСМ-изображений внутреннего кольца подшипника 3 указывает на более высокую технологию производства и качество сборки.

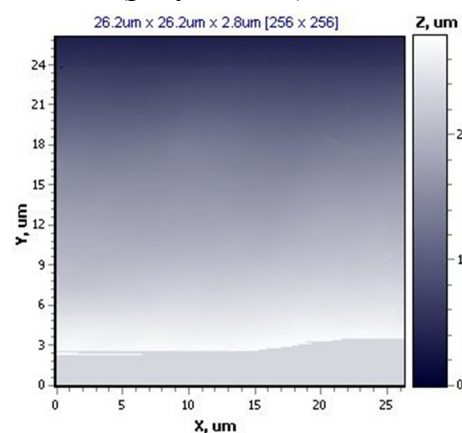


Рисунок 5 – АСМ-изображение внутренней поверхности внешнего кольца подшипника 3

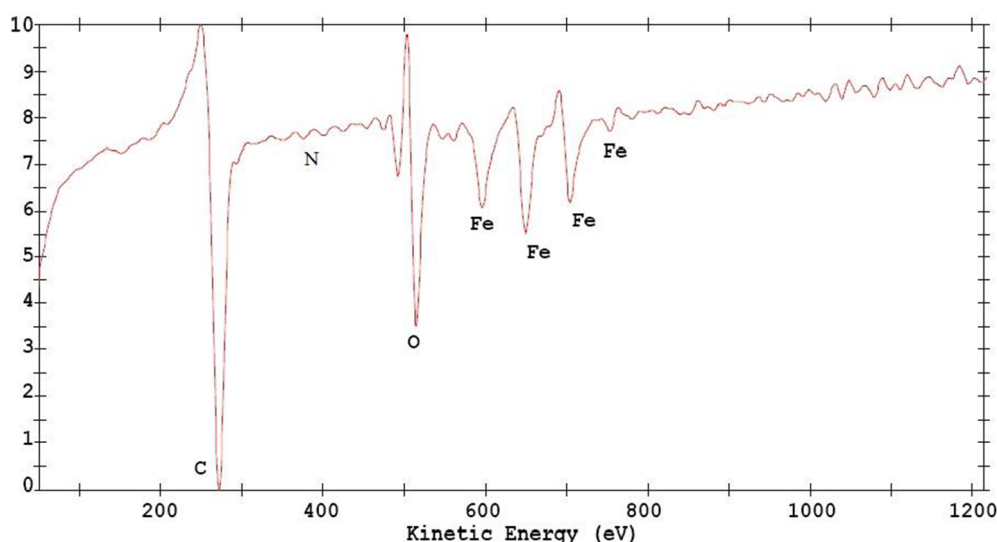


Рисунок 6 – Оже-спектры химических элементов, содержащихся в поверхностном слое кольца подшипника 3

В сепараторе данного подшипника на один шарик больше по сравнению с остальными, что приводит к более равномерному распределению контактного давления. Ресурсные испытания при фиксированной нагрузке 2000 Н подшипников 3 и 4 показали, что продолжительность испытаний у подшипника 3 в 5–6 раз выше, чем у подшипника 4.

При наличии дефекта в виде трещины на внешнем кольце у всех подшипников отмечается резкое увеличение флуктуаций контактного сопротивления, что обусловлено увеличением степени свободы тел качения. Среднее значение контактного сопротивления увеличивается на 4–5 порядков для подшипников 1 и 2 и на один порядок для подшипника 3 (рисунок 3, б). Необходимо отметить, что сепаратор подшипника 3 более жёстко фиксирует и сохраняет шарики в своих гнёздах, поэтому степень свободы у тел качения незначительна по сравнению с подшипниками 1 и 2.

Использование в измерительном канале широкополосного фильтра в диапазоне частот 100 кГц – 1,5 МГц сигнала АЭ позволяет регистрировать кинетику формирования и эволюцию развития трещин при динамическом нагружении вращающегося подшипника качения [8]. Ана-

лиз подшипников в состоянии заводской поставки показывает, что при увеличении нагрузки средний уровень сигнала АЭ увеличивается в 3–6 и более раз (рисунок 7, а).

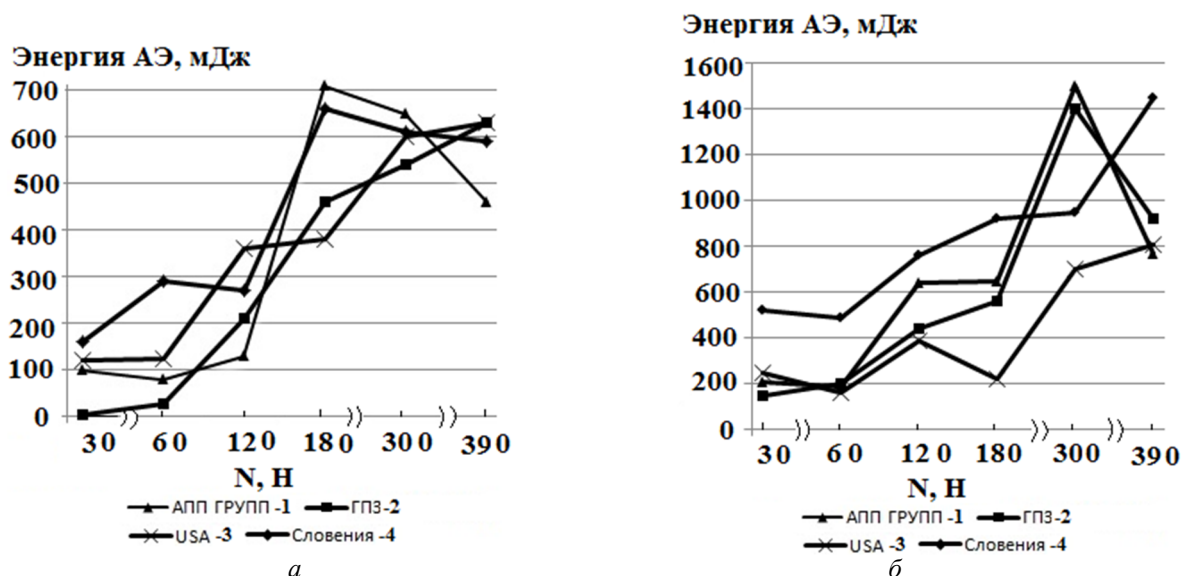


Рисунок 7 – Зависимость энергии сигнала АЭ от нагрузки:
а – подшипники без дефектов, б – подшипники с дефектами

