

Вып. 1 (84)' 2024    **ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**



**ДОНЕЦКИЙ  
НАЦИОНАЛЬНЫЙ**

**ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

ISSN 2073-3216  
(E) ISSN 2518-7120

# **ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Международный  
сборник научных трудов**

**Выпуск 1 (84)' 2024**



**ДОНЕЦК - 2024**

ISSN 2073-3216  
(E) ISSN 2518-7120

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ  
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

# **ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

Международный сборник научных трудов

Основан в декабре 1994 года

Выходит 4 раза в год

**Выпуск 1 (84)' 2024**

**Донецк – 2024**

## **УДК 621.01(06)**

Рекомендован к изданию Ученым Советом Донецкого национального технического университета (протокол № 1 от 20 февраля 2024 г.)

В международном сборнике научных работ приведены некоторые вопросы теории и практики обработки изделий прогрессивными методами, показаны достижения и пути развития технологического оборудования, оснастки, металлорежущего инструмента и нанесения специальных покрытий на изделия машиностроения. Рассмотрены отдельные аспекты автоматизации производственных процессов и надежности технологического оборудования. Освещены современные проблемы материаловедения в машиностроении.

В данном сборнике публикуются ученые и ведущие специалисты из различных стран мира. Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов в области машиностроения.

**Учредитель и издатель – ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ «ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»** (Свидетельство о государственной регистрации юридического лица от 07.04.2016 г. № 029192 серия АА03).

Издается при содействии **Донецкого регионального отделения «Союз машиностроителей России»**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:** Михайлов А. Н. (гл. редактор) (ДНР), Горобец И. А. (зам. гл. редактора) (ДНР), Лахин А.М. (секретарь) (ДНР), Баласанян Б.С. (Армения), Бахадиров Г. А. (Узбекистан), Брешев В. Е. (ЛНР), Бутенко В. И. (РФ), Витренко В. А. (ЛНР), Мазуру С. (Молдова), Овчинников Е.В. (Беларусь), Пантелеенко Ф.И. (Беларусь), Поветкин В. В.(Казахстан), Суслов А. Г.(РФ), Тока А. (Молдова), Хандожко А. В. (РФ).

Адрес редакции: ДНР, 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58,  
ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ, кафедра «Технология машиностроения». Тел.: +7-856- 301-08-40. E-mail: [tm@fimm.donntu.ru](mailto:tm@fimm.donntu.ru)

Сайт: <http://ptsm.donntu.ru>

Сборник (Е) зарегистрирован в Министерстве информации Донецкой Народной Республики. Свидетельство о регистрации СМИ от 20 апреля 2017 г., серия ААА № 000125.

Сборник включен в перечень рецензируемых изданий ВАК ДНР (приказ №744 от 24.07.2017 г.), в котором могут публиковаться результаты диссертационных работ на соискание ученых степеней доктора и кандидата наук, а также в базу данных РИНЦ (Российский индекс научного цитирования, лицензионный договор № 177-04/2013 от 12.04. 2013 г.)

**ISSN 2073-3216**  
**ISSN 2518-7120 (E)**

© Авторы статей, 2024  
© ФГБОУ ВО «ДонНТУ», 2024

**И. А. Горобец**, канд. техн. наук, доц., **Д. О. Киселица**, аспирант, **Д. С. Жарких**, аспирант  
ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет», ДНР, РФ  
E-mail: igor.gorobets2022@yandex.ru

## СИНТЕЗ КОНСТРУКЦИИ МОДУЛЯ ЭКСТРУДЕРА 5D-ПРИНТЕРА

*Предложена структурная схема 5D-принтера с дополнительными избыточными степенями свободы рабочего органа. Разработаны расчётные схемы и математические модели для определения характеристик привода платформы принтера. Синтезирована 3D-модель конструкции модуля экструдера повышенной функциональности для реализации 5D-печати. Предложенные схемы и разработанная конструкция устройства повысит эффективность эксплуатации 3D-принтеров.*

**Ключевые слова:** принтер, схема, компоновка, привод, параметр, эффективность.

**I. A. Gorobets, D. O. Kiselitsa, D. S. Zharkikh**

### SYNTHESIS OF 5D PRINTER EXTRUDER MODULE DESIGN

*A block diagram of a 5D printer with additional redundant degrees of freedom of the working body is proposed. Calculation schemes and mathematical models for determining the characteristics of the printer platform drive have been developed. A 3D model of an extruder module with increased functionality has been synthesized for the implementation of 5D printing. The proposed circuits and the developed design of the device will increase the operating efficiency of 3D printers.*

**Keywords:** printer, scheme, layout, drive, parameter, efficiency

#### 1. Введение

Дальнейшее совершенствование машиностроения связано с реализацией принципов аддитивных технологий (от англ. *Additive Fabrication*), состоящих в послойном увеличении размеров объекта производства [1, 2]. В настоящее время активно используется FDM технология (*Fused Deposition Modeling* – послойное наплавление пластиковой нити), наряду с другими технологиями [1, 2]. Важным достоинством аддитивных технологий, дающих преимущество в сравнении с классическими, является низкая себестоимость изготовления изделия, минимальная производственная площадь и технический персонал, невысокая стоимость технологического оборудования.

Исходными данными для реализации аддитивных технологий является 3D-модель создаваемого объекта, а материалом печати для FDM-технологий – гибкая нить, обладающая соответствующими характеристиками: прочностью, ударной вязкостью, гибкостью, износостойкостью, термоустойчивостью, долговечностью [1, 3]. Технологический процесс получения готового изделия осуществляется в устройстве 3D-печати – принтере, принцип действия которого может быть реализован различными типами движением экструдера (рабочего органа): картезианским, полярным, параллельных структур (Delta) [4, 5], 5-осевым, (рисунок 1, 2).

Однако, недостатком известных конструкций является ограничения объёма печати в рамках конструкции технологического устройства [2] и технологии 3D-печати, которые возможно реализовать в рамках плоскопараллельного послойного нанесения, расплавленного филамента.

В связи с перечисленными конструктивными и эксплуатационными особенностями устройств реализации аддитивных FDM технологий, актуальным является вопрос увеличения объёма объекта печати и расширения технологических возможностей 3D-принтеров с учётом преимуществ 5-осевой печати.

**Целью исследований** является повышение функциональных возможностей модуля экструдера 3D-печати, для реализации увеличения объёма и новых технологий печати, путём ввода в схему конструкции принтера дополнительных степеней подвижности рабочего органа.



Рисунок 1. Вид 5-осевого 3D-принтера с подвижным в 3-х направлениях основанием

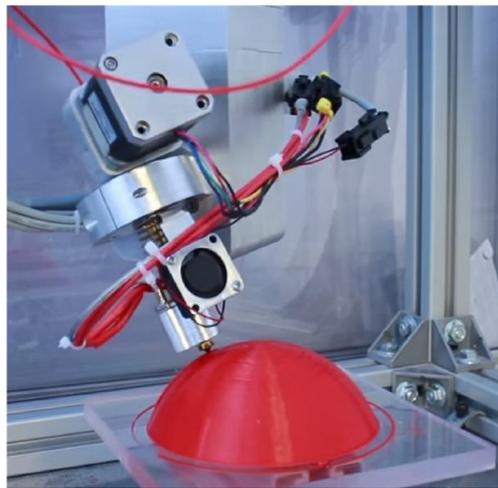


Рисунок 2. Вид 5-осевого 3D-принтера с подвижным экструдером

## 2. Основное содержание и результаты

В качестве основы для проектирования использовался 3D-принтер параллельной структуры, обладающий рядом преимуществ по скорости и точности печати [4, 5]. Для синтеза конструкции принтера использовались исследования авторов по анализу известных структур конструкции устройства [6], на основе чего была принята структурная схема в виде Триглайда. Для выполнения поставленной цели авторами было предложено дополнить конструкцию устройства 3D-печати [2] двумя дополнительными степенями подвижности экструдера, за счёт введения дополнительного звена в виде диска 8 с рабочим органом 9, установленного на подвижной платформе 4 с возможностью поворота относительно вертикальной оси платформы, рисунок 3.

Причём, экструдер 9 принтера располагается на поворотном диске 8 с эксцентриситетом относительно вертикальной оси платформы 4, рисунок 3. Такое изменение структуры принтера позволило увеличить максимальный объем печати. Основные параметры для моделирования и синтеза конструкции 5D-принтера, а также исходные данные и допущения приведены в работе [2]. В результате выбора геометрических параметров деталей и узлов принтера разработана 3D-модель, позволяющая провести теоретические исследования, рисунок 3.

Для реализации 5-осевой конструкции принтера была спроектирована специальная платформа, снабжённая поворотным диском, на котором установлен экструдер. Для определения параметров механических характеристик электродвигателя разработана расчётная схема, рисунок 4, в состав которой входят: электродвигатель, приводное зубчатое колесо, вал-шестерня.

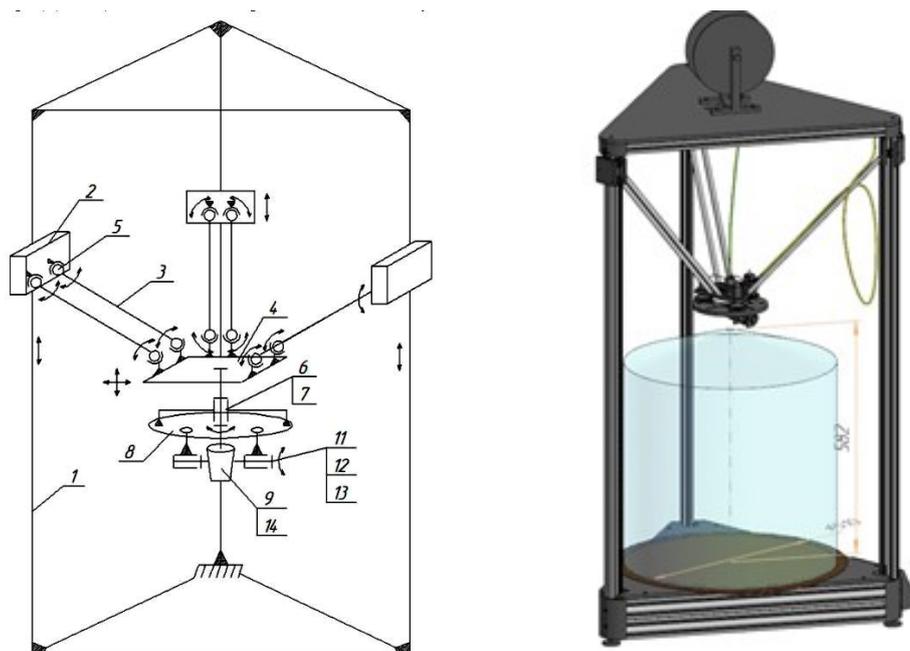


Рисунок 3. Структурная схема и результаты моделирования 5D-принтера [8, 9]

Для работы электромеханического привода поворотной платформы необходимо выполнение условия:

$$M_{ЭДВ} > M_{ст} + M_{д} \tag{1}$$

где  $M_{ст}$  – статический момент двигателя;  $M_{д}$  – динамический момент двигателя;

$$M_{ст} = M_c / \eta \tag{2}$$

где  $M_c$  – момент сил сопротивления;  $\eta$  – коэффициент учитывающий влияние пускового момента.

Определим динамический момент электрического двигателя из условия:

$$M_{д} = I \cdot \xi, \tag{3}$$

где  $I$  – приведенный момент инерции;  $\xi$  – ускорение.

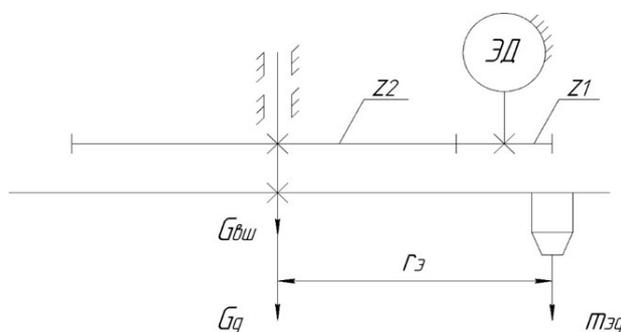


Рисунок 4. Расчётная схема поворотной платформы [8]  
Приведенный момент инерции поворотной платформы определим, как:

$$I_{\text{пр}} = I_{\text{дв}} + I_{\text{д}} + I_{\text{э}} \quad (4)$$

где  $I_{\text{дв}}$  – момент инерции ротора двигателя;  $I_{\text{д}}$  – приведенный момент инерции диска;  $I_{\text{э}}$  – приведенный момент инерции экструдера.

Момент инерции ротора двигателя определим из зависимости:

$$I_{\text{дв}} = I_{\text{дл}} + I_{\text{вш}} \quad (5)$$

где  $I_{\text{дл}}$  – момент инерции диска;  $I_{\text{вш}}$  – момент инерции вал-шестерни.

Момент инерции самого диска определим по зависимости:

$$I_{\text{дл}} = m_{\text{д}} \cdot R_{\text{д}}^2 / 2 \quad (6)$$

где  $m_{\text{д}}$  – масса диска;  $R_{\text{д}}$  – радиус диска.

Момент инерции вал-шестерни определим по зависимости

$$I_{\text{вш}} = m_{\text{вш}} R_{\text{вш}}^2 / 2 \quad (7)$$

где  $m_{\text{вш}}$  – масса вал-шестерни;  $R_{\text{вш}}$  – приведенный радиус вал-шестерни.

Момент инерции экструдера определим, как произведение массы экструдера на квадрат радиуса установки экструдера относительно оси поворота:

$$I_{\text{э}} = m_{\text{э}} \cdot r_{\text{э}}^2 \quad (8)$$

где  $m_{\text{э}}$  – масса сборочной единицы экструдера;  $r_{\text{э}}$  – радиус установки экструдера относительно оси поворотного диска.

Тогда, приведенный момент инерции определится по формуле:

$$I = I_{\text{дв}} + \frac{1}{U} [I_{\text{д}} + I_{\text{э}}] = I_{\text{дв}} + \frac{1}{U} \left[ \frac{m_{\text{д}} \cdot R_{\text{д}}^2}{2} + m_{\text{э}} \cdot r_{\text{э}}^2 \right] \quad (9)$$

где  $U$  – передаточное число механизма;

Тогда

$$M_{\text{э,дв}} > \left( I_{\text{дв}} + \frac{1}{U} \left[ \frac{m_{\text{д}} \cdot R_{\text{д}}^2}{2} + m_{\text{э}} \cdot r_{\text{э}}^2 \right] \right) \cdot \varepsilon \quad (10)$$

Угловое ускорение, возникающее при повороте экструдера, оценим, зная установившуюся скорость экструдера и задавшись временем разгона  $t_{\text{раз}}$ . Тогда, при равноускоренном разгоне:

$$\zeta = \omega_n / t_{\text{раз}} \quad (11)$$

где  $\omega_n$  – номинальная скорость вращения двигателя (рад/с),  $t_{\text{раз}}$  – время разгона экструдера на угол  $\lambda=18^\circ$ , принимаем 1 секунда.

Скорость вращения двигателя определяется по формуле:

$$\omega = 2\pi \cdot n_n / 60 \quad (12)$$

где  $n_n$  – номинальная частота вращения вала двигателя (т.к. электродвигатель будет работать в режиме  $S4$ , то принимаем частоту, равную 500 об/мин).

Мощность электродвигателя определяется по зависимости:

$$P_{\text{ЭДВ}} \geq M_{\text{эд}} \cdot \omega / \eta \quad (13)$$

где  $\eta$  – КПД двигателя.

По результатам проведённых расчётов в качестве электропривода в разработанной конструкции приняты три двигателя NEMA 8 20HS30-0604, которые механически соединены друг с другом для работы на «общий» вал, рисунок 5 [8].

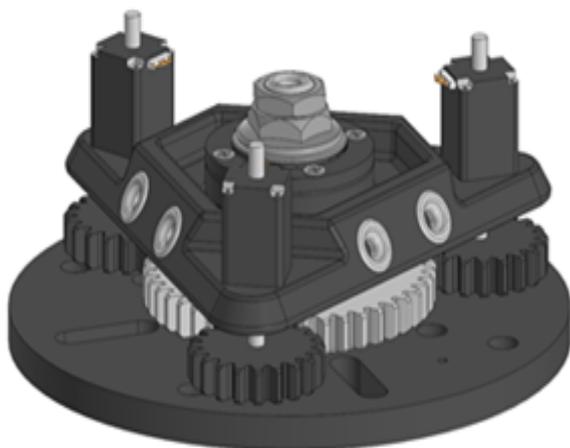


Рисунок 5. 3D-модель подвижной платформы

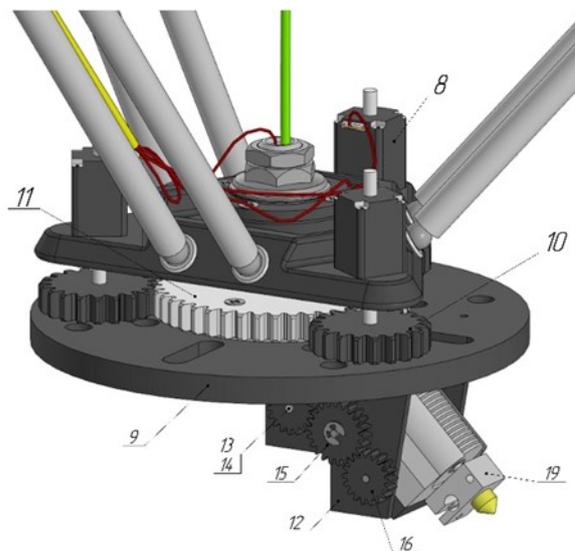


Рисунок 6. Конструкция модуля экструдера повышенной функциональности

Реализация идеи поворота экструдера на угол  $\alpha$  относительно вертикальной оси осуществлена путём использования зубчатого колёсного привода, получающего движение от компактного электрического двигателя, рисунок 7. Для осуществления поворота экструдера на угол  $\alpha$  необходимо подобрать двигатель, который будет обеспечивать заданное механическое движение. Для этого была составлена расчётная схема, рисунок 7.