Необходимо отметить, что в области номинальных нагрузок (6–18 Н) значения интенсивности АЭ и ее флуктуация для подшипника 3 в 2–3 раза ниже по сравнению с остальными подшипниками, что свидетельствует о его более высоком технологическом качестве производства. При нанесении дефекта в виде трещины на внешнем кольце подшипника последний начинает «гудеть» и генерировать АЭ, особенно в нагруженном состоянии, среднее значение скорости счета АЭ увеличивается в ≈ 2 раза, а флуктуации скорости счета АЭ увеличиваются в 5–6 раз по сравнению с подшипником без дефекта. Скорость счета АЭ и изменение контактного сопротивления R_c в единицу времени значительно увеличиваются (рисунок 8, а, б).

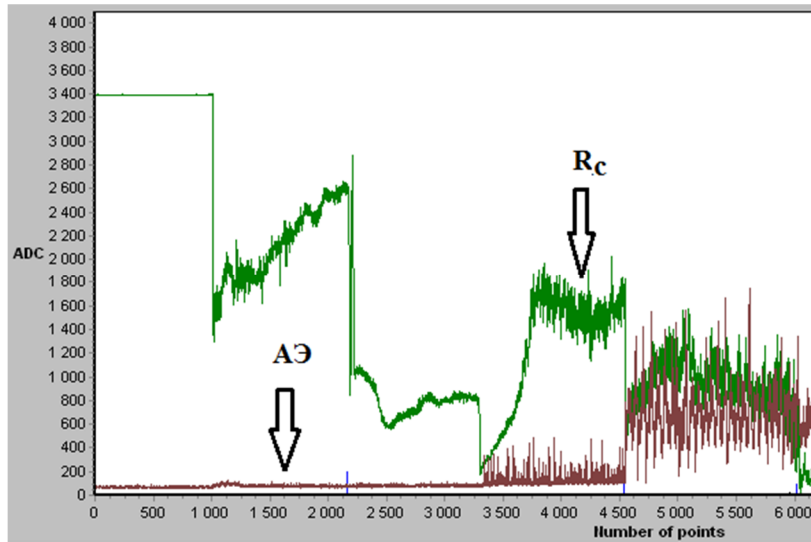
Значительного изменения коэффициента трения от нагрузки для подшипников без дефектов и подшипников с дефектами выявлено не было (рисунок 9). Лишь при значительных дефектах, например, разрушение сепаратора подшипника, отмечалось увеличение на 10–20 % коэффициента трения.

Необходимо отметить, что для подшипников без дефектов и с дефектами регистрируемая температура не изменялась (рисунок 10). Это указывает на неэффективность использования данного параметра при осуществлении входного контроля подшипников качения. Таким образом, температурный метод, используемый для диагностики опор качения энергетического оборудования, обладает малой информативностью, большой инерционностью и не позволяет на ранней стадии определять наличие дефекта.

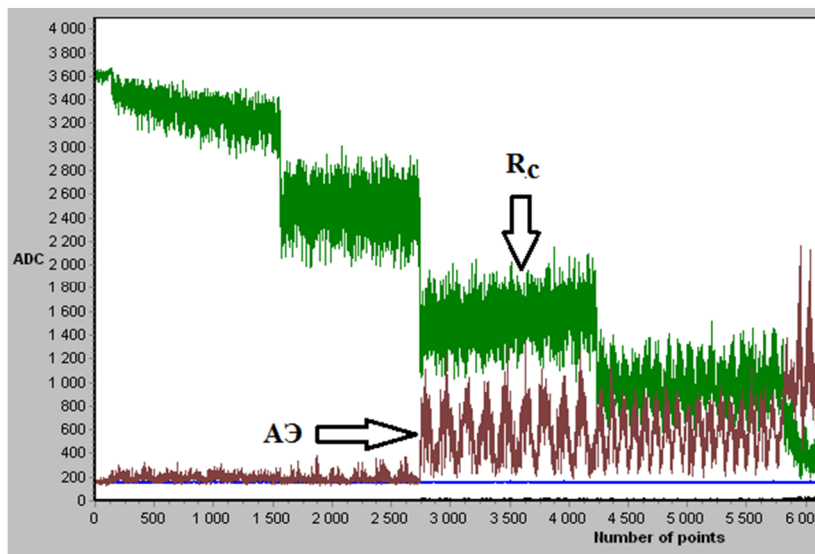
Закключение. Разработан стенд для осуществления входного контроля опор качения и оценки состояния их работоспособности в условиях, приближенных к эксплуатационным.

Установлено, что уровень контактного сопротивления у подшипников 3, 4 на порядок выше по сравнению с уровнем контактного сопротивления подшипников 1, 2, что указывает на их более высокую технологию производства и качество сборки. Уровень сигнала АЭ подшипника производства США самый низкий. При радиальной схеме нагружения подшипника установлено, что ресурс работы подшипника 3 в 5–6 раз выше по сравнению с подшипником 4.

Установлено, что при наличии дефекта в виде скола на внешнем кольце подшипника, уровень контактного сопротивления увеличивается на один–два порядка по сравнению с уровнем сигнала для подшипника без дефекта. Уровень сигнала АЭ при этом увеличивается в 5–6 раз. Флуктуация сигнала АЭ и контактного сопротивления увеличивается на один–два порядка. Скорость счета АЭ и изменение контактного сопротивления в единицу времени значительно увеличиваются.

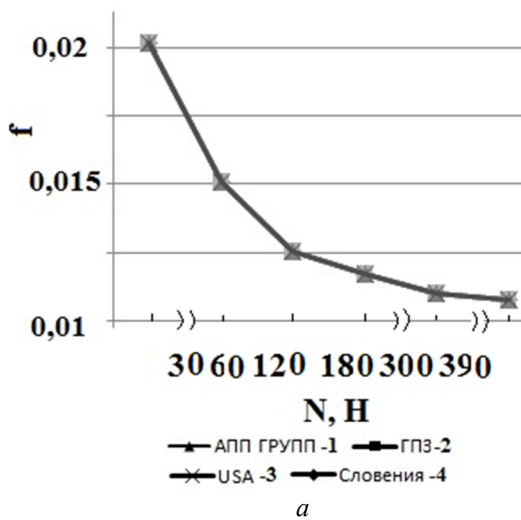


а

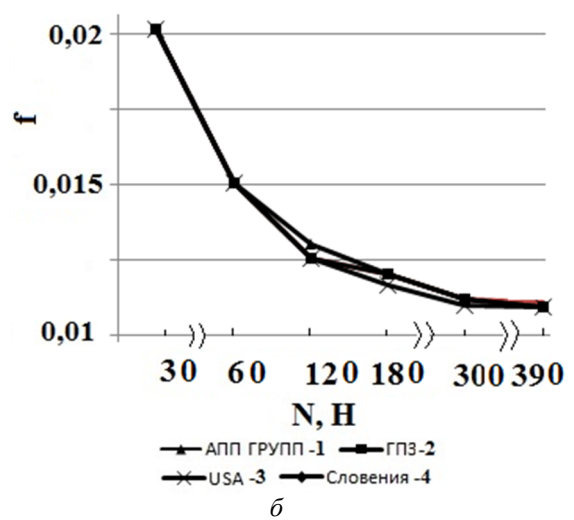


б

Рисунок 8 – Временная зависимости контактного сопротивления R_c и интенсивности АЭ при ступенчатом нагружении (30, 60, 120, 180, 300, 390 Н) подишника 2:
а – подишник без дефекта, б – подишник с дефектом



а



б

Рисунок 9 – Зависимость коэффициента трения от нагрузки:
а – подишники без дефектов, б – подишники с дефектами

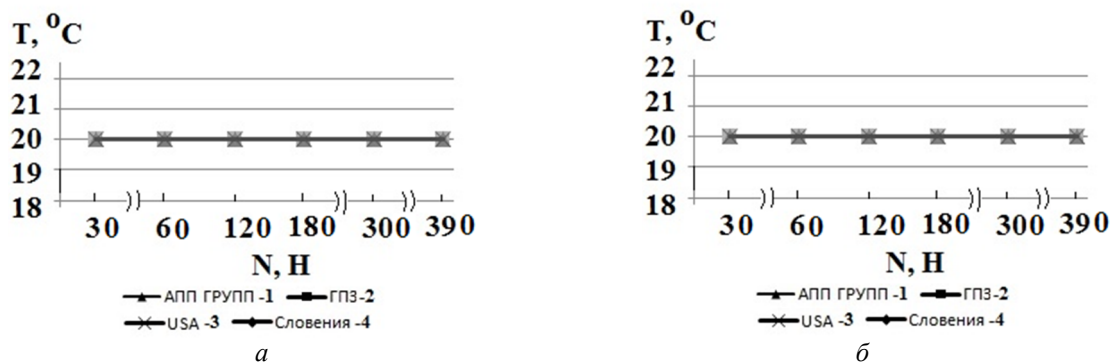


Рисунок 10 – Зависимость температуры от нагрузки:
 а – подшипники без дефектов, б – подшипники с дефектами

Показано, что чувствительность резистивного метода к изменению состояния поверхности металлов выше, чем метода АЭ. По увеличению чувствительности регистрируемые параметры можно выстроить в ряд: температура, коэффициент трения (грубые конструктивные недоработки при сборке подшипника); сигнал АЭ и его флуктуации (можно судить о формировании и наличии трещин и осуществлять входной контроль подшипников); уровень контактного сопротивления и его флуктуации (можно судить не только о наличии трещин, но и делать заключение о качестве обработки поверхности колец подшипника, уровне её шероховатости и качестве сборки и тем самым осуществлять входной контроль подшипников). Своевременная отбраковка подшипников на разработанном стенде физическими методами позволяет не допускать установки на оборудование некачественных или изношенных подшипников, и, следовательно, значительно снижать количество отказов оборудования и связанные с этим затраты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Короткевич, С.В. Структурная самоорганизация поверхностей подшипников качения при граничном трении / О. В. Холодилов, В. Г. Пинчук, В. В. Кравченко // Ремонт, восстановление и модернизация. – 2013. – № 1. – С. 15 – 27.
2. Подмастерьев, К.В. Электропараметрические методы комплексного диагностирования опор качения / К. В. Подмастерьев. – М.: Машиностроение, 2001. – 376 с.
3. Белоногий, Д.Ю., Измерительный комплекс входного контроля подшипников качения / С.В. Короткевич, В.В. Кравченко, О.В. Холодилов // Тр. междунар. науч.-техн. конф. «Информационные технологии в науке, образовании и производстве», г. Орел, 22 –23 мая 2014 г. / Сетевое научное издание «Информационные ресурсы, системы и технологии» Свидетельство о регистрации СМИ: Эл № ФС 77 – 51946 URL: <http://irsit.ru/article428>.
4. Короткевич, С.В. Износостойкость металлов при граничном трении / С.В. Короткевич, В.Г. Пинчук, С.О. Бобович. – Гомель: – УО «ГГУ им. Ф. Скорины». – 2011. – 237 с.
5. Белоногий, Д.Ю. Разработка канала регистрации акустической эмиссии / А.А. Чаплюк, С.Н. Харлап, О.В. Холодилов // Современные инновации в науке и технике Сб. науч. тр. 4–й Междунар. науч.–практ. конф. (17 апреля 2014 г.). – В 4-х томах, Том 1, Юго–Зап. гос. ун–т. Курск. – 2014. – С. 132 – 139.
6. Термическая обработка в машиностроении. – Справочник под ред. Ю.М. Лахтина, А.Г. Рахштадта. – М.: Машиностроение, 1980. – 783 с.
7. Анурьев, В. И. Справочник конструктора–машиностроителя / В.И. Анурьев. – Т.2. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 с.
8. Галахов, М.А. Расчёт подшипниковых узлов / М.А. Галахов, А.Н. Бурмистров. – М.: Машиностроение, 1988. – 272 с.