В состав расчётной схемы (рисунок 7) входят: электродвигатель (ЭД); ведущая шестерня 3, паразитное колесо 2; колесо 1, установленное на валу, который закреплён к корпусу экструдера.

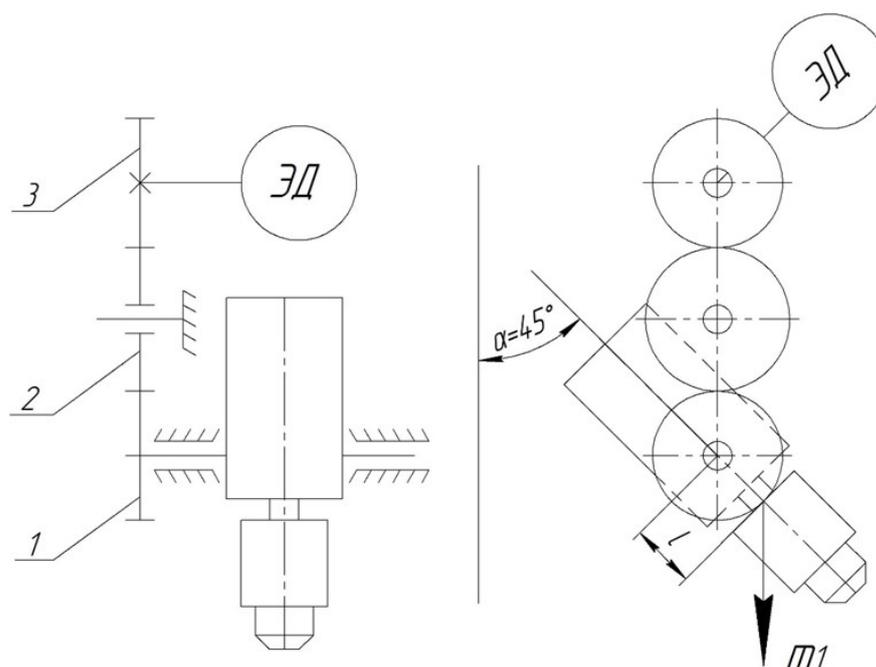


Рисунок 7. Расчётная схема поворотного механизма экструдера [8]

Крутящий момент электрического двигателя, необходимый для работы механизма поворота экструдера, определим из зависимости:

$$M_{кр} \cdot i \cdot \eta_m \geq M_{сс} \quad (14)$$

$$M_{сс} = K \cdot m_1 \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha_{max} \quad (15)$$

где  $K$  – коэффициент запаса;  $m_1$  – масса экструдера;  $l$  – плечо приложения силы тяжести,  $\alpha_{max}$  – максимальный угол поворота экструдера;  $i$  – передаточное число;  $\eta_m$  – КПД механической передачи.

Передаточное число определяем по формуле:

$$i = z_1 / z_3 \quad (16)$$

где  $Z_1$  – число зубьев ведущей шестерни;  $Z_3$  – число зубьев колеса (см. рис. 7). Преобразуем формулу (14);

$$M_{кр} \geq \frac{K \cdot m_1 \cdot g \cdot l \cdot \sin \alpha_{max}}{i \cdot \eta_m}$$

Мощность электродвигателя рассчитаем по формуле (13). По результатам расчётов осуществляем подбор электродвигателя привода.

При проектировании конструкции поворотного экструдера в качестве аналога принят рабочий орган типа Bowden [7], рис. 8, в качестве привода - электродвигатель компании Azgant.

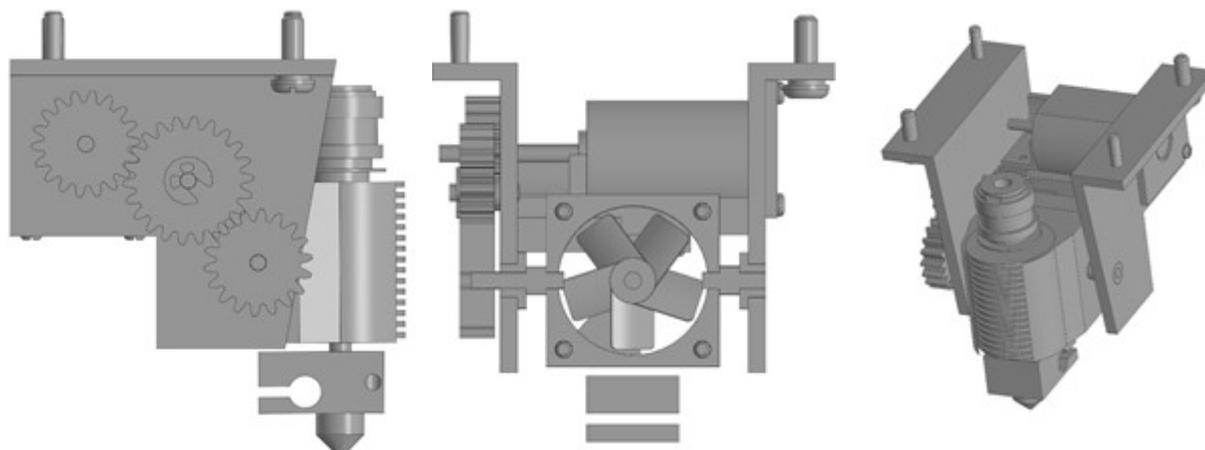


Рисунок 8. 3D модель конструкции поворотного экструдера [8]

### 3. Заключение

Разработана кинематическая схема 5D-принтера, в которой впервые предложено дополнение верхней платформы принтера поворотным диском с экструдером. Экструдер расположен эксцентрично относительно центра диска, что позволяет увеличить рабочий объем печати, а также придаёт механизму печати необходимую функциональность в виде дополнительной степени подвижности. Сам экструдер имеет возможность наклона на угол  $\alpha$  к вертикальной оси  $Z$  принтера, что позволяет реализовать новые технологии печати повышенной прочности и добавляет ещё одну степень подвижности рабочего органа. Разработана 3D-модель принтера с дополнительной функциональностью для реализации 5D-печати. Приведены математические модели для проведения необходимых расчётов по выбору величин механических параметров приводных электродвигателей и трансмиссии устройства поворота.

Предложенные структурная, кинематическая, расчётные схемы и разработанная конструкция устройства могут использоваться на стадии проектирования новых и модернизации существующих конструкций промышленных 3D-принтеров, что позволит повысить их эффективность эксплуатации, а также реализовать новые технологии печати объектов машиностроения, в том числе и для придания изделию необходимых технических характеристик.

### ЛИТЕРАТУРА:

1. Зленко, М. А. Аддитивные технологии в машиностроении [Текст] / М. А. Зленко, М. В. Нагайцев, В. М. Довбыш // Пособие для инженеров. – М. ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2015. - 220 с.
2. Горобец, И. А. Исследование и разработка конструкции 3D - принтера повышенного объёма печати [Текст] / И. А. Горобец, Д. О. Киселица, Д. С. Жарких // Международный сборник научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения» - Донецк, ДонНТУ, выпуск № 3(82)' 2023.- С.19-25
3. Горобец, И. А. Обзор исследований прочности изделий, полученных с использованием  $fdm$  – технологий [Текст] / И. А. Горобец, Н. В. Голубов, Д. А. Пикалов // Сборник трудов XXVII международной научно-технической конференции «Машиностроение и техносфера XXI века» в г. Севастополе 14-20 сентября 2020 г. – Донецк: ДонНТУ, 2020.- С. 81-85.

4. Kong, X. Type Synthesis of Parallel Mechanisms / X. Kong, C. Gosselin. – Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2007. – 272 p.

5. Хейло С. В. Манипуляционные механизмы параллельной структуры. Структурный синтез. Кинематический и силовой анализ: монография [Текст] /С. В. Хейло, В. А. Глазунов, С. В. Палочкин – М.: ФГБОУ ВПО МГТУ им. А. Н. Косыгина, 2011. – 153с

6. Горобец, И. А. Исследование структурных схем конструкций 3D-принтера [Текст] / И. А. Горобец, Лахин А. М., Киселица Д. О., Жарких Д. С. // Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник трудов XXIX международной научно-технической конференции в г. Севастополе 12-18 сентября 2022 г. – Донецк: ДонНТУ, 2022. – С. 80-83.

7. Popular Best bowden extruder design Trend in 2022/ Written by Fablo// TREND DESIGN IDEAS [Электронный ресурс] - Sep 09, 2021.- Режим доступа: <https://designpic.github.io/best-bowden-extruder-design/>

8. Киселица, Д. О. Исследование параметров и синтез конструкции Дельта принтера для 3D-печати: маг. дисс.: 15.04.05. – Донецкий национальный технический университет, Донецк, 2023 – 136 с.

9. Жарких, Д. С. Конструкторско-технологическое обеспечение повышения эффективности принтеров для 3D печати: маг. дисс.: 15.04.05. – Донецкий национальный технический университет, Донецк, 2023 – 130 с.

Поступила в редколлегию 29.01.2024 г.

УДК 621.923

**В. В. Гусев**, д-р техн. наук, проф., **А. Г. Мамолат**, магистр, **С. А. Поезд**, канд. техн. наук, доц.

ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк, ДНР, Россия

Тел.: +7 (949) 3086754; E-mail: [mismo@fimm.dgtu.donetsk.ru](mailto:mismo@fimm.dgtu.donetsk.ru)

## К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ПРАВКИ СВОБОДНЫМ АБРАЗИВОМ АЛМАЗНОГО ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА ПРИ ОБРАБОТКЕ КЕРАМИКИ

*В статье приведены результаты экспериментальных исследований влияния скоростей шлифовального круга и притира на предельной режущей способности алмазного круга на металлической связке при правке его свободным абразивом. Эти параметры нелинейно влияют на скорость правки и достижения предельной режущей способности инструмента. При этом скорость круга при которой достигается максимальная режущая способность после правки значительно ниже скоростей, при которых производится обработка керамики. Измеряя значение силы резания или определяя объем удаленного кругом материала припуска возможно определение состояния шлифовального круга, при котором необходимо производить восстановление его режущей способности.*

**Ключевые слова:** алмазный шлифовальный круг, метод правки алмазного круга свободным абразивом, режимы правки.

**V. V. Gusev, A.G. Mamolat, S.A. Poezd**

## TO DETERMINE THE PARAMETERS FOR CONTROLLING THE PROCESS OF STRAIGHTENING A DIAMOND GRINDING WHEEL WITH A FREE ABRASIVE WHEN PROCESSING CERAMICS

*The article presents the results of an experimental study of the effect of the speeds of the grinding wheel and lapping on the ultimate cutting ability of a diamond wheel on a metal bundle when straightening it with a free abrasive. These parameters have a non-linear effect on the speed of editing and achieving the maximum cutting capacity of the tool. At the same time, the speed of the circle at which the maximum cutting capacity is achieved after editing is significantly lower than the speeds at which ceramics are processed. By measuring the value of the cutting force or determining the volume of the allowance material removed by the circle, it is possible to determine the condition of the grinding wheel, at which it is necessary to restore its cutting ability.*

**Keywords:** diamond wheel, the method of editing a diamond wheel with a free abrasive, editing modes.

### 1. Введение

В современных отраслях промышленности и машиностроения техническая керамика занимает ключевое место, представляя собой один из наиболее перспективных материалов для производства продукции высокого технологического уровня. Несмотря на значительные достижения в области технологий, процесс обработки керамических материалов и создание из них высококачественных изделий, в частности с использованием алмазных шлифовальных кругов, остается сложной технологической задачей из-за высокой прочности и хрупкости этих материалов. Одним из наиболее эффективных и распространенных методов обработки керамики является алмазное шлифование, которое обеспечивает высокую точность и качество керамических изделий.

При обработке такого твердого материала, как керамика, алмазный круг сравнительно быстро теряет свои режущие свойства. Это происходит в основном из-за затупления режущих элементов алмазных зёрен, находящихся на рабочей поверхности инструмента. Чем тверже керамика, тем ниже стойкость алмазного круга при её обработке. В процессе шлифования с износом алмазного шлифовального круга возрастает сила

в 1,7-2,5 раза резания, увеличение которой приводит к сколам и повышению трещиноватости обработанной поверхности, что приводит к снижению прочности технической керамики [1]. Для устранения этих проблем необходимо периодически проводить восстановление режущей способности алмазного круга. Наиболее используемым источником информации при определении предельного состояния инструмента является сила резания.

Методы правки кругов на металлической связке по характеру воздействия на РПК делятся на [2]: механические, химические, физические и комбинированные. Наиболее простым и эффективным управляющим воздействием является разновидность механического метода, к которому относится правка свободным абразивом [3, 4]. Этот метод отличается, по сравнению с другими механическими методами правки, более мягким воздействием на алмазные зерна круга и большей избирательностью воздействия на связку круга. Метод правки свободным абразивом разрабатывается на кафедре «Металлорежущие станки» ДонНТУ. К вращающемуся на рабочей скорости кругу подводят до касания притир. Притиру задают возвратно-поступательное движение вдоль образующей инструмента. В зону контакта инструмента и притира подают свободный абразив, который путем шаржирования в притире и перекатывания по поверхности контакта в направлении вектора скорости вышлифовывает материал притира и связки инструмента. Удаление связки, а также наиболее слабо удерживаемых в связке алмазных зерен приводит к изменению числа алмазных зерен  $n$  ( $\tau$ ) на единице поверхности рабочей поверхности круга (РПК) и плотности распределения вершин зерен по высоте  $\Delta R(\tau)$ , которая также изменяется в процессе правки. Рекомендуемыми значениями величины скорости подачи абразива в зону контакта составляет 200 мкм/с при скорости подачи притира в 11,5 раз меньше 17,5 м/с [4]. При размере абразива сопоставимом с размером среднего зерна алмазного круга.

До настоящего времени не выявлено влияние скорости шлифовального круга на процесс правки свободным абразивом, что может быть использовано для выбора ее параметров системы управления. При этом эффективность процесса правки обычно оценивается временем правки и режущей способностью круга ( $W$ ) после правки.

Цель работы в определении влияния скорости алмазного шлифовального круга на процесс управления его режущей способностью при обработке керамики.

## 2. Основное содержание и результаты работы

На базе заточного станка модели 3672 был создан стенд, который был оснащен: устройством для правки свободным абразивом, устройством для частотного регулирования вращения асинхронного электродвигателя двигателя главного движения ДАН-ФОСС VLT MICRO DRIVE FC51, оборудованием для записи профиля алмазного ШК и трехкомпонентным динамометрическим столом. Тарирование системы частотного регулирования производилось с помощью мультиметра DT – 5807. Частоту вращения алмазного шлифовального круга определяли с помощью тахометра ИО-11.

Условие проведения экспериментальных исследований. Обрабатываемый материал  $Al_2O_3$  (ГП). Плоское встречное врезное шлифование кругом 1A1 200x75x6x3 AC32 – 250/200 – 4 – M2-01 использовалось для затупления круга. Режимы резания: скорость резания  $V_k = 33$  м/с, продольная скорость стола  $S = 0,1$  м/с, глубина резания  $t = 1,3$  мм. СОТС – вода с добавкой 0,3% кальцинированной соды (расход – 5л/мин). Обработку керамики выполняли до достижения кругом режущей способности  $10 \pm 5$  мм<sup>3</sup>/с.

При правке свободным абразивом в качестве притира был использован серый чугуи СЧ10 ГОСТ 1412-70, который обеспечивает наилучшие условия по шаржирова-

нию абразива в поверхность притира [3]. Абразивная смесь изготавливалась в виде бруска, состоящего из 30% гипса (связующего) ГОСТ 4.204-79 и 70% абразивного порошка – карбида кремния зеленого (ГОСТ 3647-59) размером 200 (F70 ISO 8486-1,2) мкм. Скорость подачи абразивного бруска при правке составляла 200 мкм/с.

Измерение режущей ( $W$ , мм<sup>3</sup>/с) способности ШК проводилось по упругой схеме резания путем поджатия материала образца размером 10x15x15 мм из ситалла АС-370 ( $HV = 8 \cdot 10^9$  Па,  $K_{1c} = 2,1 \cdot 10^6$  Па·м<sup>1/2</sup>) к поверхности ШК с постоянным усилием в 41,5 Н, что обеспечивало постоянное среднее контурное давление в зоне контакта 0,28 МПа. Такое давление поджатия не вносит изменения в результаты процесса правки. Время измерения режущей способности фиксировалось электронным хронографом с ценой деления 0,01 с. Погрешность измерения режущей способности составила не более 0,1 мм<sup>3</sup>/с. Процесс правки прекращали при достижении предельной режущей способности для принятых условий правки [4].

На рисунке 1 представлены экспериментальные результаты исследования влияния скорости алмазного шлифовального круга при правке на его режущую способность. Как видно из графиков, предельная режущая способность от скорости ШК имеет нелинейный экстремальный характер. При этом время правки было наименьшим для режима правки обеспечивающего достижения максимальной режущей способности.