Короткевич Сергей Васильевич
 заместитель начальника ССД и ТУ РУП «Гомель-энерго», кандидат технических, г. Гомель, Беларусь
 E-mail: korotsv@tut.by

Холодилов Олег Викторович
 Белорусский государственный университет транспорта
 г. Гомель, Беларусь
 профессор, зав. кафедрой «Неразрушающий контроль и техническая диагностика»
 246653, г. Гомель, ул. Кирова, 34.
 Телефон/факс: 8(0232) 95–39–14/8 (0232) 77–44–83
 E-mail: olhol@belsut.gomel.by

Кравченко Владимир Владимирович
 Гомельский государственный университет им. Ф. Скорины, ассистент,
 E-mail: vvgomel@gmail.com

Белоногий Дмитрий Юрьевич
 Филиал ОАО «Химремонт» – «Транснефтедиагностика»
 начальник отдела технической диагностики
 E-mail: wardencklyff@mail.ru

S.V. KOROTKEVICH, O.V. KHOLODILOV, V.V. KRAVCHENKO, D.Yu. BELONOGIY

CONTROL OF A CONDITION OF SUPPORT OF SWING BY PHYSICAL METHODS

It is proved uses of methods electroresistive and acoustic issue for diagnostics of bearing knots on a condition of an interface. Devices, an electric circuit and techniques of control of a condition of support of swing are developed. Consistent patterns criteria by which it is possible to exercise entrance control of bearings are determined and to estimate quality of their production. Correlation between parameters of electric conductivity and acoustic issue when carrying out entrance control of support of swing is established. It is shown that the electroresistive method is more sensitive than a method of acoustic issue.

Keywords: surface, rolling bearings, contact resistance, acoustic issue, entrance control, swing support.

BIBLIOGRAPHY

1. Korotkevich, S.V. Strukturnaya samoorganizatsiya poverkhnostev podshipnikov kacheniya pri granichnom trenii / O. V. Kholodilov, V. G. Pinchuk, V. V. Kravchenko // Remont, vosstanovleniye i modernizatsiya. – 2013. – № 1. – С. 15 – 27.
2. Podmaster'ev, K.V. Elektroparametricheskiye metody kompleksnogo diagnostirovaniya opor kacheniya / K. V. Podmaster'ev. – M.: Mashinostroyeniye, 2001. – 376 s.
3. Belonogiy, D.YU., Izmeritelnyy kompleks vkhodnogo kontrolya podshipnikov kacheniya / S.V. Korotkevich, V.V. Kravchenko, O.V. Kholodilov // Tr. mezhdunar. nauch.–tekhn. konf. «Informatsionnyye tekhnologii v nauke, obrazovanii i proizvodstve», g. Orel, 22 –23 maya 2014 g. / Setevoye nauchnoye izdaniye «Informatsionnyye resursy, sistemy i tekhnologii» Svidetelstvo o registratsii SMI: EL № FS 77 – 51946 URL: <http://irsit.ru/article428>.
4. Korotkevich, S.V. Iznosostoykost metallov pri granichnom trenii / S.V. Korotkevich, V.G. Pinchuk, C.O. Bobovich. – Gomel: – UO «GGU im. F. Skoriny». – 2011. – 237 s.
5. Belonogiy, D.YU. Razrabotka kanala registratsii akusticheskoy emissii / A.A. Chaplyuk, S.N. Kharlap, O.V. Kholodilov // Sovremennyye innovatsii v nauke i tekhnike Sb. nauch. tr. 4–v Mezhdunar. nauch.–prakt. konf. (17 aprelya 2014 g.). – V 4–kh tomakh, Tom 1, Yugo–Zap. gos. un–t. Kursk. – 2014. – S. 132 – 139.
6. Termicheskaya obrabotka v mashinostroyenii. – Spravochnik pod red. YU.M. Lakhtina, A.G. Rakhshadta. – M.: Mashinostroyeniye, 1980. – 783 s.
7. Anur'ev, V. I. Spravochnik konstruktora–mashinostroitelya / V.I. Anur'ev. – T.2. – M.: Mashinostroyeniye, 2001. – 912 s.
8. Galakhov, M.A. Raschot podshipnikovykh uzlov / M.A. Galakhov, A.N. Burmistrov. – M.: Mashinostroyeniye, 1988. – 272 s.

Korotkevich Sergey Vasilyevich

Deputy Head of the SSD and specifications RUE «Gomel–Energo», Ph.D., Gomel, Belarus
E–mail: korotsv@tut.by

Kholodilov Oleg Viktorovich

Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus
Professor, Head. Chair of «Non–Destructive Testing and Technical Diagnostics»
246653, Gomel, st. Kirov, 34.
Ph.: 8 (0232) 95–39–14 / 8 (0232) 77–44–83
E–mail: olhol@belsut.gomel.by

Kravchenko Vladimir Vladimirovich

Gomel State University. Skaryna, assistant,
E–mail: vvgomel@gmail.com

Belonogiy Dmitriy Yuryevich

Filial «Himremont» – «Transneftdiagnostika»
Head of technical diagnostics
E–mail: wardencklyff@mail.ru

О.П. РАДЧЕНКО, А.Н. ГОРБЕНКО, В.С. ХАЧИКОВ

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ УСТРОЙСТВА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ НА ТЯЖЕЛОЕ ТОПЛИВО В СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКЕ

Произведена модернизация топливной системы судна путем применения устройства электромагнитного воздействия на топливо.

Ключевые слова: судовые энергетические установки, топливоподготовка, электромагнитное воздействие.