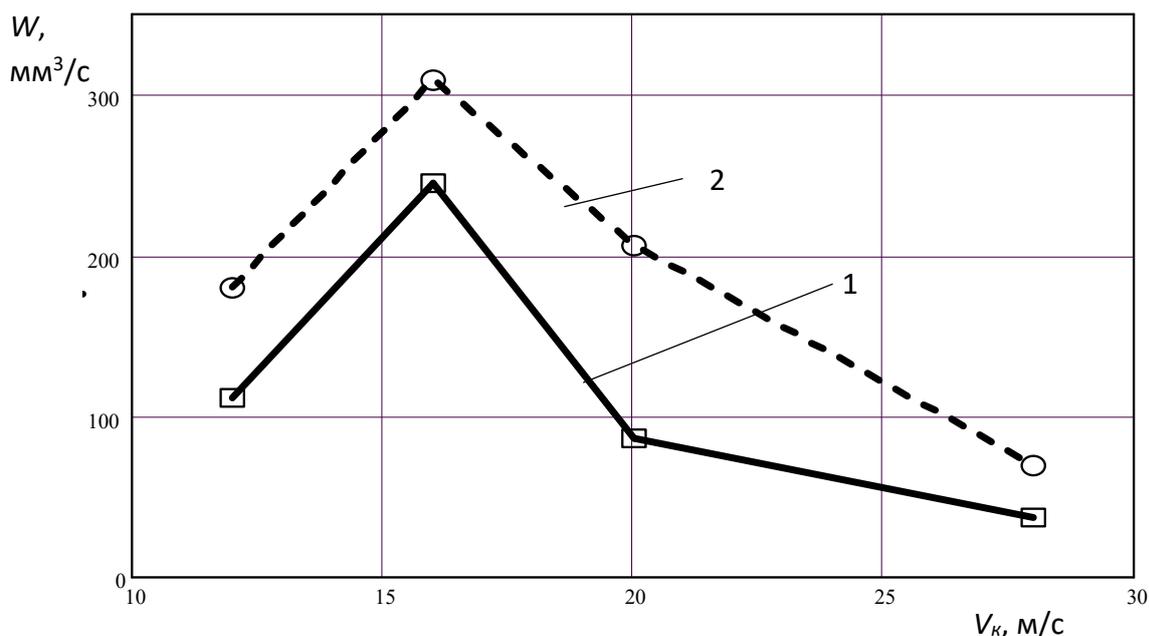


Рисунок 1. Влияние скорости шлифовального круга на производительность процесса восстановления режущей способности алмазного шлифовального круга свободным абразивом при скорости подачи притира: 1- 9 мкм/с, 2 – 15 мкм/с

В связи с тем, что искомая зависимость может быть описана лишь квадратичной зависимостью необходимо применить для ее экспериментального описания планирование эксперимента ортогональный центральный композиционный план второго порядка для двух факторов. Уровни факторов и интервалы варьирования факторов приведены в таблице 1.

Экспериментальные результаты предельной режущей способности ШК после правки при реализации ортогональный центральный композиционный план второго порядка приведены в таблице 2.

Таблица 1. Уровни факторов и интервалы варьирования

Уровни факторов	Обозначения	Скорость круга $V_k$ м/с ( $x_1$ )	Скорость подачи притира $V_{пр}$ мкм/с ( $x_2$ )
Основной	0	16	15
Интервал варьирования	$\Delta x$	4	6
Верхний	+1	20	21
Нижний	-1	12	9

Таблица 2. Матрица планирования и результаты экспериментальных исследований

№	$x_1$	$x_2$	$W$ , мм <sup>3</sup> /с	$W_p$ , мм <sup>3</sup> /с
1	+1	+1	63	66
2	+1	-1	86	90
3	-1	+1	95	87
4	-1	-1	112	111
5	+1	0	185	172
6	-1	0	190	193
7	0	+1	200	209
8	0	-1	245	238
9	0	0	310	320

Дисперсия экспериментальных значений была определена в центре плана по четырем экспериментам значениям и составила  $S_y^2 = 78$ . При проверке статистической значимости коэффициентов уравнения регрессии по критерию Стьюдента была установлена незначимость коэффициента регрессии при парном взаимодействии скоростей круга и притира.

После обработки экспериментальных данных была получена следующая регрессионная зависимость

$$W_p = 263 V_k - 8,3 V_k^2 + 76 V_{пр} - 2,6 V_{пр}^2 - 2323. \quad (1)$$

Данная регрессионная зависимость была проверена на адекватность с помощью критерия Фишера. При 5%-ном уровне значимости, табличное значение критерия  $F_T$  составило 4,34, а расчетное значения критерия Фишера равно 0,94, что меньше табличного значения. Таким образом, полученная модель адекватна при 5%-ом уровне значимости. Максимального значения режущая способность круга достигается в центре плана. При этих значениях время достижения предельной режущей способности минимально.

При малых скоростях круга по всей видимости важную роль играет затупление зерен, который протекает быстрее, чем вышлифовывание связки зернами абразива, шаржированными в поверхность притира. Поэтому восстановление режущей способности происходит медленнее и величина режущей способности ниже, чем при больших скоростях. При скоростях круга больше 16 м/с усилие на зерна круга от притира возрастают, что также приводит к интенсификации их разрушения при правке. Эти два противоположных процесса и приводят к появлению экстремальной зависимости пре-

дельной режущей способности от скорости шлифовального круга при правке свободным абразивом.

Не менее важным является определение начала правки при обработке керамики.

Основным параметром, определяющим эксплуатационные свойства технической керамики, является прочность, которая кроме дефектов структуры зависит и от дефектов обработки [1, 6, 7]. Плотность распределения дефектов обработки по размерам (полудлиной обработочных дефектов в поверхностном слое  $l_o$ ) может быть описана упрощенным бета-распределением [7]

$$f(l_c) = \frac{r_o+1}{l_{o\max}} \left(1 - \frac{l_o}{l_{o\max}}\right)^{r_o} \quad r_o \geq 0, \quad 0 \leq l_o \leq l_{o\max}, \quad (2)$$

где  $r_o$  – параметр трещиноватости дефектов обработки,  $l_{o\max}$  – максимальный размер полудлины трещин обработки.

Чем больше  $r_o$  тем, вероятность формирования малых трещин выше.

Параметр трещиноватости дефектов обработки определяется значением нормальной составляющей силы резания при алмазном плоском продольном врезном шлифовании керамики приведенной к единице высоты круга ( $F_{ny}$ ) и индексом хрупкости обрабатываемого материала ( $HV/K_{1c}$ ) [1].

$$r_o = 6,9 \cdot F_{ny}^{-0,5+0,07 \cdot (HV/K_{1c})} \quad (3)$$

С ростом радиальной нагрузки при шлифовании параметр трещиноватости снижается, а доля дефектов с большими размерами возрастает.

Зависимость максимальной величины полудлины обработочных дефектов в поверхностном слое керамики линейна от критической величины медианной трещины при индентировании (при которой она развивается устойчиво). Величина критической медианной трещины обратно пропорциональна квадрату индекса хрупкости керамики  $(K_{1c}/HV)^2$ . Таким образом, чем меньше индекс хрупкости материала, тем больше значение полудлины максимальной обработочной трещины в поверхностном слое.

Величина радиальной составляющей силы резания зависит от характеристики ШК, физико-механических свойств обрабатываемого материала, режима резания и состояния рабочей поверхности круга. Изменение нормальной составляющей силы резания при алмазном плоском продольном врезном шлифовании керамики приведенной к единице высоты круга с учетом их физико-механических свойств материала можно записать [5].

$$F_{ny} = A \left(\frac{k_\phi \cdot K_{1c}^4}{HV^3}\right)^{1,18} \cdot (b - \exp(-c \cdot Q)) \cdot V_d^{0,34} \cdot V_k^{-0,41} \cdot t^{0,71}. \quad (4)$$

где  $k_\phi$  – постоянный коэффициент, зависящий от формы зерна;  $Q$  – объем удаленного материала, в  $см^3$ ;  $V_d, V_k, t$  – режимы резания;  $A, b, c$  – постоянные коэффициенты учитывающие изменение состояние РПК и определяемые экспериментально.

Регламентируя радиальную составляющую силы резания можно управлять состоянием дефектного слоя, т.е. определять такую эксплуатационную характеристику, как прочность изделия из керамики. Значение радиальной составляющей силы резания можно непосредственно ее измеряя в процессе обработки или определяя объем удален-

ного кругом материала припуска, что позволяет определять начало восстановления режущей способности круга.

### 3. Заключение

При алмазном шлифовании технической керамики в результате износа шлифовального круга возрастает сила резания и как следствие повышается уровень дефектности поверхностного слоя керамики, что вызывает снижение прочности изделия. Изменяя значение силы резания или определяя объем удаленного кругом материала припуска возможно определение состояния шлифовального круга, при котором необходимо производить восстановление его режущей способности.

Одним из наиболее эффективных способов восстановления режущей способности алмазного круга на металлической связке является способ правки свободным абразивом. Экспериментально установлено, что скорости алмазного круга на металлической связке и подачи притира нелинейно влияют на скорость правки и достижения предельной режущей способности инструмента. При этом скорость круга при которой достигается максимальная режущая способность после правки значительно ниже скоростей, при которых производится обработка керамики.

### ЛИТЕРАТУРА:

1. Гусев, В. В. Технологическое обеспечение эксплуатационных требований к изделиям из конструкционной керамики / В. В. Гусев // Резание и инструмент в технологических системах: Междунар. науч.-техн. сб. – Харьков: НТУ „ХПИ”, 2007. – Вып. 73. – С.55-62.
2. Гусев, В. В. Выбор параметров управления режущей способностью алмазного шлифовального круга свободным абразивом / В. В. Гусев, Д. С. Лазарев, Д. А. Моисеев // Вестник современных технологий, сборник научных трудов ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», 2018, №4 (12) С. 20-25.
3. Бурмистров, В. В. Способ правки алмазно-абразивного инструмента // А.с. 967784 СССР МКИ В24В 53/00 – 4с.
4. Медведев, А. Л. Обеспечение режущей способности алмазного шлифовального круга при шлифовании технической керамики за счет формирования его рабочей поверхности: автореферат дис. канд. техн. наук. – Донецк, 2014. – 16 с.
5. Гусев, В. В. Технические ограничения при алмазном шлифовании керамики / В. В. Гусев, Д. А. Моисеев // Международный сборник научных трудов Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк: ДонНТУ. - Вып. № 2 (53)', 2016. С. 35-42.
6. Ковеленов, Н. Ю. Трещиноватый поверхностный слой при шлифовании высокопрочных керамик / Н. Ю. Ковеленов, А. Ю. Колодяжный, Н. В. Никитков // Обработка материалов резанием. – Вып. №3(15), 2001. – С. 2-7.
7. Витвицкий, П. М. Прочность и критерии хрупкого разрушения стохастически дефектных тел / П. М. Витвицкий, С. Ю. Пожена. – Киев: Наукова думка, 1980. – 187с.

Поступила в редколлегию .15.01.2024 г.

УДК 622.625.6

**В. О. Гутаревич<sup>1</sup>**, д-р техн. наук, **А. Н. Рак<sup>2</sup>**, доцент, **М. Н. Прибой<sup>1</sup>**, студент<sup>1</sup>Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Россия<sup>2</sup>Камчатский государственный технический университет, г. Петропавловск-Камчатский

Тел.: +7(856) 3010787; E-mail: gzt1@fimm.donntu.ru

## СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПОДВЕСКЕ СТРЕЛОЧНОГО ПЕРЕВОДА МОНОРЕЛЬСОВОГО ПУТИ

*В статье приведена математическая модель ударного взаимодействия на подвеску стрелочного перевода монорельсового пути перевода, устанавливающая взаимосвязь между параметрами подвижного состава и динамическими нагрузками, действующими в подвеске. В результате получены уравнения устанавливающие максимальные перемещения в подвеске во время удара и требуемую диссипативную силу. Полученные результаты позволяют обоснованно определять параметры крепления стрелочных переводов монорельсового пути для шахтных подвесных монорельсовых дорог.*

**Ключевые слова:** математическая модель, монорельсовый путь, стрелочный перевод, динамические нагрузки, частота

**V. O. Gutarevich, A. N. Rak, M. N. Priboy**

### REDUCTION OF DYNAMIC LOADS ON THE SUSPENSION TURNOUT OF MONORAIL TRACK

*The developed mathematical model of impact interaction on suspension of turnout of monorail track allows to establish relationship between parameters of rolling stock and dynamic loads acting in suspension. As a result, equations are obtained that establish the maximum displacements in suspension during impact and required dissipative force. The results obtained will make it possible to reasonably establish parameters for fixing turnouts of monorail track for mine suspended monorail roads.*

**Keywords:** mathematical model, monorail track, turnout, dynamic loads, frequency.

#### 1. Введение

Во время движения подвижного состава по стрелочному переводу шахтной подвесной монорельсовой дороги неизбежно возникают деформации ее подвески, которые приводят к появлению динамических нагрузок, воздействующих на крепление горных выработок. При этом на стыках монорельсового пути стрелочного перевода также происходят удары, которые существенно снижают прочность крепи. Поэтому исследование динамических процессов, формирующихся во время движения подвижного состава и оптимизация управления подвеской стрелочного перевода, является актуальной задачей.

Динамические процессы, протекающие во время движения по стрелочным переводам железнодорожного (наземного) рельсового пути исследована довольно подробно. Моделирование динамических систем взаимодействия подвижного состава и стрелочного перевода с учетом неровностей рельсовых нитей проведено в работах [1, 2].

Динамическое воздействие вагонов на железнодорожные стрелочные переводы рассмотрено в статье [3]. Исследования [4, 5] посвящены особенностям математического моделирования динамических процессов во время прохождения вагоном стрелочного перевода. Математическая модель стрелочного перевода с остряками увеличенной длины приведена в работе [6]. В статьях [7, 8, 9] рассмотрены тенденции развития стрелочного хозяйства и определены дальнейшие направления железнодорожных стрелочных переводов.

В статьях [7, 8, 9] рассмотрены тенденции развития стрелочного хозяйства и определены дальнейшие направления железнодорожных стрелочных переводов. Рабо-

ты [10, 11] направлены на исследование динамики приводов стрелочных переводов горного транспорта.

Однако конструкция подвесного монорельсового пути имеет существенные отличия [12-15], поэтому полученные ранее результаты исследований требуют уточнений.

## 2. Цель и задачи работы

Цель – снижение динамических нагрузок формирующихся во время движения шахтной подвесной монорельсовой дороги по стрелочному переводу за счет управления параметрами его подвески.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- составить расчетную схему движения подвижного состава по подвесному стрелочному переводу;
- разработать математическую модель ударного взаимодействия на подвеску стрелочного перевода монорельсового пути перевода;
- установить взаимосвязь между параметрами подвижного состава и динамическими нагрузками, действующими в подвеске;
- определить максимальные перемещения в подвеске, происходящие во время удара и требуемая диссипативная сила.

## 3. Основное содержание и результаты работы

Рассмотрим воздействие на кровлю горной выработки от динамического ударного воздействия подвижного состава через подвеску монорельсового пути. Расчетная динамическая схема для исследования оптимального управления показана на рисунке 1.

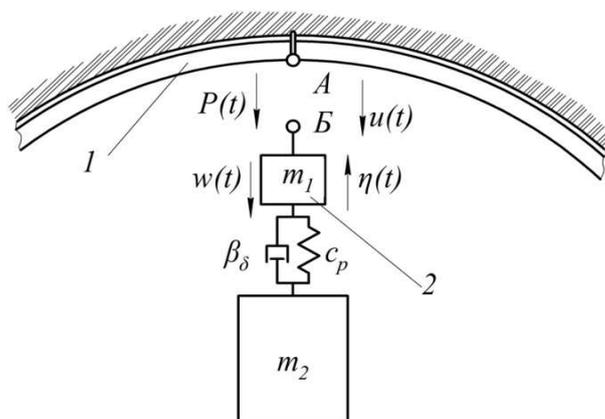


Рисунок 1. Расчетная схема ударного воздействия на подвеску стрелочного перевода монорельсового пути: 1 – крепь горной выработки; 2 – стрелочный перевод монорельсового пути

Считаем, что точка  $A$ , показанная на этом рисунке, принадлежит креплению горной выработки, а точка  $B$  – подвеске стрелочного перевода монорельсового пути. Выделим из подвижного состава сосредоточенную массу  $m_1 = 1$ , приходящуюся на одну подвеску монорельсового пути. Если к этой массе приложены внешние воздействия  $\eta(t)$  и воздействия управления  $P(t)$ , то возможны вертикальные смещения точки  $B$  относительно крепи горной выработки  $\delta(t)$ .

При этом уравнение управления подвеской монорельсового пути имеет вид

$$\ddot{\delta}(t) = \eta(t) - P(t) \quad (1)$$

В начальный момент времени, когда  $t = 0$ , начальными условиями для решения этого дифференциального уравнения будут  $\delta = \dot{\delta} = 0$ .

Используя минимаксную постановку оптимальное управление можно найти, используя ограничение  $P(t) \leq P_o$ .

Относительная скорость смещения точки  $B$  равна:

$$\dot{\delta} = s(t) - v(t), \quad (2)$$

где 
$$s(t) = \int_0^t \eta(t) dt, v(t) = \int_0^t P(t) dt.$$

Для одностороннего одиночного удара на подвеску стрелочного перевода монорельса продолжительностью  $\tau$  имеет место соотношение [16]:

$$\int_0^{\tau} \eta(t) dt = v(\tau) > P_o(\tau) \quad (3)$$

В этом случае минимизирующая функция будет:

$$v(t) = \begin{cases} P_o(t) & 0 \leq t \leq T; \\ P_o T & t \geq T, \end{cases}$$

где

$$T = \frac{v(\tau)}{P_o} > \tau.$$

На основании этого минимаксное смещение подвески монорельса при воздействии одностороннего удара приближенно равно:

$$\delta_m = \frac{v^2(\tau)}{2P_o} \quad (5)$$

С учетом действия упругой силы  $R_u(\delta)$  и диссипативной силы  $R_d(\delta, \dot{\delta})$ , принимающей нулевое значение при  $\dot{\delta} = 0$ , имеем:

$$P(t) = F(t) + R_u[\delta(t)] + R_d[\delta(t), \dot{\delta}(t)], \quad (6)$$

где  $F(t)$  – сила, возникающая в месте взаимодействия части подвижного состава с монорельсом, с учетом упругой и диссипативной сил.

Тогда исходные уравнения, описывающие движение системы, будут:

$$\begin{aligned} P(t) &= F(t) + R_u(t); \\ F(t) &= c_p(\delta - z); \\ m_2\ddot{z} + c_p(z - \delta) &= 0. \end{aligned}$$

При этом оптимальное решение для  $\delta(t)$  устанавливается выражением:

$$\delta(t) = s_o t - \frac{P_o t^2}{2} \quad (7)$$

Применяя изображение по Лапласу, получим:

$$\Delta(p) = \frac{s_o}{p^2} - \frac{P_o}{p^3}, \quad R_u(p) = \frac{P_o}{p} - c_p \left( \frac{s_o}{p^2 + \omega_q^2} + \frac{1}{p^2(p^2 + \omega_q^2)} \right), \quad (8)$$

где  $\omega_q$  – парциальная частота системы;

$$\omega_q = \sqrt{\frac{c_p}{m_2}}. \quad (9)$$

Тогда диссипативная сила будет:

$$R_u(t) = P_o - c_p \left( s_o \frac{\sin \omega_q t}{\omega_q} + P_o \frac{1 - \cos \omega_q t}{\omega_q^2} \right) \quad (10)$$

Таким образом, на основании приведенных зависимостей определяется оптимальное решение уравнений, описывающих движение подвижного состава по стрелочному переводу. Полученные результаты позволяют рассчитать необходимые параметры для последующей модернизации подвески стрелочного перевода шахтной подвесной монорельсовой дороги. Усовершенствование, в свою очередь, дает возможность минимизировать разрушающее воздействие динамических нагрузок на конструкцию стрелочного перевода и его крепление.

#### 4. Заключение

На основании вышеизложенного следует:

1. Разработанная математическая модель ударного взаимодействия на подвеску стрелочного перевода монорельсового пути перевода позволяет найти взаимосвязь между параметрами подвижного состава и динамическими нагрузками, действующими в подвеске.

2. Полученные уравнения, устанавливающие максимальные перемещения в подвеске во время удара и диссипативную силу, дают возможность обоснованно определять параметры для крепления стрелочных переводов монорельсового пути шахтных подвесных монорельсовых дорог.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Басовский, Д. А. Моделирование динамических систем взаимодействия подвижного состава и стрелочного перевода / Д. А. Басовский // Путь и путевое хозяйство. – 2016. – № 1. – С. 33-35.
2. Басовский, Д. А. Моделирование динамических систем на примере взаимодействия подвижного состава и стрелочного перевода / Д. А. Басовский, В. С. Лесничий // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. – 2014. – № 2. – С. 50-52.
3. Динамическое воздействие вагонов, имеющих колесные пары с тонкими гребнями, на стрелочные переводы / Б. Э. Глюзберг, М. И. Титаренко, Е. А. Тимакова [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2020. – Т. 79, № 4. – С. 202-208.
4. Королев, В. В. Моделирование стрелочных переводов на плитном основании / В. В. Королев // Наука и техника транспорта. – 2019. – № 3. – С. 77-87.
5. Особенности математического моделирования динамических процессов прохождения вагоном стрелочного перевода / Ю. С. Ромен, Б. Э. Глюзберг, Е. А. Тимакова, В. А. Быков // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2020. – Т. 79, № 3. – С. 119-126.
6. Маликов, М. Г. Математическая модель стрелочного перевода с остриями увеличенной длины для высокоскоростных железнодорожных магистралей / М. Г. Маликов, А. В. Жданов // Научно-технический вестник Поволжья. – 2019. – № 9. – С. 103-106.
7. Шишкина, И. В. Роликовые устройства для улучшения работы переводных механизмов стрелочных переводов / И. В. Шишкина, Н. В. Зверкова, Л. А. Елесина // Путь и путевое хозяйство. – 2020. – № 12. – С. 12-14.
8. Шишкина, И. В. Цельнолитая подкладка с подушкой для стрелочных переводов / И. В. Шишкина // Наука и техника транспорта. – 2019. – № 1. – С. 37-51.
9. Щербинина, Ю. В. Тенденции развития стрелочного хозяйства на высокоскоростных магистралях / Ю. В. Щербинина, А. С. Мосийчук // Сборник научных трудов Донецкого института железнодорожного транспорта. – 2018. – № 50. – С. 41-45.
10. Ладик, С.Л. Исследование динамики приводов стрелочных переводов горного транспорта / С.Л. Ладик, А.В. Говоруха // Геотехническая механика. – 2013. – №109. – С. 99-108.
11. Говоруха, В. В. Механика взаимодействия рельсового пути, подвижных транспортных средств и смежных устройств / В. В. Говоруха. – Днепропетровск: Лира, 2006. – 448 с.
12. Садриева, В. Р. Исследование динамики привода стрелочного перевода шахтной подвесной монорельсовой дороги / В. Р. Садриева, М. Н. Прибой // Актуальные проблемы недропользования: тезисы докладов XVIII Международного форума-конкурса студентов и молодых ученых, Санкт-Петербург, 15-21 мая 2022 года. Том 3. – Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский горный университет, 2022. – С. 56-58.

13. Gutarevich, V. O. Mathematical Modeling of End Carriage Motion on the Overhead Monorail / V. O. Gutarevich // Metallurgical and Mining Industry. – 2014. – Vol. 6. – No 5. – P. 51-55.

14. Reducing Oscillations in Suspension of Mine Monorail Track / V. O. Gutarevich, N. V. Martyushev, R. V. Klyuev [et al.] // Applied Sciences. – 2023. – Vol. 13, No. 8. – P. 4671.

15. Ignatkina, E. L. Research of the Rate of Changing the Mine Suspended Monorail Brakeforce When Braking / E. L. Ignatkina, A. V. Kostenko, S. N. Tsarenko // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science : 2020 International Science and Technology Conference on Earth Science, ISTCEarthScience 2020, Vladivostok, 06–09 октября 2020 года. Vol. 666. – IOP Publishing Ltd: IOP Publishing Ltd, 2021. – P. 022025.

16. Вибрации в технике: справочник: В 6 т. Т. 6: Защита от вибрации и ударов / В.К. Асташев [и др.]; под ред. К.В. Фролова. – Москва: Машиностроение, 1995. – 456 с.

Поступила в редколлегию 16.01.2024 г.

УДК 621.961.2

**С. П. Еронько**, д-р техн. наук, проф., **Е. В. Ошовская**, канд. техн. наук, доц.  
ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк

**О. А. Ковалева**,

ГБПОУ "Донецкий промышленно-энергетический колледж"

Тел.: +7 949 4055287; E-mail: [ersp52@mail.ru](mailto:ersp52@mail.ru)

## РАЗРАБОТКА И ЛАБОРАТОРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЛЕТУЧИХ НОЖНИЦ КАЧЕСТВЕННОЙ РЕЗКИ ТОНКОСТЕННЫХ ТРУБ МАЛОГО ДИАМЕТРА

*В статье приведены описание конструкций и результаты лабораторных испытаний летучих механических и гидравлических ножниц, обеспечивающих качественную резку тонкостенных труб малого диаметра на мерные длины в потоке сварочного стана.*

**Ключевые слова:** тонкостенная труба, клиновое нож, летучие ножницы, механизм реза.

**S. P. Eron'ko, E. V. Oshovskaya, O. A. Kovaleva**

### DEVELOPMENT AND LABORATORY TESTING OF FLYING SHEARS FOR HIGH-QUALITY CUTTING OF THIN-WALLED SMALL-DIAMETER PIPES

*The article describes the designs and results of laboratory tests of volatile mechanical and hydraulic shears that provide high-quality cutting of thin-walled small diameter pipes to measured lengths in the flow of a welding mill.*

**Keywords:** thin-walled pipe, wedge knife, flying shears, cutting mechanism.

#### 1. Введение

Процесс изготовления тонкостенных электросварных труб, регламентируемый ГОСТ 137300, включает: нарезку узких полос из рулона стали и их сварку в сплошную ленту; формирование из нее полого профиля и получение методом сварки прочного шва; контроль качества шва методом дефектоскопии и порезку готовой продукции на мерные длины. Одним из качественных показателей такой трубной продукции является ее товарный вид, определяемый состоянием торцевых частей полого профиля, зависящим от способа его разделения на мерные длины и конструкции используемого при этом режущего устройства. В настоящее время разделение на мерные длины тонкостенных труб в потоке сварочного стана осуществляют с помощью летучих дисковых пил или установок абразивной резки, обеспечивающих приемлемое качество торцевых поверхностей выпускаемых полых профилей [1, 2, 3, 4]. Вместе с этим происходящий быстрый износ рабочего инструмента при таких способах резки и сопровождающие их значительный шумовой эффект, а также образование большого количества раскаленных металлических и пылевидных частиц требуют принятия специальных мер по охране труда. Поэтому в последнее время ведутся разработки альтернативных способов поперечной резки полых профилей, которые позволяют исключить действие указанных факторов [5, 6, 7]. При использовании для этих целей ножниц с клиновыми ножами производственники столкнулись с проблемой, обусловленной смятием торцов труб (рисунок 1 а – 1 в), что послужило мотивацией проведения научных работ с целью совершенствования систем, позволяющих реализовать двухстадийную резку тонкостенных полых профилей плоскими ножами, при которой удастся устранить пластическую деформацию торцевых поверхностей производимых труб (рисунок 1 г). Такая схема разделения на части трубного профиля предполагает предварительное ослабление его поперечного сечения за счет формирования лыски на наружной поверхности трубы

движущимся в поперечном направлении ножом и последующий рез опускающимся сверху клиновым ножом.

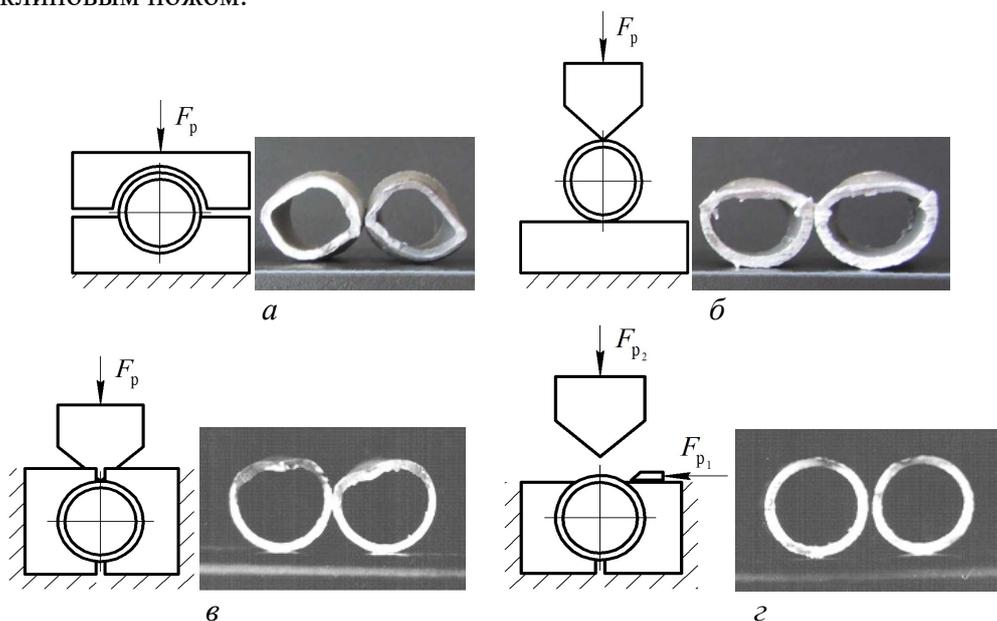


Рисунок 1. Существующие способы поперечной резки тонкостенных труб ножами и обеспечиваемое ими качество торцевых поверхностей полых профилей

При разработке перспективных образцов оборудования основными задачами, решаемыми проектировщиками, являются: выбор рациональной конструктивной схемы создаваемой системы, которая может быть механической или гидравлической; теоретическое обоснование энергосиловых параметров приводов ее структурных механизмов и предварительная практическая оценка первичных результатов изысканий.

Проверку правильности принятых технических решений и корректности расчетных зависимостей, используемых при получении информации о предполагаемых технологических нагрузках, во избежание возможных материальных потерь, целесообразно выполнять до начала проектирования опытно-промышленного образца нового оборудования, для чего в настоящее время применяют математическое и физическое моделирование. С учетом того, что расчеты деталей и узлов машин являются, как правило, приближенными, наиболее объективная оценка их результатов может быть дана по результатам экспериментальных исследований, проводимых на действующих натуральных моделях или лабораторных установках с привлечением различных методов контроля главных параметров работы машины или механизма.

## 2. Содержание и результаты выполненной работы

На кафедре «Механическое оборудование заводов черной металлургии им. В.Я. Седуша» Донецкого национального технического университета в течение последних пяти лет проводилась научно-исследовательские работа, связанная с совершенствованием ножниц, обеспечивающих качественную резку тонкостенных труб на мерные длины в потоке трубосварочного стана. При этом были предложены два варианта конструктивного исполнения режущих систем: с электромеханическим и гидравлическим приводами, позволяющими реализовать двухстадийный процесс разделения на части сварного полого профиля.

Летучие механические ножницы, схема которых приведена на рисунке 2 а, со-

держат ножевой блок 6, размещенный на двух горизонтальных цилиндрических направляющих 7 с возможностью относительного возвратно-поступательного перемещения с помощью механизма, включающего приводной электродвигатель 1, червячный редуктор 2 с двумя хвостовиками вала червячного колеса, на которых закреплены кривошипы 3, шарнирно связанные с шатунами 4, соединенными с основанием самого блока посредством пальцев 5.

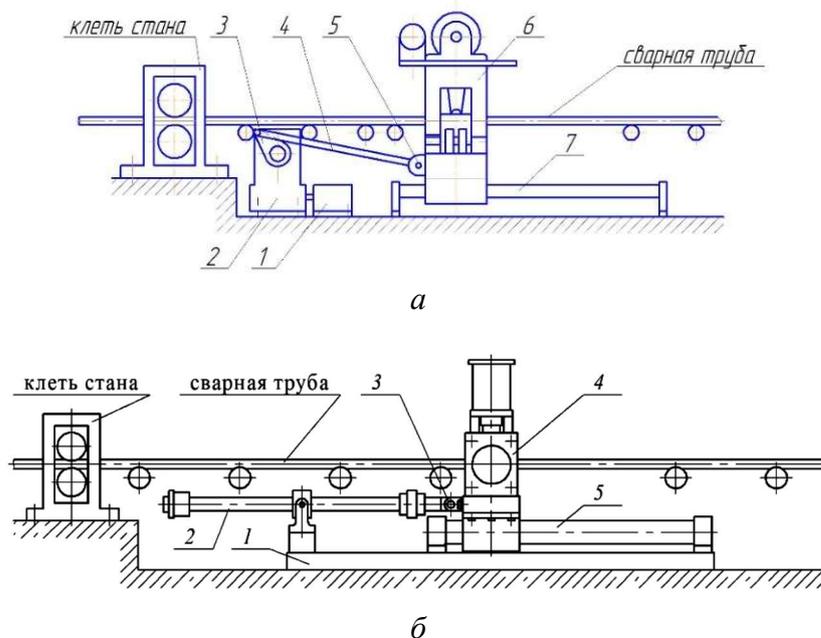


Рисунок 2. Структурные схемы разработанных летучих механических (а) и гидравлических (б) ножниц качественной поперечной резки тонкостенных труб малого диаметра

Структурная схема гидравлических летучих ножниц показана на рисунке 2б. Они содержат ножевой режущий блок 4, размещенный на двух горизонтальных цилиндрических направляющих 5 с возможностью относительного возвратно-поступательного перемещения с помощью приводного гидроцилиндра 2, шток которого посредством пальца 3 связан с корпусом режущего блока, а корпус в средней своей части шарнирно закреплен на основании 1.

Режущий блок механических ножниц (рисунок 3) включает станину 2 с внутренними направляющими, между которыми расположен суппорт 10, несущий клиновидный нож 3 и имеющий возможность вертикального перемещения с помощью электромеханического привода. Данный привод размещен на плитовине 5, жестко связанной с верхней частью станины 2, и включает одноколенный вал 6 с шатуном 4, тихоходную зубчатую передачу 17, двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор 8 и электродвигатель 7 постоянного тока. При этом колесо тихоходной зубчатой передачи является одной из шек одноколенного вала, а шатун 4 соединен с суппортом 10 посредством шарнира 9. В нижней части станины установлены с зазором две пары ножей-зажимов 1 для фиксации трубы в момент ее надреза горизонтально движущимся ножом. Смыкание ножей-зажимов 1 обеспечивается двумя клиньями 11, своей верхней частью прикрепленными к суппорту 10.

Требуемая последовательность взаимодействия между механизмом, обеспечивающим предварительный надрез трубы, и механизмом ее разделения на части реали-

зована за счет двух вертикальных 12 и одной горизонтальной 13 зубчатых реек, находящихся в зацеплении с размещенными на одном валу 14 зубчатыми колесами 15 и 16 с различными диаметрами делительных окружностей, соотносящимися между собой так, что скорость горизонтальной зубчатой рейки 13, несущей подрезной нож, превышает скорость движения вертикальных реек 12 в 1,2 раза [8].