Современное развитие судовой энергетики и топливного рынка связано привело к жестким требованиям экономии расходов на топливо. В связи с этим в мировом флоте широко используются тяжелые сорта топлива, отличающиеся низкой стоимостью. Одним из направлений повышения эксплуатационных качеств судового топлива является его предварительная обработка переменными электромагнитными полями.

Воздействие электромагнитного поля на углеводородные топлива изучалось широко. В частности, в работах [1–3] исследовано и технически реализовано воздействие, которое показало весьма высокую эффективность воздействия. Однако в существующих работах исследовалось воздействие на топливо лишь в стационарных теплотехнических и автотранспортных энергоустановках. В настоящее время отсутствуют исследования эффективности электромагнитного воздействия на тяжелое топливо в специфических условиях работы судовой энергетической установки (СЭУ) современного морского судна. При этом для адекватной оценки изменения расхода топлива существует необходимость выработки обоснованной методики проведения практических измерений в условиях реальной работы энергетических агрегатов СЭУ.

Целью исследования является определение эффективности применения электромагнитной обработки топлива тяжелого, предложенной в работах [1,2,4], в условиях эксплуатации судна. При этом применение стандартных методик определения расхода топлива в рамках действующего судна крайне затруднительно, т. к. добиться постоянных условий работы пропульсивного комплекса на действующем судне практически невозможно. Таким образом, данное исследование включает в себя обоснование и разработку методики измерений расхода топлива в условиях реальной работы энергетических агрегатов СЭУ.

Модернизация топливной системы, включающая установку устройства обработки топлива, проводилась на судне MT Pride 1993 года японской постройки. Танкер дедвейтом 79978 тонн, оборудовано главным двигателем Mitsui B&W мощностью 13850 кВт.

На судне использовалось тяжелое топливо марки IFO 380.

В качестве устройства, предназначенного для обработки топлива высокочастотными слабыми электрическими полями применялся молекулярный модификатор топлива (ММТ) типа ММТ–М электрической мощностью около 30 Вт, принципиальная схема которого показана на рисунке 1.

Устройство представляет собой проточный канал 1 снабженный электродами 2, создающими электрическое поле во внутреннем пространстве канала, электроды подключены к генератору 3 высокочастотных импульсов, жестко прикрепленному к корпусу 4, с питанием постоянного напряжения 24 В.

Обработка судового топлива производилась в контурах топливоподдачи дизель генераторов Daihatsu 6DK–20 при нагрузке и вспомогательного парового котла MITSUBISHI, производительностью пара 27500 кг/ч при давлении до 16 Бар.

Прием топлива для парового котла осуществляется из отстойного танка, прием топлива для дизель генераторов – из расходного, подача из отстойного танка в расходной осуществляется через центробежный сепаратор.

В систему топливоподдачи дизель–генератора установка ММТ была произведена между микстанком (буферная емкость) и фильтром тонкой очистки дизеля, схема показана на рисунке 2.

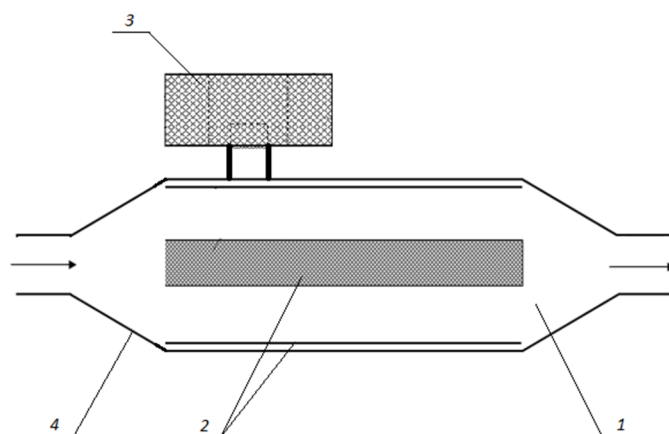


Рисунок 1 – Принципиальная схема установленных ММТ

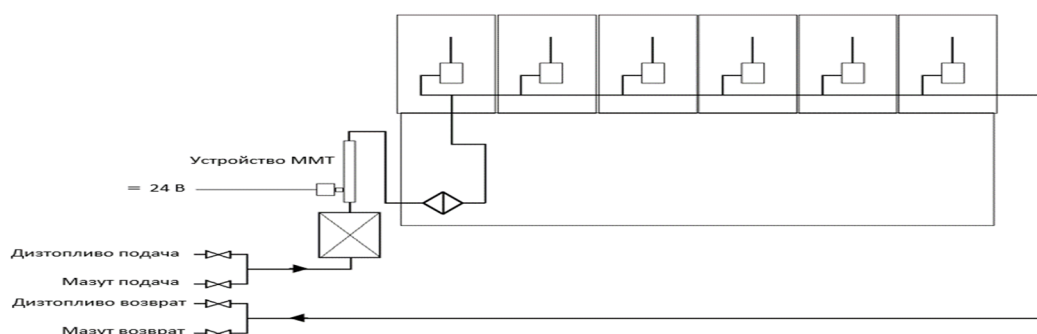


Рисунок 2 – Топливная система ДГ

На вспомогательном котле установка была произведена в циркуляционном контуре подачи топлива к форсунке. Схема подключения представлена на рисунке 3.

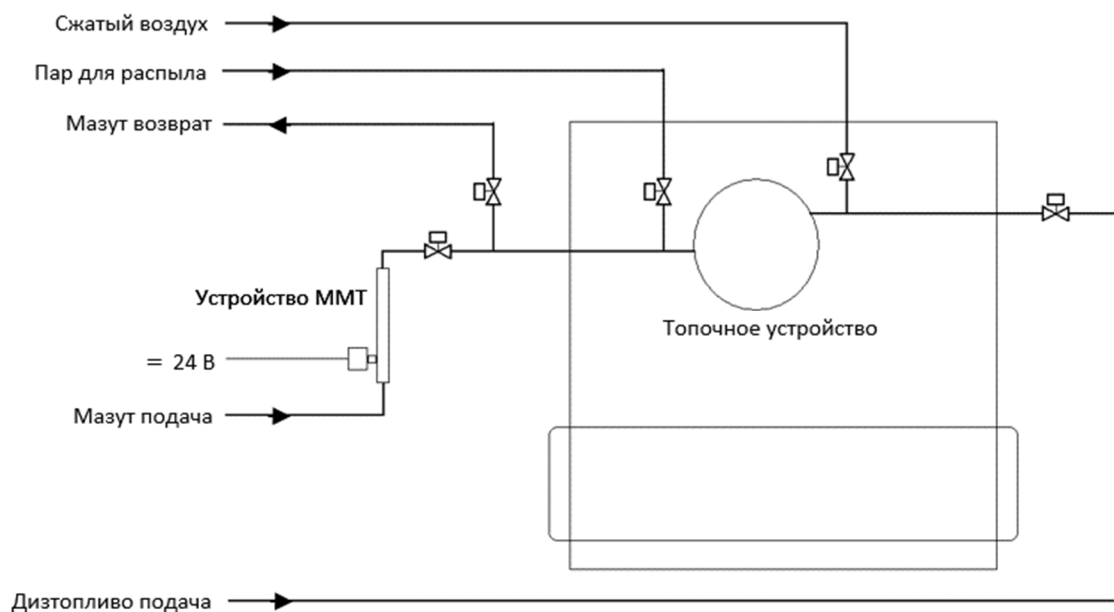


Рисунок 3 – Схема подключения устройства на вспомогательном ПК

После включения устройства обработки топлива в топливоподающий контур ДВС система автоматического контроля вязкости (с предустановкой контрольного параметра 12,5 сСт) автоматически понизила температуру в контуре на 3 °С (с 124 до 121 °С). Температура стабилизировалась через 7 часов работы устройства, данный промежуток времени принят в качестве переходного процесса.

Определение эффективности воздействия на топливо дизеля посредством внедряемой обработки было основано на сравнительном анализе расхода при длительном неизменном

режиме энергопотребления судна. Добиться неизменной нагрузки ДГ в рамках реальной СЭУ затруднительно, поскольку современная энергоустановка неизбежно имеет потребители, включающиеся и отключающиеся периодически, согласно сигналам управляющей автоматики. Учитывая это, принятый метод основан на допущении, что за достаточно длительный отрезок времени периодические включения ряда судовых устройств (ВПК, компрессоров, насосов и др.) неизбежно циклически повторяются, и поэтому, усредненный расход топлива за длительный период времени (4 часа и более) будет иметь постоянный характер. Для анализа выбран режим нагрузки судовой электростанции в ночное время при якорной стоянке с определенным комплексом механизмов, находящихся в постоянной работе или режиме периодических автоматических запусков. Проверочные замеры четырехчасового расхода при идентичном режиме энергопотребителей показали расхождение расхода не более 1%, что можно считать допустимым и не ставящим под сомнение достоверность сравнительного анализа. Результаты замеров представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Измерение расхода ДГ.

Этап	Удельный Расход, г/кВт ч	Колебания расхода, %
Базовый	283,38	0,87
Работа ММТ 1	270,88	0,41
Работа ММТ 2	269,27	0,31

Как видно из таблицы, колебания четырехчасового расхода как базового замера (Базовый) без включения ММТ, так и последующих двух при работе ММТ достаточно невелики, чтобы подтвердить достоверность результатов. Первый замер обработки с включенным устройством (Работа ММТ 1) сделан спустя 5 часов после включения устройства и окончание переходного процесса могло оказаться в зоне замера, поэтому второй замер с включенным устройством который был произведен через 12 часов после первого (Работа ММТ 2) следует считать наиболее достоверным.

Для более широкой принципиальной оценки работы внедряемого устройства также проведен анализ расходов при ряде других режимов нагрузки судовой электростанции.

Так при нескольких усредненных значениях расхода в штатном режиме топливоподготовки и при воздействии внедряемого устройства получены и проанализированы значения расхода топлива.

Можно сделать вывод об адекватности выбранной методики определения расхода топлива, что подтверждается незначительным разбросом точек замера от усредненной зависимости (до 1%).

Принципиальная оценка расхода в диапазоне рабочих нагрузок показала очевидный эффект в разнице расходов около 4,5–5,0%.

Измерение эффективности работы ВПК при работе внедряемого устройства принципиально разделено на две серии испытаний. Эксплуатация котлов в рамках действительной СЭУ принципиально, в зависимости от режима работы судна, разделяется на два основных эксплуатационных режима. При малой паропроизводительности (до 15% от номинальной) котлы работают в автоматическом режиме периодического запуска. Так при достижении минимального давления пара топочное устройство запускается и производится подъем давления до заданного уровня, за этим следует остановка форсунки и котел является ресивером пара до момента падения давления в котле до минимального значения, инициирующего очередной запуск топки. При производительности же свыше 15% от номинальной режим работы топочного устройства постоянный и регулировка производительности осуществляется автоматически за счет управления подачей топлива. Для адекватной оценки эффективности воздействия внедрения на рабочий процесс в котле, на каждом из этих режимов проводилась прямая оценка расхода топлива.

Первый выбранный режим работы, в котором котел работает на постоянной нагрузке в режиме старт – стоп, обеспечивает нужды МКО и подогрев танков хранения запасов топлива.

Общая длительность цикла работы котла и последующего простоя составила порядка 30 минут. Замеры проводились по средствам счетчика расхода ротационного типа, обладающего точностью 0,1 %.

Данные замеров проведенных при неизменных условиях потребления пара, в исследуемых режимах, включая переходные, приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты первой серии замеров. Режим периодического запуска котла.

Этап	Длительность этапа, ч	Условное соотношение воздух/топливо	Расход топлива, л/час	Отклонение расхода от режима Базовый 1, %
Базовый 1	6,3	1	279,14	0
Работа ММТ 1	5,8	1	263,31	-5,67
Работа ММТ 2	3,5	0,96	259,14	-7,06
Базовый 2	0,6	1	277,09	-0,73

Второй режим работы непрерывен. В данном случае пар расходовался на нужды МКО, tanks запаса и подогрев четырех грузовых танков, частично заполненных грузом. Результаты замеров приведены в таблице 3.