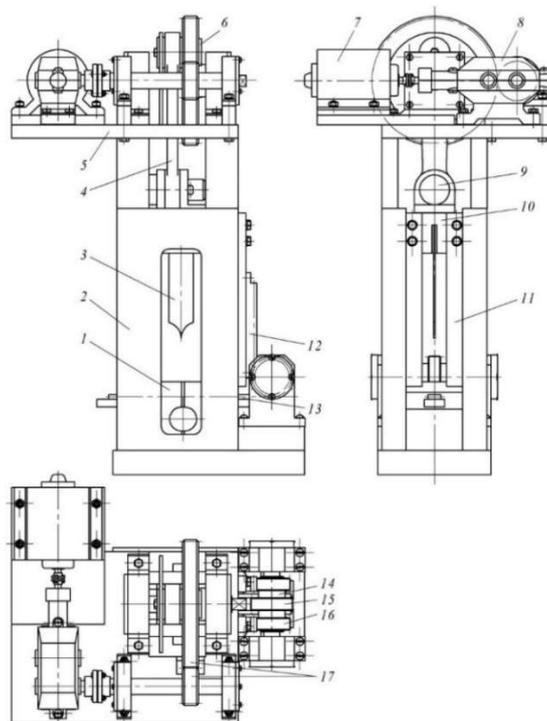


Рисунок 3. Конструкция режущего блока летучих механических ножниц

Режущий блок гидравлических ножниц, схематично показанный на рисунке 4, включает коробчатой формы корпус, состоящий из основания 17, двух пар продольных 11 и поперечных 3, 12 стенок, а также верхних брусьев 4, 10. Все элементы связаны

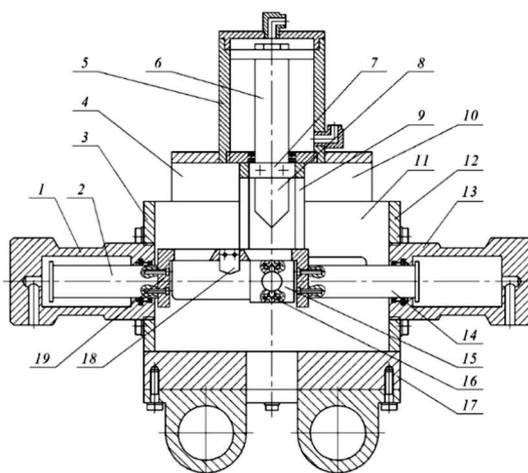


Рисунок 4. Конструктивная схема режущего блока гидравлических летучих ножниц

между собой с помощью болтов. На поперечных стенках посредством резьбовых соединений закреплены плунжерные гидроцилиндры 1, 13, расположенные горизонтально на одной оси. Плунжеры 2, 14 обоих цилиндров винтами соединены с горизонтальным П-образным суппортом 19, имеющим в верхней своей части две щелевые прорези, разделенные перемычкой, в пазу которой размещен подрезной нож 18. На верхних брусках 4, 10 корпуса блока закреплен вертикально расположенный гидроцилиндр двухстороннего действия 5. Его шток 6 несет суппорт 7, удерживающий клиновое лезвие 8 и снабженный четырьмя вертикальными брусками 9 квадратного сечения. Нижние части брусков имеют клиновидную форму и контактируют скошенными поверхностями с тыльными сторонами двух пар калиброванных ножей-зажимов 15. Между ножами-зажимами каждой из пар поддерживается заданный зазор за счет распирающего усилия, создаваемого двумя пружинами 16, находящимися в соосных цилиндрических углублениях. При этом обе пары ножей-зажимов образуют продольный зазор для беспрепятственного прохода между ними последовательно подрезного 18 и клинового 8 ножей [9].

Для обоснования конструктивных и энергосиловых параметров разработанных летучих ножниц провели исследования, связанные с определением технологической нагрузки, действующей на их привод. Сила воздействия клинового ножа на трубу может быть представлена как функция трех факторов: диаметра трубы  $D_{тр}$ , толщины стенки трубы  $\delta_{тр}$ , предела прочности материала трубы  $\sigma_{мт}$ :

$$P = f(D_{тр}, \delta_{тр}, \sigma_{мт}) . \quad (1)$$

Для оценки степени влияния указанных факторов на функцию отклика и вывода эмпирической зависимости, позволяющей выполнять расчет максимального значения силы реза  $P_{max}$  клиновым ножом, выполнили планированный математический эксперимент по плану первого порядка, в результате которого получили зависимость:

$$P_{max} = 6691,1 - 1233,5D_{тр} - 3345,6\delta_{тр} - 22\sigma_{мт} + 616,7D_{тр}\delta_{тр} + 4,4D_{тр}\sigma_{мт}$$

Данная зависимость позволила определить технологическую нагрузку, которая должна учитываться при проектировании режущих блоков механических и гидравлических ножниц [10]. В таблицах 1 и 2 приведены данные расчетов параметров этих блоков двух типов ножниц, предназначенных для поперечной резки тонкостенных труб малого диаметра.

Учитывая то, что надежная работа режущих блоков разработанных ножниц и качество реза на них полых круглых профилей в немалой степени будет зависеть от правильного выбора геометрических параметров плоского клинового ножа, были также проведены теоретические исследования его напряженно-деформированного состояния на основе метода конечных элементов. В соответствии с составленной матрицей планирования  $2^4$ , выполнили 17 математических опытов по определению максимальных значений напряжений  $\sigma_{max}$  в режущей части ножа с использованием программы расчета параметров напряженно-деформированного состояния инструмента, изготовленного из материала, у которого модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа и коэффициент Пуассона  $\mu = 0,33$ .

Таблица 1. Расчетные значения энергосиловых параметров режущего механизма экспериментального образца ножниц

Размеры сечения трубы, мм		Максимальная сила реза, Н	Максимальный момент на коленвале, Н·м	Эквивалентный момент, Н·м	Угловая скорость коленвала, с <sup>-1</sup>	Мощность электродвигателя, кВт
D	δ					
10	1	4300	163	95	1,5	0,18
	1,5	8300	315	185	1,5	0,35
	2	11200	425	250	1,5	0,47
20	1	7200	273	160	1,5	0,3
	2	12000	456	265	1,5	0,5
	3	15000	570	330	1,5	0,62
30	1	9000	372	215	1,5	0,4
	2	14000	532	310	1,5	0,58
	3	17000	640	375	1,5	0,7

Таблица 2. Расчетные значения параметров гидравлического привода режущего механизма ножниц

Размеры сечения трубы, мм		Максимальная сила реза, Н	Скорость движения вертикального ножа, м/с	Параметры привода		
D	δ			Диаметр поршня цилиндра, мм	Рабочее давление насоса, МПа	Объемная подача насоса, л/мин
10	1	4300	0,1	75	1,0	24
	1,5	8300		100		48
	2	11200		120		66
20	1	7200		65	2,0	20
	2	12000		90		38
	3	15000		100		48
30	1	9800		70	2,5	23
	2	14000		85		34
	3	17000		90		38

Расчеты показали, что максимальные напряжения  $\sigma_{\max}$ , возникающие в ноже при порезке полого круглого профиля, являются сложной функцией и зависят от следующих переменных (факторов):

$$\sigma_{\max} = f(D_{\text{тр}}, \delta_{\text{тр}}, \delta_{\text{н}}, \sigma_{\text{мт}}), \quad (2)$$

где  $D_{\text{тр}}$  – наружный диаметр трубы;  
 $\delta_{\text{тр}}$  – толщина стенки трубы;  
 $\sigma_{\text{мт}}$  – предел прочности материала трубы.  
 $\delta_{\text{н}}$  – толщина ножа.

Уравнение регрессии после перевода из кодированного в натуральный вид:

$$\sigma_{\max} = -114,25 - 1,5D_{\text{тр}} + 60,75\delta_{\text{тр}} + 1,2\sigma_{\text{мт}} + 28,975\delta_{\text{н}} - 8,625\delta_{\text{тр}}\delta_{\text{н}} - 0,215\sigma_{\text{мт}}\delta_{\text{н}} \leq [\sigma].$$

Площадь поперечного сечения клинового ножа, имеющего прямоугольную форму, рассчитывали, исходя из того, что ширина ножа  $b_{\text{н}}$ , а его толщина  $\delta_{\text{н}}$ . По максимальному значению силы реза  $P_{\max}$  для трубы с наибольшим диаметром, которая может быть разрезана на ножницах, выполняли проверку плоского клинового ножа на продольный изгиб (устойчивость) по формуле

$$\sigma = P/F_{\text{н}} \leq \varphi[\sigma]_{\text{сж}}, \tag{3}$$

где  $F_{\text{н}}$  - площадь поперечного сечения ножа, мм<sup>2</sup>;  
 $\varphi$  - коэффициент уменьшения допускаемого напряжения сжатия ножа, зависящий от его гибкости  $\lambda$ .

Расчетные значения размеров поперечного сечения ножей, полученные с учетом геометрических параметров и прочности материала разделяемых на части тонкостенных труб малого диаметра, приведены в табл. 3.

Таблица 3. Рекомендуемые размеры поперечного сечения плоских клиновых ножей для резки тонкостенных труб малого диаметра

Параметры разделяемой на части трубы, мм		Предел прочности материала трубы, МПа	Размеры поперечного сечения плоского клинового ножа, мм	
наружный диаметр	толщина стенки		ширина	толщина
10	1	500	15	2
	1,5			
	2			
20	1		25	3
	2			
	3			
30	1		35	4
	2			
	3			

С целью экспериментальной проверки правильности технических решений, принятых при разработке конструкций летучих ножниц, рассчитали параметры приводов структурных механизмов и изготовили лабораторные образцы режущих систем [11], фото которых представлены на рисунке 5, а также обосновали параметры режущей части применявшихся в них клиновых ножей [12].

В соответствии с планом эксперимента, провели проверку работоспособности предложенных режущих систем, в ходе которой осуществляли порезку на мерные длины труб с наружным диаметром 10 мм и толщиной стенки 0,5 и 1 мм для последующей оценки обеспечиваемого качества реза. Фотографии полученных трубных образцов по-

казаны на рисунке 6, из которых видно, что смятия торцевых частей у них нет, т.е. оба типа ножниц обеспечивают реализацию двухстадийного процесса поперечной резки полых круглых профилей.

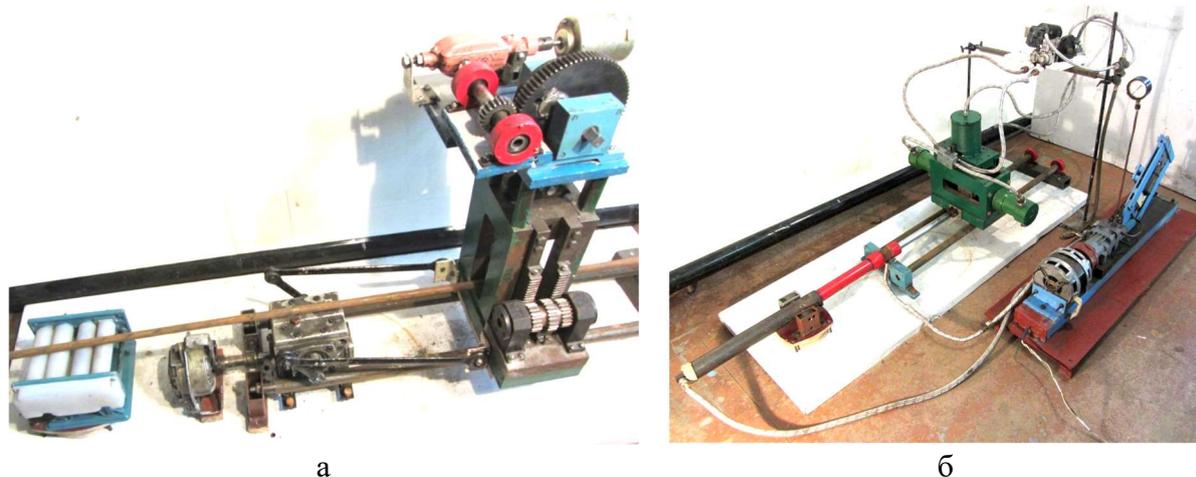


Рисунок 5. Лабораторные образцы механических (а) и гидравлических (б) летучих ножниц для резки труб на мерную длину



Рисунок 6. Образцы тонкостенных труб малого диаметра, разделенных на части с помощью механических (а) и гидравлических (б) лабораторных ножниц

Применённая в режущем блоке механических летучих ножниц двухречная система согласования последовательности движения подрезного и клинового ножей с заданными скоростями относительно разделяемой на части движущейся трубы, которая приводится в действие одним электродвигателем, позволяет уменьшить габариты и массу всего изделия в целом.

Наряду с этим, в ходе экспериментов, проводившихся на лабораторных гидравлических ножницах, был выявлен недостаток у системы их управления, которая включала профилированные кулачки, регулирующие работу золотников для подачи жидкости в полости исполнительных гидроцилиндров. Указанный недостаток был связан с износом рабочих поверхностей кулачков и необходимостью тщательной настройки их относительного положения, поскольку даже при незначительном угловом отклонении хотя бы одного из них происходил сбой в работе режущего блока. Поэтому дальнейшие работы по конструктивному совершенствованию гидравлических летучих ножниц бу-

дуг направлены на повышение надежности блока управления последовательностью срабатывания силовых гидроцилиндров за счет использования схемы с электромеханическим регулированием «по пути», обеспечивающим подачу сигналов о выполнении предшествующей команды при отработке заданной последовательности перемещений горизонтально движущегося подрезного ножа и вертикально опускающегося клинового ножа.

После конструктивной доработки с учетом выявленных недостатков предложенные летучие ножницы могут заменить существующие режущие системы, эксплуатируемые в настоящее время на трубосварочных станах. Как показала практика, наибольшие финансовые потери при производстве тонкостенных труб на стане ЗАО «Донецксталь» были связаны с тем, что из-за одностадийной резки полых профилей клиновым ножом на используемых летучих ножницах обе торцевые части получаемого мерного куска трубы имели деформируемые участки, длина которых в зависимости от наружного диаметра профиля, составляла от 5 до 25 мм.

Перед использованием трубной продукции по назначению дефектные части подлежат удалению на отрезных станах и могут использоваться в качестве оборотного лома. Разница в цене на качественную трубу и металлический лом, а также дополнительные трудовые и энергетические затраты, требуемые для отделения от трубы дефектных торцевых частей, в совокупности формируют материальные убытки, вызываемые несовершенством используемого технологического оборудования. Поэтому применение разработанных ножниц, позволяющих исключить деформацию торцевых частей труб, обеспечит получение экономического эффекта за счет устранения указанных финансовых потерь. Ожидаемый экономический эффект от внедрения выполненной разработки на трубосварочном стане с годовым производством 100000 т труб составит 20 млн. руб. Срок окупаемости затрат, необходимых для промышленной реализации предложенной разработки, не превысит 2-х лет.

### 3. Заключение

Результаты лабораторных экспериментов подтвердили правильность технических решений, заложенных в конструкции механических и гидравлических режущих систем, которые могут быть использованы для разделения на части полых тонкостенных круглых профилей малого диаметра в потоке трубосварочного стана, обеспечивая при этом повышение качества выпускаемой продукции за счет устранения деформации торцевых частей мерных кусков труб.

### ЛИТЕРАТУРА:

1. Кравченко, В. М. Повышение стойкости дисков летучей пилы для порезки тонкостенных труб / В. М. Кравченко, В. А. Сидоров, В. В. Буцукин // Защита металлургических машин от поломок. Сб. науч. тр. - Мариуполь: ГВУЗ «ЛГТУ».- 2010.- Вып. 12.- С. 222 – 225.
2. Петров, П. А. Оценка основных причин замены дисков пил горячей резки / П. А. Петров // Сб. научн. тр. Донбасского государственного технического университета. – Алчевск: ДонГТУ, 2006. Вып. 22. С. 173 – 179.
3. Петров, П. А. Исследование надежности пил горячей резки проката / П. А. Петров, В. А. Шпаков, В. А. Павленко // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научн. тр. – Донецк: ДонНТУ, 2007. Вып. 33. С. 201 – 208.
4. Петров, П. А. Уменьшение износа дисковых пил горячей резки сортового ме-

таллопроката / П. А. Петров, Ю. В. Изюмов // *Металлургические процессы и оборудование*. - 2011.- № 1 (23).- С. 30 – 36.

5. Стеблюк, В. И. Методы усовершенствования способов резки труб на короткие заготовки / В. И. Стеблюк // *Обработка металлов давлением*. Сб. науч. тр.- Краматорск: Донбасская государственная машиностроительная академия.- 2009.- № 1.- С. 287 – 290.

6. Стеблюк, В. И. Последовательность резки тонкостенной трубчатой заготовки сдвигом вращающихся оправок / В. И. Стеблюк, Д. Н. Савченко, Д. Б. Шкарлута // *Вестник национального технического университета Украины «Харьковский политехнический институт»*. Сб. научн. тр. – Харьков: ХТУ «ХПИ», 2010. № 43. С. 141 – 146.

7. Стеблюк, В. И. Экспериментальные исследования усовершенствованного метода резки трубчатых заготовок одновременным сдвигом и кручением / В. И. Стеблюк [и др.] // *Вестник Донбасской государственной машиностроительной академии*: сб. научн. тр. – Краматорск: ДГМА, 2010. № 1(22). С. 179 – 182.

8. Механические ножницы для качественной резки тонкостенных труб на заготовки / С. П. Еронько [и др.] // *Заготовительные производства в машиностроении*. - 2019.- Том 17. № 11.- С. 502 – 507.

9. Еронько, С. П. Разработка и экспериментальные исследования гидравлических летучих ножниц для резки тонкостенных труб / С. П. Еронько, М. Ю. Ткачев, О. А. Ковалева // *Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета*.- 2019.- № 17. (60).- С. 89 - 97.

10. Ошовская, Е. В. Аналитический метод определения силы поперечной резки трубы клиновым ножом / Е. В. Ошовская, О. А. Ковалева // *Сборник научных трудов Донбасского государственного технического института*.- 2022.- № 26 (69).- С. 96 - 103.

11. Исследование энергосиловых параметров ножниц для качественной резки тонкостенных труб / С. П. Еронько [и др.]. // *Сборник научных трудов Донбасского государственного технического университета*.- 2018.- № 11. (54).- С. 131 - 135.

12. Еронько, С. П. Исследование напряженно-деформированного состояния плоских ножей для резки тонкостенных труб / С. П. Еронько [и др.] // *Черная металлургия: Бюл. ин-та «Черметинформация*.- 2021.- Т. 77. № 9 .- С. 1039 – 1046.

Поступила в редколлегию 30.01.2024 г.

УДК 621.0481

**Е. Н. Колганова<sup>1</sup>**, канд. техн. наук, **Е. П. Мельникова<sup>2</sup>**, д-р техн. наук, проф.,  
**В. А. Лебедев<sup>1</sup>**, канд. техн. наук, проф., **О. Н. Котенко<sup>1</sup>**, аспирант.

<sup>1</sup>Донской государственный технический университет (ДГТУ), Россия

<sup>2</sup>Донецкий национальный технический университет (ДонНТУ), ДНР, Россия

Тел./Факс: +7 (909) 430-95-99; E-mail: [elenkolg@list.ru](mailto:elenkolg@list.ru)

## РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД АНАЛИЗА И ОЦЕНКИ РАЗМЕРНОЙ НЕСТАБИЛЬНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ДАТЧИКОВ

*В статье рассмотрены причины возникновения размерной неустойчивости конструкций датчиков-преобразующей аппаратуры, а также физические механизмы ее проявления. Представлен расчетно-экспериментальный метод оценки размерной неустойчивости сборочных конструкций и отмечена актуальность его применения при создании датчиков-преобразующей аппаратуры.*

**Ключевые слова:** метод, анализ, оценка, конструкция, датчиков-преобразующая аппаратура

Y. N. Kolganova, E. P. Melnikova, V.A. Lebedev, O.N. Kotenko

### A COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL METHOD FOR ANALYZING AND EVALUATING THE DIMENSIONAL INSTABILITY OF ELECTROMECHANICAL SENSOR DESIGNS

*The article considers the causes of the dimensional instability of the structures of data-converting equipment, as well as the physical mechanisms of its manifestation. An experimental method for estimating the dimensional instability of assembly structures is presented and the relevance of its application in the creation of sensor-converting equipment is noted.*

**Keywords:** method, analysis, evaluation, design, sensor-converting equipment

#### 1. Введение

Надежность современных технических объектов (ТО), во многом зависит от точности и стабильности размеров датчиков-преобразующей аппаратуры (ДПА), являющейся их неотъемлемой частью. Способность деталей высокоточных изделий к самопроизвольному изменению формы и размеров с течением времени является значительным препятствием на пути обеспечения непрерывно возрастающих требований к точности и надежности ДПА.

Эксплуатация ДПА осуществляется под воздействием различных дестабилизирующих факторов, среди которых можно выделить вибрацию, удары, акустический шум, линейные ускорения, температурное воздействие. Так в авиационных системах датчики должны обеспечивать их работоспособность при изменении температуры от -50 до +50°C, давления – от 1 до 0,01 атм, воздействии виброколебаний с амплитудой (0,25 - 2) мм в диапазоне частот от 20 до 200 Гц и перегрузках до 20 g. В ракетно-космических комплексах датчики подвержены вибрациям в диапазоне (30 -8000) Гц с амплитудой (0,5 - 40) мм, а также жесткому радиационному облучению и действию космических частиц. Действие всех вышеперечисленных внешних и внутренних факторов приводит к существенному изменению номинальных выходных характеристик ДПА, к возникновению погрешностей измерений и как следствие к потере работоспособности технического объекта.

#### 2. Основное содержание и результаты работы

Воздействие вибрационных нагрузок широкого диапазона является наиболее частой причиной отказов и потери работоспособности ДПА. Накопление результата

воздействий вибрации на детали датчика происходит постепенно и незаметно, и выявляется с довольно большой скоростью на заключительных стадиях, сопровождаясь внезапным отказом, а также разрушающими и негативными последствиями. Во многих случаях вибрационное воздействие является определяющим фактором, позволяющим оценить безотказность работы датчика и прочность его конструкции.

В настоящее время вопрос взаимосвязи качества изделий с их эксплуатационными свойствами и, в частности, с обеспечением виброустойчивости конструкции, не получил должного разрешения. Поэтому задача учета этих факторов на стадии конструкторско-технологической проработки датчиков, эксплуатируемых в условиях повышенного воздействия вибраций, постоянной и переменной температуры является актуальной и имеет важное научное и практическое значение.

Обеспечение указанных требований является достаточно сложной задачей, решение которой связано с необходимостью использования методов анализа и оценки размерной нестабильности конструкций на стадии их конструкторско-технологической проработки.

В связи с этим, целью исследований является применение расчетно-экспериментального метода анализа и оценки размерной нестабильности конструкций электромеханических датчиков на стадии конструкторско-технологической проработки изделий с целью прогнозирования поведения деталей изделия в процессе эксплуатации.

Для достижения поставленной цели необходимо определить расчетные зависимости для оценки уровня нестабильности деталей и соединений, входящих в ДПА.

На значимое изменение величины параметра датчика, определяющего его функциональное назначение и точность, оказывают влияние различные внутренние и внешние факторы, обуславливающие появление значительных обратимых и необратимых изменений размеров его деталей. Вследствие чего, вариабельность выходных геометрических параметров размеров деталей (замыкающих звеньев) собранного узла зависит от комплекса различных факторов, которую в общем виде в векторной форме может быть описана уравнениями:

$$A_{\Delta} = \sum_i^n c_i A_i \quad \text{и} \quad T_{\Delta} = \sum_i^n |c_i| T_i \quad , \quad (1)$$

где  $A_{\Delta}, T_{\Delta}$  - номинальный размер и допуск исходного (замыкающего) звена датчика, определяющего его функциональное назначение;  $A_i, T_i$  - номинальный размер и допуск  $i$ -го звена размерной цепи;  $n$  - количество звеньев, образующих размерную цепь;  $c$  - передаточное отношения, определяющее влияние  $i$ -го звена размерной цепи на исходное (замыкающее) звено.

Установлено [1, 2, 3, 4, 7], что в процессе эксплуатации детали определяющие конструктивное исполнение датчика под действием различных внешних воздействий теряют свою точность, полученную при их изготовлении механической обработкой, оказывая таким образом существенное влияние на изменение величины замыкающего звена, достигнутой при сборке. Учитывая этот экспериментально подтвержденный факт выражение для определения допуска исходного (замыкающего) звена датчика, определяющего его функциональное назначение (1) наиболее правильно записать в виде:

$$\vec{T}_{\Delta} = \sum_i^n |c_i| (\vec{T}_{изг\ i} + \vec{T}_{эк\ i}) \quad , \quad (2)$$

где  $\vec{T}_{изг i}$  - допуски составляющих звеньев размерной цепи, обеспечиваемые в процессе изготовления;  $\vec{T}_{эк i}$  – дополнительные допуски, обусловленные характером внешнего воздействия на размеры, существенно влияющие на точность замыкающего звена.

Следствием внешнего воздействия на датчик в целом, так и его детали в процессе эксплуатации как показано в работе [3, 4, 6] являются: деформации составляющих звеньев размерной цепи датчика в сборе, обусловленные недостаточной жесткостью его деталей; деформации в размерной цепи, связанные с недостаточной жесткостью стыков сопрягаемых деталей; релаксация остаточных внутренних напряжений; микроползучесть под действием внешних нагрузок; изменения фазового и структурного состояния материала деталей.

Главной причиной протекания этих эффектов при эксплуатации, приводящих к изменению величины замыкающего звена и как следствие к потере его работоспособности является размерная нестабильность деталей, поступающих на сборку после механической обработки на этапе их изготовления и привнесённая на этапе сборки путем силового воздействия на них. Вероятностный характер проявления вышеотмеченных эффектов не позволяет в полной мере провести их расчетную оценку с использованием аналитических зависимостей и требует привлечения экспериментальных методов и исследований для их установления. В этой связи целесообразно дополнительные допуски, обусловленные характером внешнего воздействия на размеры, существенно влияющие на точность замыкающего звена выразить следующим образом

$$\vec{T}_{эк i} = k_{внеш. j} \vec{T}_{изг i}, \quad (3)$$

где  $k_{внеш. j}$  - коэффициент, характеризующий зависимость допуска от характера внешнего воздействия на размер

С учетом (3) выражение для определения допуска исходного (замыкающего) звена датчика, определяющего его функциональное назначение (2) будет иметь вид

$$\vec{T}_{\Delta} = \sum_i^n |c_i| \vec{T}_{изг i} (1 + k_{внеш. j}). \quad (4)$$

Выражение (4) позволяет с помощью коэффициентов  $c_i$  и  $k_{внеш. j}$ :

- проводить оценку влияния конкретного характера внешнего воздействия на точность замыкающего звена датчика;
- сравнивать относительную значимость различных эксплуатационных воздействий;
- обосновать какие поверхности нуждаются в большем внимании и более высоких требованиях по точности и параметрам качества поверхностного слоя для технологических звеньев;
- находить резервы повышения точности замыкающих звеньев и управлять ими через соответствующие параметры и характеристики конструкции или технологического процесса.

При расчетах степени изменения допусков составляющих звеньев датчика, с учетом характера внешнего воздействия предварительно необходимо оценить прочность деталей, формирующих конструктивное исполнение датчика, которая может приниматься или одинаковой, или разной. Для разно прочных звеньев размерной цепи датчика степень изменения допусков определяются как средняя величина.

Как было отмечено выше коэффициент  $k_{внеш. j}$  устанавливающий зависимость допуска функционального звена датчика, достигнутого в процессе сборки выбранным методом достижения точности, от характера внешнего воздействия является следствием размерной нестабильности входящих в его состав деталей. Электромеханический датчик, как и любая сборочная единица представляет собой совокупность разъемных и неразъемных, подвижных и неподвижных соединений, находящихся после сборки в нагруженном и ненагруженном состоянии. Поэтому нестабильность его конструкции в целом  $\lambda$  будет складываться из нестабильностей деталей и их соединений.

### 3. Общий алгоритм и рекомендации

Выполненные исследования позволили разработать общий алгоритм, включающий в себя зависимости для оценки нестабильности деталей и соединений (таблица 1).

Таблица 1. Зависимости оценки нестабильности деталей и соединений [3, 6]

Состояние в сборочной единице	Расчетная зависимость	Примечание
Ненагруженные детали	$\lambda_d = \sum_{i=1}^m (\lambda_{ci} + \lambda_{pi}),$	$\lambda_{ci}$ — структурная нестабильность материала; $\lambda_{pi}$ — нестабильность, вызванная релаксацией остаточных напряжений возникающих в результате различных технологических воздействий; $m$ — количество деталей в сборке ( $i=1, m$ ).
Ненагруженные неразъемные соединения	$\lambda_{nc} = \sum_{j=1}^n (\lambda_{cj} + \lambda_{pj}),$	$\lambda_{cj}$ - структурная нестабильность материалов швов (сварных, паяных, клееных); $\lambda_{pj}$ - деформации, вызванной релаксацией остаточных напряжений; $n$ — число неразъемных соединений ( $j=1, n$ ).
Ненагруженные разъемные соединения	$\lambda_{pc} = \sum_{j=1}^{m-n-1} \lambda_j,$	$m-n-1$ — число разъемных соединений ( $j=1, m-n-1$ ), $\lambda_j$ — нестабильность, вызванная деформацией в контактных поверхностях соединения
Нагруженные детали от сборочного крепежа и посадок с натягом	$\lambda_{нд} = \sum_{i=1}^{m_p} \lambda_{pi} + \sum_{l=1}^{m_n} \lambda_{pl},$	$m_p$ — количество деталей, подвергнутых релаксации внутренних напряжений ( $i=1, m_p$ ); $m_n$ — количество деталей, подвергнутых микроползучести под действием внешних напряжений ( $l=1, m_n$ ); $\lambda_{pl}$ — нестабильность, вызванная микроползучестью детали.
Нагруженные швы	$\lambda_{нш} = \sum_{j=1}^{n_p} \lambda_{pj} + \sum_{l=1}^{n_n} \lambda_{pl}$	$n_p$ — количество швов, подвергнутых релаксации ( $j=1, n_p$ ); $n_n$ — количество швов, подвергнутых микроползучести ( $l=1, n_n$ ).

Сущность расчетно-экспериментального метода заключается в поэтапном рассмотрении, на стадии конструкторско-технологической подготовки, стабильности материалов, соединений, отдельных деталей, узлов, и изделия в целом. Установление, представленных в таблице 1 нестабильностей деталей и их соединений, определяющих состав и функциональное назначение датчика может быть реализовано как расчетным

путём так и с применением экспериментальных методов исследований, При этом особого внимания требуют детали формирующие замыкающее звено функциональной размерной цепи датчика. Результатом расчетно-экспериментального метода является выработка мер и рекомендаций по обеспечению их наивысшей размерной стабильности в процессе эксплуатации за счет снижения величины коэффициента  $k_{\text{внеш.}j}$ , устанавливаемого из соотношения.

$$k_{\text{внеш.}j} = \sum_{j=1}^n \lambda_{\text{д}}, \lambda_{\text{нс}}, \lambda_{\text{рс}}, \lambda_{\text{нд}}, \lambda_{\text{нш}} \quad (5)$$

Главной целью применения метода является выявление факторов определяющих. снижение степени микроползучести деталей, характеризующейся медленным и непрерывным нарастанием пластической деформации при снижающихся во времени внутренних напряжениях в материале под воздействием внешних нагрузок. Чем больше сопротивление материала микропластическим деформациям во времени, тем выше его размерная стабильность в условиях эксплуатации и длительного хранения. Эта задача должна быть максимально решена на стадии изготовления деталей, определяющих конструктивное исполнения датчика путем применения технологических стабилизирующих операций.

#### 4. Заключение

Таким образом, выполненные исследования позволили реализовать следующее:

1. Установлено, что особого внимания требуют детали, формирующие замыкающее звено функциональной размерной цепи датчиков.

2. Предложены зависимости оценки нестабильности деталей и соединений.

Результаты проведенных исследований и предложенные для практического применения зависимости позволят улучшить конструкторско-технологического обеспечение изготовления деталей датчиков-преобразующей аппаратуры. Повышение размерной стабильности деталей на этапе их изготовления позволит снизить величину коэффициента внешнего воздействия и, как следствие, снизить степень их влияния на замыкающее звено датчика, обеспечивающего функциональное назначение.

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Безъязычный, В. Ф., Обеспечение качества изделий при сборке / В. Ф. Безъязычный, В. В. Непомилуев, А. Н. Семенов. – М. : Издательский дом «Спектр», 2002. – 204 с.

2. Антонюк, В. Е. Динамическая стабилизация в производстве маложестких деталей / В. Е. Антонюк. - Минск: Беларуская навука, 2017. – 190 с.

3. Хенкин, М. Л. Размерная стабильность металлов и сплавов в точном машиностроении и приборостроении / М. Л. Хенкин, И. Х. Локшин. – М. : Машиностроение, 1974. – 256 с.

4. Гаврюсев, В. И. Размерная стабильность материалов и элементов конструкций / В. И. Гаврюсев. – Л.: ЦНИИ «Румб», 1990. – 113 с.

5. Дальский, А. М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин / А. М. Дальский. – М.: Машиностроение, 1975. – 223 с.

6. Яковлева, С. А. Размерная стабильность материалов и элементов конструкций в приборостроении / С. А. Яковлева, О. С. Юльметова // Изв. вузов. приборостроение. – 2010. – т. 53. – № 8. – С. – 23 – 26.

7. Ильицкий, В. Б. Модель обеспечения качества сборочных единиц на основе анализа размерных связей [Текст] / В. Б. Ильицкий, Е. А. Польский, Д. М. Филькин // СПРАВОНИК. Инженерный журнал. – М.: Машиностроение. – №4 (157). – 2010. – С. 51 – 56.

8. Тамаркин, М. А. Технология вибрационной стабилизирующей обработки изделий машиностроения / М. А. Тамаркин, С. Н. Шевцов, В. А. Лебедев, Ф. А. Пастухов // Научные технологии в машиностроении: журнал – Ростов-н/Д: ДГТУ, 2018 – С. 20 – 26.

Поступила в редколлегию 31.01.2024

Г. А. Костюкович, канд. техн. наук, Е. В. Овчинников, докт. техн. наук,  
Д. А. Линник, канд. техн. наук, А. В. Попрукайло, магистр  
Гродненский государственный университет им. Янки Купалы, г. Гродно, Беларусь  
ОАО «Белкард», г. Гродно, Беларусь  
Тел./Факс: +375 (152) 684108; E-mail: [ovchin@grsu.by](mailto:ovchin@grsu.by)

## КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ

*В статье рассмотрены конструкции карданных передач, для которых велось построение твердотельных моделей, разработаны схемы, структуры отдельных модулей и пилотной программы реализации системы. Система построена на эксклюзивной технологии, содержит средства создания, хранения и доступа к справочной информации, выполнения расчетов, составления отчетных расчетных документов для получения твердотельных моделей карданных передач. Изучены конструкции карданных передач, для которых велось построение конечно-элементных моделей деталей карданных валов для предварительных расчетов, разработаны схемы, структуры отдельных модулей и программа, позволяющая проводить автоматизацию выполнения расчетов элементов и конструкций карданных валов различного назначения, обеспечения интеграции выполнения кластерных (С-вычисления) и инженерно-технических расчетов (Е-вычисления) инженерами и конструкторами различного уровня компьютерной подготовки.*

**Ключевые слова:** карданная передача, модели, высокопроизводительная мультимикропроцессорная техника, свойства.

G. A. Kostyukovich, Y. V. Auchynnika, D. A. Linnik, A. V. Poprukailo

## COMPUTER SIMULATION OF HEAVY LOADED FRICTION UNITS OF CARDAN GEARS

*The article considers the designs of cardan gears, for which the construction of solid models was carried out, schemes, structures of individual modules and a pilot program for the implementation of the system were developed. The system is built on an exclusive technology, contains tools for creating, storing and accessing reference information, performing calculations, compiling reporting settlement documents to obtain solid-state models of cardan gears. The designs of cardan gears were studied, for which finite element models of cardan shaft parts were built for preliminary calculations, schemes, structures of individual modules and a program were developed that allow automating the calculations of elements and structures of cardan shafts for various purposes, ensuring the integration of performing cluster (C-calculations) and engineering calculations (E-calculations) by engineers and designers of various levels of computer training.*

**Keywords:** cardan transmission, models, high-performance multiprocessor technology, properties.

### 1. Введение

Современное производство тесно связано с уровнем информационных технологий, доступных на предприятии. Комплексная автоматизация процессов конструирования и технологической подготовки производства с использованием станков с ЧПУ играет ключевую роль в повышении эффективности производства.

Внедрение систем автоматизированного проектирования высокого уровня способствует улучшению качества продукции и сокращению времени разработки чертежей. Параметрические системы трехмерного моделирования, нацеленные на машиностроение и приборостроение, активно внедряются в современную практику.