Режимы работы «Базовый 1» и «Базовый 2» представляют работу котла без применения ММТ. Режимы «Работа ММТ 1» и «Работа ММТ 2» представляют работу котла при включенном ММТ.

Таблица 3 – Результаты второй серии замеров. Режим постоянной работы форсунки

Этап	Длительность этапа, ч	Условное соотношение воздух/топливо	Расход топлива, л/час	Колебания расхода во время замера, %	Отклонение расхода от режима Базовый 1, %
Базовый 1	2	1	379,3	1	0
Работа ММТ 1	1	1	369,4	1	2,61
Работа ММТ 2	1	0,96	365,6	1	3,71
Базовый 2	2	1	378,7	1,6	0,17

Показания счетчика расхода топлива, фиксировались в условные промежутки времени. Порядок замеров, следующий: базовый, с активным устройством обработки топлива при неизменном соотношении воздух–топливо, далее замеры с активным устройством при различном уровне снижения коэффициента избытка воздуха (4, 6, 10 процентов).

Перед проверочным замером выдержан четырехчасовой переходный процесс. Проверочный замер объясняется необходимостью подтверждения стабильности расхода пара от начала до конца текущей серии опытов.

Стабильность работы топки и расхода пара позволили ограничить колебания производительности и как следствие расхода топлива. Колебания расхода по большинству режимов не превысили 1 процента, что показано в таблице 3, и лишь в проверочном режиме (при возврате к базовому режиму) отклонения расхода были на уровне 1,6 процента, что объясняется остаточными явлениями переходного процесса дожигания обработанного топлива.

Внедряемое воздействие на топливную среду позволило добиться снижения расхода топлива на 5–6%. Отклонения в расходе штатного режима достаточно малы, чтобы подтвердить условно постоянную паропроизводительность для обеих серий замеров.

Настройка оптимального соотношения воздух–топливо в первой серии замеров не дала очевидного результата и требует дополнительного исследования для режима с периодическим запуском топки. В режиме же с постоянной работой топки, является очевидным, что снижение заряда воздуха на 4% оказалось наиболее эффективным.

Измерение эффективности работы фильтра тонкой очистки топлива при воздействии устройства ММТ на топливную среду было проведено на базе дизель генератора, снабженного фильтром тонкой очистки топлива, обеспечивающим задержку частиц размером свыше 10 мкм щелевого типа.

После запуска устройства топливообработки (ММТ) по окончании переходного процесса (7 часов) отмечено уменьшение перепада давления до и после фильтра тонкой очистки топлива на 10%. Дальнейшее наблюдение за перепадом давления на фильтре показало существенную разницу динамики роста перепада давления.

Увеличение интервала между чистками фильтрующего элемента составило около 50%. Также имело место снижение температуры системы при сохранении той же вязкости

топлива. Признаков негативного воздействия на процессы и элементы СЭУ при настоящем внедрении не наблюдалось.

Опробована методика, позволяющая оценить эффективность внедряемой установки в рамках СЭУ. Результаты определения расхода топлива показали, что предложенное электромагнитное воздействие обеспечивает снижение удельного расхода топлива дизель-генератора на 4,5 – 5%, парового котла на различных режимах на 3,5 – 7%. Также зафиксировано положительное воздействие внедрения на работу фильтра тонкой очистки топлива.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мурамович, В.Г. Энергоэффективная технология молекулярной модификации углеводородного топлива электрическими полями / В.Г. Мурамович, П.Ф. Анисимов, С.В. Туев // Энергобезопасность и энергосбережение. – 2013. – № 2. – С. 25 – 29.
2. Мурамович, В.Г. Повышение энергоэффективности использования углеводородного топлива / В. Г. Мурамович., Д. А. Скороходов // Материалы XII Всероссийской научно-практической конференции, Уфа. – 2012. – С. 19 – 20.
3. Радченко, О.П. Математическая модель влияния высокочастотных электромагнитных полей на реологические свойства судовых топлив / О.П. Радченко, А.Р. Мацкевич // Вестник СевНТУ – Вып. 137: Механика, энергетика, экология. Севастополь. – 2013. – С. 336 – 340.
4. Радченко, О.П., Исследование реологии судового топлива / О.П. Радченко, А.А. Масленников // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб., Одесса. – 2008. – Вып. 21. – С. 4 – 9.

Радченко Олег Петрович
Крымский факультет
Государственного Морского
Университета им. Ушакова
Кандидат технических наук,
доцент кафедры СЭУ
г. Севастополь, ул. Героев
Севастополя 7, корпус 8/22.
Тел.: (0692) 48-74-39
E-mail: rom1643@mail.ru

Горбенко Александр Николаевич
Керченский Государственный
Морской Технологический
Университет, г. Керчь,
Кандидат технических наук,
доцент кафедры эксплуатации СЭУ
г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
Тел.: (36561) 6-35-85
E-mail: gan0941@yandex.ru

Хачиков Владимир Сергеевич
Керченский Государственный
Морской Технологический
Университет, г. Керчь,
аспирант кафедры эксплуатации
СЭУ
г. Керчь, ул. Орджоникидзе, 82
Тел.: (36561) 6-35-85
E-mail: mymail407@mail.ru

O.P. RADCHENKO, A.N. GORBENKO, V.S. KHACHIKOV

TEST RESULTS OF ELECTROMAGNETIC INFLUENCE ON HEAVY FUEL IN THE SHIP POWER PLANT

*Ship fuel system modernization was carried out by application of the device providing
electromagnetic action on fuel.*