С помощью современных систем автоматизированного проектирования уже на этапе разработки можно провести анализ технологичности, собираемости, прочности и динамических характеристик продукции. Это позволяет оптимизировать процесс про-

ектирования и создания продукции, уменьшая вероятность дефектов и снижая себестоимость.

Таким образом, использование современных информационных технологий и систем автоматизированного проектирования является важным элементом повышения конкурентоспособности предприятия на рынке [1-10].

Карданные передачи являются важнейшим агрегатом современных модификаций автотракторной техники и функциональных устройств различного значения. Они представляют собой приводные валы с универсальными шарнирами, обеспечивающими передачу передвижения автомобилей, тракторов или устройств конкретного назначения. Карданные валы выполняют следующую задачу: передают вращающийся момент и движение исполнительному механизму при различных углах перемещения осей [2].

Различные виды техники, использующей карданные передачи, имеют свои уникальные особенности эксплуатации. Из-за этого существует множество различных конструктивных решений для такого вида передач.

Одним из типовых вариантов карданных передач, который наиболее распространен в грузовых автомобилях, включает в себя следующие компоненты: вилку, подшипник, крестовину, фланец, уплотнение и другие детали. Эти элементы работают вместе для обеспечения надежности и эффективности работы карданных передач, что является важным аспектом их функционирования. В конечном итоге, выбор конструкции карданной передачи зависит от специфики применения техники и требований к ней (рисунок 1).

Целью исследований является разработка компьютерных моделей карданных передач для оптимизации эксплуатации данных конструкций в тяжелонагруженных условиях

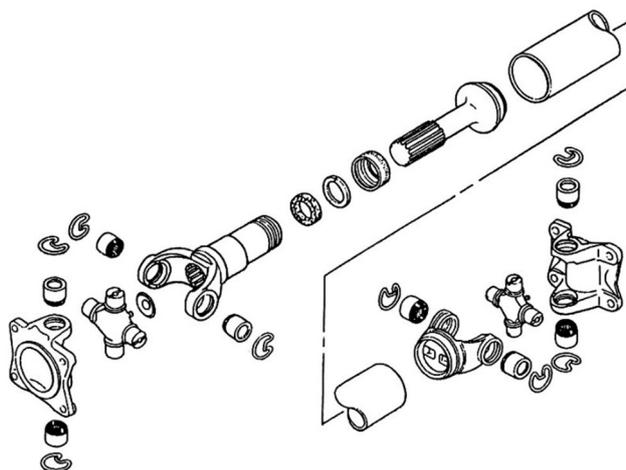


Рисунок 1. Принципиальная схема двухшарнирного вала с внутренним скольжением

## 2. Методика исследований

В настоящее время наиболее перспективным методом расчета напряженно-деформированного состояния для контактных, упруго-пластических, нелинейных и др. задач является метод конечных элементов (МКЭ). Лидером среди пакетов, позволяющих решать нелинейные задачи МКЭ с реалистическими математическими моделями

материалов является LS-DYNA. Более того, возможности этого пакета позволяют решать задачи как в квазистатической, так и в динамической постановке. LS-DYNA является, по существу, лишь решателем, данные для которого готовятся в других программных пакетах. То же самое можно сказать и об анализе результатов расчета (пост-процессинге). По-видимому, наиболее удачным в настоящий момент препроцессором является ANSYS/LS-DYNA, который по геометрической модели делает сетку конечных элементов необходимого для упруго-пластических задач качества. LS-DYNA – многоцелевой конечно-элементный комплекс, предназначенный для анализа нелинейных и быстротекающих процессов в задачах механики деформируемого твердого тела.

### 3. Результаты исследований

Наличие в конструкции компонентов различного назначения обуславливает их напряженно-деформированное состояние при различных режимах эксперимента.

Карданная передача – это комплексная система, устойчивость которой определяется воздействием разнообразных факторов. На долговечность передачи влияют инерционные силы, колебания, ударные нагрузки, износ вследствие коррозии и различных физико-химических процессов в зоне трения.

Исследования показывают, что износ карданной передачи зависит от конструктивного решения, где как полимерный, так и металлический компоненты играют важную роль. Для повышения устойчивости к износу необходимо улучшать конструкцию и материалы металлических деталей, особенно крестовины универсального шарнира и деталей шлицевого соединения.

Для оптимизации работы сложной системы карданной передачи необходим комплексный подход, учитывающий материаловедческие, конструкторские, технологические и эксплуатационные аспекты.

Системный анализ процессов при эксплуатации карданной передачи позволит решить проблемы надежности и износа. Эта система рассматривается как особый тип трибосистемы. Гипотеза о том, что технология формирования физико-химической структуры с градиентом прочности в деталях трения шарниров карданных передач является оптимальным методом снижения коррозии и износа, была выдвинута при использовании системного подхода к проблеме. Этот метод также позволяет компенсировать вредные воздействия, возникающие при эксплуатации шарниров.

Для получения материалов с заданным градиентом характеристик используются металлические и полимерные материалы, а также функциональные среды. Наполнители и модификаторы различного состава применяются для создания материалов на основе углеродистых и легированных сталей, а также полимерных связующих [6-10].

Исследования в основном направлены на конструкционные материалы, производимые промышленно в республике, что позволяет снизить затраты на импортные комплектующие. Для создания градиентных материалов на основе железных сплавов использовались стали пониженной прокаливаемости, включая продукцию Белорусского металлургического завода. Особое внимание уделялось универсальному шарниру, ресурс которого в 50-75% существенно влияет на характеристики передачи в целом.

Качество карданной передачи зависит от статических и динамических характеристик. Ручные методики расчета прочности основаны на определении размеров карданного вала и максимального передаваемого крутящего момента. Последующая проверка включает анализ изгиба, кручения и угла закручивания, а также напряжений в поперечных сечениях с минимальным моментом сопротивления.

Выбор размеров шлицов зависит от максимального и среднего удельного давления. Расчет прочности карданных валов с использованием компьютерных методов инженерного анализа включает создание трехмерных параметризованных математических моделей. Построение библиотеки таких моделей позволяет избежать ошибок при проектировании и обеспечивает правильную геометрическую форму.

По каталогу ОАО "Белкард" карданные валы разделены на семь основных схем с разными типоразмерами от трех до двенадцати схем. Всего в каталоге около 380 изделий, охватывающих все семь типоразмеров.

Анализ показал, наиболее типичными являются 6 разнотипных по структуре конструкций. Предложенные схемы охватывают около 70% изделий типа «карданные валы», показанных в каталоге для увеличения степени унификации при разработке изделий, не относящихся к 6 схемам, предложенным ранее, предлагается применять отдельные параметризованные элементы. Эти элементы можно разбить на две большие группы: «Вилки» и «Соединения вилок». Конструкция этих элементов определяется как часть изделия определенного типоразмера соответствующей схемы. Поэтому код и схема типового элемента задается через номер типоразмера и номер схемы в типоразмере. Применение типовых элементов при создании моделей может увеличить степень унификации до 80-90%.

Для предварительного построения 3D-модели карданной передачи, возможно, использовать программный пакет Pro/ENGINEER, который позволяет проводить модельные испытания частей карданной передачи в статическом режиме. Для изучения физико-механических характеристик карданной передачи в сборе при воздействии внешних факторов в динамическом режиме мощности современных компьютеров для обработки большого массива данных не хватает. Поэтому для решения данных задач используют суперкомпьютеры и специальные программные пакеты. В данном случае результаты исследований были получены с помощью программного пакета Pro/ENGINEER, которые адаптировались под программный пакет LS-DYNA и обрабатывались на суперкомпьютере семейства «СКИФ».

В ходе проведенных работ исследованы традиционные методики проектирования конструктивно и технологически подобных групп карданных валов (КВ), исходя из проведенных исследований сформулированы основные требования к сквозной компьютерной технологии конструирования – моделирования - виртуальных испытаний карданных валов. Выявлены конструктивные параметры карданных валов, определяющие возможность создания гаммы конструкций неизменной структуры. Доработаны электронные модели деталей и сборки карданного вала и комплекта ассоциативных чертежей, анализ геометрии деталей и их собираемости. Разработана рациональная методика формирования конечно-элементных сеток деталей КВ в глобальной системе координат изделия. Сформированы граничные условия динамического расчета для одного типа универсальных шарниров: величины внешних нагрузок, скоростей, ускорений, характер их изменения во времени, параметры закреплений деталей (учет структуры, прочностных свойств по объему детали: сердцевина-поверхность), типы контактных взаимодействий и др. Выполнены экспериментальные расчеты динамической прочности на суперкомпьютере СКИФ и в режиме удаленного доступа. Анализ влияния технологии сварки на выходные параметры карданных валов. Разработана технология удаленного доступа к суперкомпьютерам на пропускных каналах с низкой пропускной способно-

стью. Проведены работы по разработке конструкций карданных передач с применением мультипроцессорной техники для агропромышленного комплекса. В зависимости от назначения сельскохозяйственной машины применяется карданный вал либо с предохранительной, либо с обгонной муфтой. Предохранительная муфта служит для защиты от перегрузок сельхозмашин и тракторов, вызванных большими пусковыми моментами, перегрузкой рабочих органов (блокировок), пульсацией нагрузок привода. Карданные валы с такой муфтой устанавливаются на картофеле уборочных комбайнах.

Карданный вал АК-40.016.3000-065/098 с обгонной муфтой применяется для приводов сеялок точного высева (СТВ). Конструкция карданного вала АК-40.016.3000-065/098 представлена на рисунке 2.

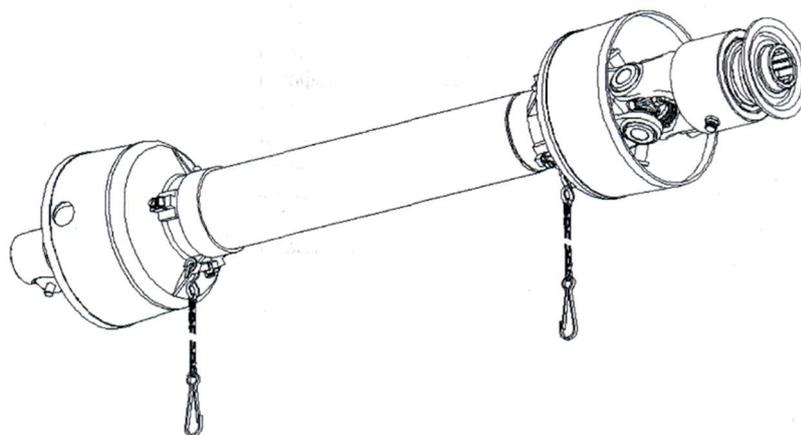


Рисунок 2. Конструкция карданного вала АК-40.016.3000-065/098

Необходимость комплектования СТВ и других сельхозмашин такими валами диктуется условиями их эксплуатации, когда возникают большие инерционные моменты, которые при быстром (резком) отключении вала отбора мощности трактора могут приводить к разрыву ремней сеялки, поломке карданного вала и других деталей и агрегатов в цепи привода сеялки. Основные технические характеристики карданного вала АК-40.016.3000-365/098 приведены в таблице 1.

Таблица 1. Основные технические характеристики карданного вала АК-40.016.3000-365/098

момент поворота на угол не менее 55°	не более 5 Н-м
усилие осевого перемещения в шлицевом соединении	не более 200 Н
масса карданного вала	не более 14 кг
длина карданного вала: - минимальная в сжатом до упора положении $L_{min}$ - максимальная в рабочем положении $L_{max}$	650 мм 980мм
максимальный крутящий момент: - без остаточной деформации - без разрушения деталей	не менее 980 Н-м не менее 1500 Н м

Карданные валы сельскохозяйственных машин, предназначенные для передачи крутящего момента от вала отбора мощности (ВОМ) трактора к валу приема мощности (ВПМ), по типам и основным параметрам согласно ГОСТ 13758-89 подразделяются на:

- телескопические с универсальными карданными шарнирами без защитного кожуха;
- нетелескопические с универсальными карданными шарнирами без защитного кожуха;
- телескопические с универсальными карданными шарнирами с защитным кожухом;
- телескопические с универсальным карданным шарниром и карданным шарниром равных угловых скоростей с защитным кожухом;
- телескопические с двумя карданными шарнирами равных угловых скоростей с защитным кожухом;
- телескопические с предохранительной муфтой и универсальными карданными шарнирами с защитным кожухом;
- телескопические с предохранительной муфтой и универсальным карданным шарниром, карданным шарниром равных угловых скоростей с защитным кожухом.

Карданные валы сельскохозяйственных машин сохраняют работоспособность при температуре окружающей среды от минус 20°C до плюс 40°C. Работоспособность защитного кожуха карданного вала из полимерных материалов определяется температурным диапазоном окружающей среды от минус 40°C до плюс 50°C. Конструкция защитного кожуха карданных валов сельхозмашин в сочетании с защитными козырьками ВОМ трактора и ВПМ машины обеспечивают взаимное перекрытие для безопасных условий работы механизатора. Цвет защитного кожуха желтый или оранжевый (по требованию потребителя допускается карданные валы не окрашивать).

Твердотельная модель карданной передачи для сельскохозяйственной техники, представленная на рисунке 3, подвержена влиянию различных факторов. Среди них - инерционные силы и резонансные колебания, вызванные массой и условиями эксплуатации; ударные нагрузки, возникающие в сопряжениях из-за нестабильной эксплуатации, наличия зазоров и осевых перемещений; а также коррозионно-механический износ, обусловленный воздействием окружающей среды и продуктов физико-химических превращений в зоне трения.

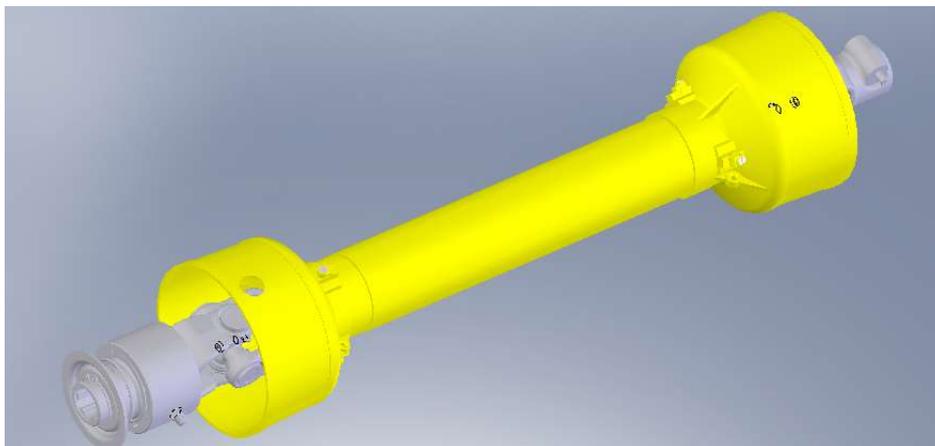


Рисунок 3. Твердотельная модель карданной передачи для сельскохозяйственной техники.

Важно учитывать влияние различных факторов на износ компонентов, таких как типы нагрузок, скорости вращения и температурные условия.

Для решения проблемы коррозионно-механического изнашивания необходимо производить постоянный мониторинг состояния деталей карданной передачи и проводить профилактические работы. Также важно улучшить качество материалов, используемых для изготовления компонентов, с целью повышения их стойкости к коррозии.

Исследования в области триботехники и материаловедения позволят разработать новые конструкции и материалы, способные увеличить срок службы карданной передачи и снизить износ ее компонентов. Анализ нагрузок и условий эксплуатации позволит оптимизировать работу трибосистемы и повысить ее надежность.

Таким образом, комплексный подход к проблеме износа карданной передачи позволит разработать эффективные стратегии по улучшению ее работы и повышению долговечности компонентов. Важно учитывать все аспекты процесса изнашивания и принимать меры по его предотвращению, чтобы обеспечить безопасность и надежность работы технических устройств на основе карданных передач.

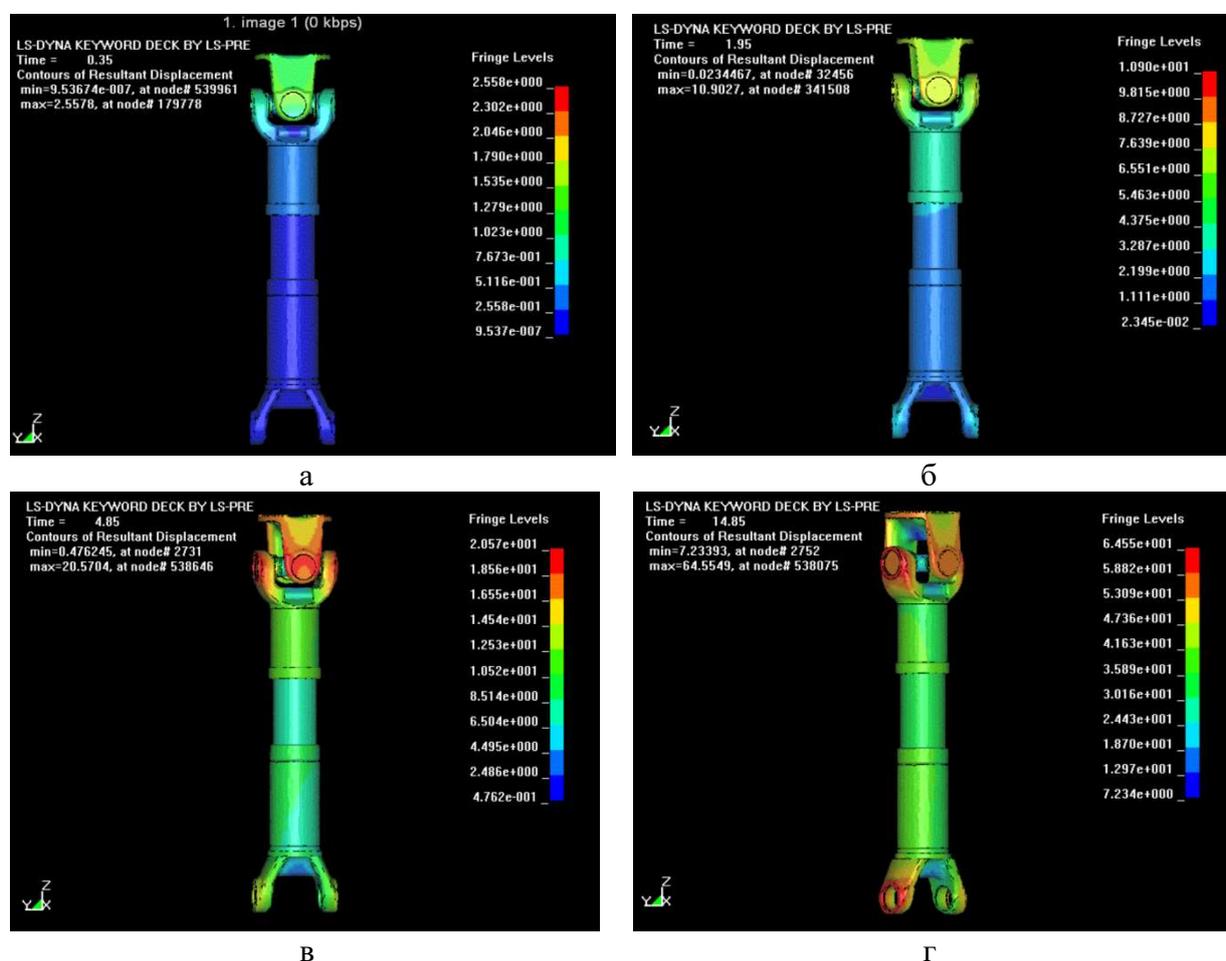


Рисунок 4. Визуализация напряженно-деформированного состояния карданной передачи в начальный промежуток времени передачи крутящего момента от двигателя к ведущему мосту,

где: а – 0.35с; б – 1.95с; в – 4.85с; г – 14.85с.