Keywords: *ship power plant, fuel preparation, electromagnetic.*

BIBLIOGRAPHY

1. Muramovich, V.G. Energoeffektivnaya tekhnologiya molekulyarnov modifikatsii uglevodorodnogo topliva elektricheskimi poliyami / V.G. Muramovich, P.F. Anisimov, S.V. Tuyev // Energobezopasnost i energosberezheniye. – 2013. – № 2. – S. 25 – 29.
2. Muramovich, V.G. Povysheniye energoeffektivnosti ispolzovaniya uglevodorodnogo topliva / V. G. Muramovich., D. A. Skorokhodov // Materialy XII Vserossiyskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii, Ufa. – 2012. – S. 19 – 20.
3. Radchenko, O.P. Matematicheskaya model vliyaniva vvsokochastotnykh elektromagnitnykh polev na reologicheskiye svoystva sudovykh topliv / O.P. Radchenko, A.R. Matskevich // Vestnik SevNTU – Vyp. 137: Mekhanika, energetika, ekologiya. Sevastopol. – 2013. – S. 336 – 340.
4. Radchenko, O.P., Issledovaniye reologii sudovogo topliva / O.P. Radchenko, A.A. Maslennikov // Sudovyeye energeticheskiye ustanovki: nauch.-tekhn. sb., Odessa. – 2008. – Vyp. 21. – S. 4 – 9.

Radchenko Oleg Petrovich
Crimean faculty of the State Maritime
University, Ushakov
Ph.D., assistant professor of SPP
Sevastopol, Str. Heroes of Sevastopol
7, the body 8/22.
Ph.: (0692) 48-74-39
E-mail: rom1643@mail.ru

Gogbenko Aleksandr Nikolaevich
Kerch State Maritime Technological
University, Kerch,
Ph.D., assistant professor of manual
SPP
Kerch, st. Ordzhonikidze, 82
Ph.: (36561) 6-35-85
E-mail: gan0941@yandex.ru

Khachikov Vladimir Sergeevich
Kerch State Maritime Technological
University, Kerch,
graduate student manual SPP
Kerch, st. Ordzhonikidze, 82
Ph.: (36561) 6-35-85
E-mail: mymail407@mail.ru

Уважаемые авторы!
Просим Вас ознакомиться с основными требованиями
к оформлению научных статей

- Объем материала, предлагаемого к публикации, измеряется страницами текста на листах формата А4 и содержит от 4 до 10 страниц; все страницы рукописи должны иметь сплошную нумерацию.

- Статья предоставляется в 1 экземпляре на бумажном носителе и в электронном виде (по электронной почте или на любом электронном носителе).

- В одном сборнике может быть опубликована только **одна статья одного автора**, включая соавторство.

- Параметры набора. Поля: зеркальные, верхнее, левое, правое – 2 см, нижнее – 1,6 см, переплет – 0. Отступы до колонтитулов: верхнего – 1,25 см, нижнего – 0,85 см. Текст набирается в одну колонку, шрифт – Times New Roman, 12 пт. Отступ первой строки абзаца – 1,25 см. Выравнивание – по ширине. Междустрочный интервал – единичный. Включить автоматический перенос. Все кавычки должны быть угловыми («**<**»). Все символы «тире» должны быть среднего размера («**-**», а не «**-**»). Начертание цифр (арабских, римских) во всех элементах статьи – прямое (не курсив).

- Структура статьи:

УДК:

Список авторов на русском языке – **12 пт, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ** в формате И.О. **ФАМИЛИЯ по центру без абзацного отступа**;

Название (не более 15 слов) на русском языке – **14 пт, полужирным, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ по центру без абзацного отступа**;

Аннотация (не менее 200–250 слов) на русском языке – **10 пт, курсив**;

Ключевые слова на русском языке (не менее 3 слов или словосочетаний) – **10 пт, курсив**;

Текст статьи;

Список литературы (в порядке цитирования, ГОСТ 7.1–2003) на русском языке, заглавие списка литературы – **12 пт, полужирным, ВСЕ ПРОПИСНЫЕ по центру без абзацного отступа**, литература оформляется **10 пт**.

Сведения об авторах на русском языке – **10 пт**. Приводятся в такой последовательности:

Фамилия, имя, отчество;

учреждение или организация;

ученая степень, ученое звание, должность;

адрес;

телефон;

электронная почта.

- Название статьи, фамилии и инициалы авторов, аннотация, ключевые слова, список литературы (транслитерация) и сведения об авторах **обязательно дублируются на английском языке за статьей**.

- Формулы набираются в редакторе формул Microsoft Equation. Размер символов: обычные – **12 пт**, крупный индекс – **9 пт**, мелкий индекс – **7 пт**. Нумерация формул – по правому краю в круглых скобках «()». Описание начинается со слова «где» без двоеточия, без абзацного отступа; пояснение каждого символа дается **с новой строки** в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Единицы измерения даются в соответствии с Международной системой единиц СИ.

- Рисунки – черно-белые. Если рисунок создан средствами MS Office, необходимо преобразовать его в картинку. Для растровых рисунков разрешение не менее 300 dpi. Подписные надписи выполнять шрифтом **Times New Roman, 10 пт, полужирным, курсивным**, в конце точка не ставится.

- Рисунки с подрисовочной подписью, формулы, выравниваются **по центру без абзацного отступа**.

С полной версией требований к оформлению научных статей Вы можете ознакомиться на сайте www.gu-unpk.ru.

Плата за опубликование статей не взимается.

Право использования произведений предоставлено авторами на основании п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации.

Адрес учредителя:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. (4862) 42–00–24
Факс (4862) 41–66–84
www.gu-unpk.ru
E-mail: unpk@ostu.ru

Адрес редакции:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«Государственный университет – учебно-научно-производственный комплекс»
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
(4862) 54–15–19, 55–55–24, +7(906)6639898, 41–98–48, 41–98–03

www.gu-unpk.ru
E-mail: tiostu@mail.ru

Материалы статей печатаются в авторской редакции

Право использования произведений предоставлено авторами на основании
п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации

Технический редактор Тюхта А.В.
Компьютерная верстка Тюхта А.В.

Подписано в печать 15.08.2015 г.
Формат 60x88 1/8. Усл. печ. л. 10,25.
Тираж 600 экз.
Заказ №

Отпечатано с готового оригинал–макета на полиграфической базе
ФГБОУ ВПО «Госуниверситет – УНПК»
302030, г. Орел, ул. Московская, 65.