При создании нового типоряда карданных передач для оптимизации конструкции использовали программную среду LS-DYNA и суперкомпьютер «Скиф» (ОИПИ НАН Беларуси). В ходе проведенных исследований был осуществлен анализ напряженно-деформированного состояния карданной передачи грузового автомобиля в различных условиях нагружения с помощью компьютерных технологий на базе мультипроцессорных вычислительных систем. Определены критические нагрузки, возникающие в карданной передаче в момент пуска (рисунок 4).

#### 4. Заключение

Моделирование деталей и изделий карданной передачи в программной среде «LS-DYNA» показало, что наиболее проблемными элементами конструкции карданной передачи являются шлицевые соединения, фланец-вилка. Проведенные исследования позволили оптимизировать конструкцию карданной передачи. В результате компьютерного моделирования шлицевого соединения и методами физико-математического анализа, была установлена оптимальная толщина полимерного покрытия в шлицевом соединении карданной передачи, при которой напряжения, возникающие в данной паре трения, минимальны. Результаты моделирования подтверждены результатами расчетов, проведенных в программной среде «LS-DYNA».

#### ЛИТЕРАТУРА:

1. Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов. Л.: Машиностроение, 1984. -464 с.
2. Губич Л. В. Автоматизация процессов проектирования в машиностроении. - Мн: ОИПИ НАН Беларуси, 2002 - 308 с.
- Малаховский Я. В., Лапин А. А., Веденеев Н. К. Карданные передачи. – М.: Мир, 1962 – 269с.
3. Heinicke G., Fleischer G. Tribochemische Wirkungen in der Technik. Zum Einfluss tribochemischer Reactionen auf Reibungs-Schmierungs- und Verschleissprozesse. - Die Technik, Heft 31.1976. - S.458 - 461.
4. Кравченко, В. И. Карданные передачи: конструкции, материалы, применение. / В. И. Кравченко, Г. А. Костюкович, В. А. Струк; под ред. В. А. Струка. – Минск: Тэхналогія, 2006. – 523 с.
5. Patent Application USA 10/006.683/ 12.10.2001г. /Лобозов В. П., Шепеляковский К. З., Никитин С. И., Кузнецов А. А., Кравченко В. И., Костюкович Г. А., Гагасов А. М.
- Daskalov, A.Y. 'Kinematic analysis of cardan drives', Mechanism and Machine Theory – 1990 - Vol. 25 - №. 5 - P.479–486.
6. Krishna, V., Naganathan, N. G., Phadnis, R. and Dukkupati, R. V. (2000) Analysis of driveline loads in an automotive powertrain with multiple cardan joints', International Journal. Series C, Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing -2000- Vol. 214 - №5, P.509–522.
7. Карданный вал наземных транспортных средств. Пат РБ № 47. В60К17/22. – 2000. /Дроздов В. А., Костюкович Г. А., Кравченко В. И.
8. Шарнир карданного вала. Патент РФ на изобретение № 2176754 /Лобозов В. П., Шепеляковский К. З., Никитин С. И., Кузнецов А. А., Кравченко В. И., Костюкович Г. А., Семеняко М. М., Гагасов А. М.

Поступила в редколлегию 22.01.2024 г.

УДК 621

**А. Н. Михайлов**<sup>1</sup>, д-р техн. наук, проф., **А. В. Анастасьев**<sup>1</sup>, аспирант,  
**Н. С. Пичко**<sup>2</sup>, д-р филол. наук, проф.

<sup>1</sup> Донецкий национальный технический университет,

<sup>2</sup> Филиал Ухтинского государственного технического университета в г. Усинск

Тел./Факс: +79493497428; E-mail: [anastasyev.av@yandex.ru](mailto:anastasyev.av@yandex.ru)

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНО-ПЛАСТИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ЛОПАТОК ГТД И ПАРОВЫХ ТУРБИН

В статье представлены результаты проверки разработанного экспериментального устройства для поверхностно-пластического упрочнения при обработке сложных пространственных поверхностей, на примере заготовки, эквивалентной профилю лопатки турбины ГТД, а также лопатки паровой турбины. Описано применяемое при проведении эксперимента оборудование, методика измерения. Приведены результаты замеров твердости поверхностного слоя исходных заготовок, и в процессе упрочнения. По полученным данным построены графики зависимости твердости поверхностного слоя от времени. На основе полученных экспериментальных данных были сделаны выводы о адекватности применения разработанного экспериментального устройства при упрочнении деталей сложной пространственной формы. При этом были выявлены определенные особенности, требующие как дальнейших изменений в конструкции самого устройства, так и касательно получения зависимостей прочности от времени обработки. На основании полученных данных была рассмотрена методика процесса синтеза вариантов рабочей части устройства для ППУ и приведены возможные варианты компоновок.

**Ключевые слова:** перо, профиль, лопатка, упрочнение, твердость.

A. N. Mikhaylov, A. V. Anastasyev, N. S. Pichko

## EXPERIMENTAL CONFIRMATION OF THE EFFECTIVENESS OF USING A DEVICE FOR SURFACE-PLASTIC HARDENING WHEN PROCESSING GTE AND STEAM TURBINE BLADES

The article presents the results of testing the developed experimental device for surface-plastic hardening when processing complex spatial surfaces, using the example of a workpiece equivalent to the profile of a gas turbine turbine blade, as well as a steam turbine blade. The equipment used in the experiment and the measurement technique are described. The results of measurements of the hardness of the surface layer of the initial workpieces and during the hardening process are presented. Based on the data obtained, graphs of the dependence of the hardness of the surface layer on time were constructed. Based on the experimental data obtained, conclusions were drawn about the adequacy of using the developed experimental device for strengthening parts of complex spatial shape. At the same time, certain features were identified that required both further changes in the design of the device itself, and regarding obtaining dependences of strength on processing time. Based on the data presented, the methodology for the process of synthesizing variants of the working parts of a device for polyurethane foam is considered and variants of possible components are given.

**Keywords:** vane, profile, blade, hardening, hardness.

### 1. Введение

Одним из способов повышения эксплуатационных характеристик лопаток ГТД являются методы поверхностно-пластического деформирования (ППД). Такие методы упрочняющих технологий включают в себя: раскатывающие методы чистовой обработки, вибрационные, пневмо- и гидродробеструйные, обкатка роликами, алмазное выглаживание, дорнование, а также другие методы чистовой обработки поверхности деталей [1, 2, 3]. Применение таких методов позволяет достичь следующих характеристик: устранение неблагоприятных растягивающих остаточных напряжений, наведенных при механической обработке, создание благоприятного микрорельефа поверхности при со-

хранении или уменьшении параметров шероховатости поверхности, стабилизацию степени наклепа и т.д. [4, 5, 6].

При этом, ряд методов ППД, в силу их технологических особенностей, имеет определенные ограничения на применение [7], с точки зрения функционально-ориентированных технологий.

Целью данной работы является экспериментальное подтверждение возможности и эффективности применения устройства для поверхностно-пластического упрочнения при зональной обработке деталей сложной пространственной формы.

В соответствии с поставленной целью в работе определены следующие задачи: разработать методику проведения эксперимента, провести экспериментальное исследование согласно разработанной методики, провести анализ полученных результатов, разработать рекомендации на основании полученных данных. Эти задачи решаются в данной работе.

## 2. Основное содержание и результаты работы

Профиль лопатки турбины имеет сложную пространственную геометрию, обусловленную особенностями работы лопаточного аппарата, а именно: переменными нагрузками, высокими температурами рабочего газа, наличием высокоскоростного газового потока, содержащего мельчайшие твердые частицы [8]. Исходя из указанных особенностей конфигурации профиля пера, было спроектировано экспериментальное портативное устройство для поверхностно-пластического упрочнения, с возможностью адаптивирования функциональных воздействий под особенности геометрии профиля пе-

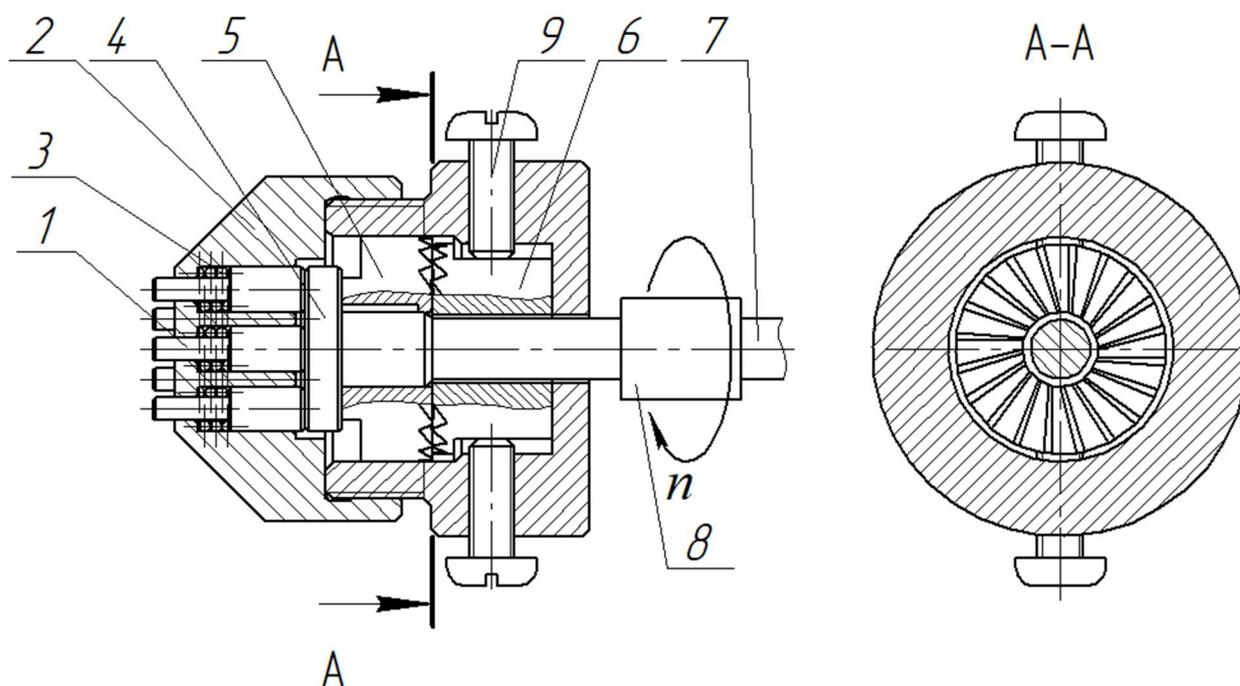


Рисунок 1. Схема устройства для поверхностно-пластического упрочнения:  
1) ударник; 2) корпус; 3) пружина; 4) толкатель; 5) подвижный торцевой кулачек; 6) неподвижный торцевой кулачек; 7) вал электропривода; 8) компенсирующая муфта; 9) винт-фиксатор торцевого кулачка.

ра. Схема указанного устройства представлена на рисунке 1.

Так, рассматриваемое устройство включает в себя 7 ударников 1, установленных в разборном корпусе 2 и приводимых в рабочее положение пружинами 3. Рабочие элементы приводятся в действие пятой вала 4, на котором закреплен подвижный торцевой кулачек 5, который, при вхождении в зацепление с неподвижным торцевым кулачком 6, зафиксированным от проворота в корпусе 2 с помощью винтов 9, обеспечивает его рабочий ход. Вал 4 приводится в движение от вала электропривода 7, соединенного через компенсирующую муфту 8. Регулировка амплитуды действия ударников регулируется за счет изменения частоты оборотов электропривода 7.

Общий вид экспериментальной портативной установки для поверхностно-пластического упрочнения (ППУ) приведен на рисунке 2. Приведенная установка спроектирована таким образом, что имеет ход ударников 2 мм, с возможностью изменения частоты воздействий в широком диапазоне, за счет регулирования частоты вращения электропривода, а максимальный диаметр упрочняемой зоны без перемещения установки составляет 19 мм.



Рисунок 2. Общий вид экспериментальной портативной установки для поверхностно-пластического упрочнения

В качестве заготовки в ходе эксперимента использовались стальные образцы, конфигурация которых эквивалента упрощенным моделям лопатки [9] и лопатка паровой турбины (883А), общий вид которой представлен на рисунке 3. Исходя из особенностей конструкции рассматриваемой лопатки, а именно её габаритов, было принято решение выделить на ней 2 характерные зоны для проведения испытаний – хвостовик и спинку лопатки.

Для оценки эффективности действия экспериментальной установки для ППУ были проведены измерения твердости поверхностного слоя заготовок с помощью портативного твердомера ТЭМП-4, представленного на рисунке 4. Результаты измерений до процесса упрочнения приведены в таблице 1.



Рисунок 3. Общий вид используемой заготовки

Таблица 1. Значения твердости исследуемых образцов до процесса упрочнения

№ п/п	Наименование образца	Твердость, НВ			
		Измерение			Среднее значение
		№1	№2	№3	
1	Образец №1	151	146	148	148
2	Образец №2	156	153	155	155
3	Образец №3	148	142	147	146
4	Хвостовик лопатки А66 883А	409	414	410	411
5	Спинка лопатки А66 883А	289	286	288	288

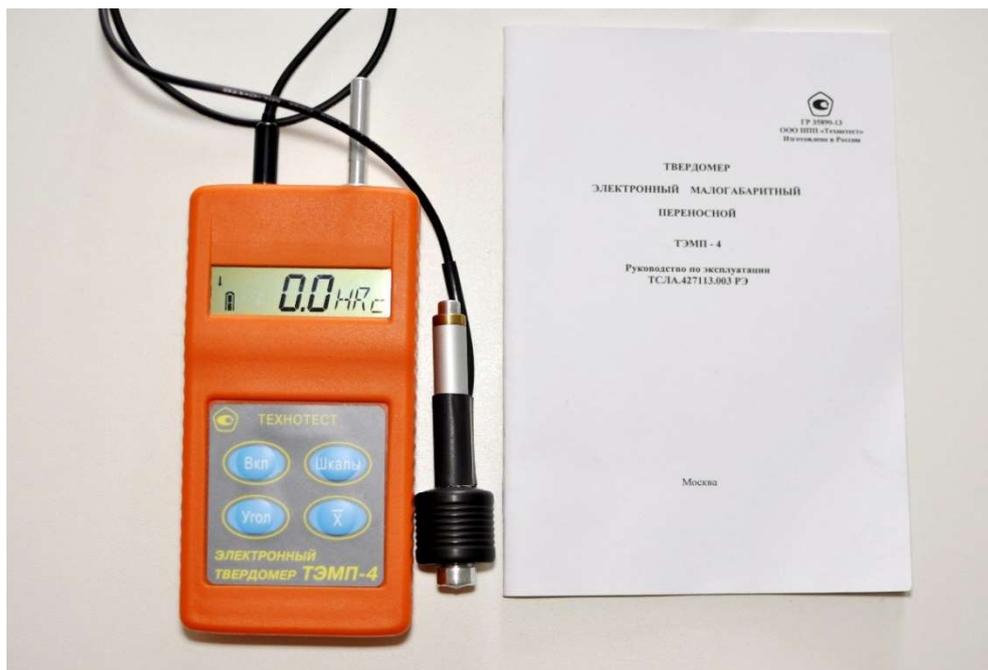


Рисунок 4. Портативный твердомер ТЭМП-4

Процесс упрочнения производили следующим образом. Опорную поверхность экспериментальной портативной установки прижимал вручную к обрабатываемой заготовке и включаем электропривод. При этом, при вращении оси толкателя 4 и перемещения подвижного торцевого кулачка 5, относительно неподвижного торцевого кулачка 6, происходит ускоренное перемещение ударников 1, и их последующее соударение с упрочняемой поверхностью, после чего, под действием пружин 3, происходит их возврат в исходное положение. Зона контакта устройства ППУ и обрабатываемого образца

представлена на рисунке 5.



Рисунок 5. Зона контакта устройства ППУ и контрольного образца

Методика проведения эксперимента была построена следующим образом. На каждой из заготовок была обозначена зона, эквивалентная по конфигурации зоне максимальных эксплуатационных воздействий [10, 11], которая циклично подвергалась воздействию устройства ППУ на протяжении равных интервалов времени, равных 30 секундам. Аналогичным образом, на лопатке компрессора были выделены две характерные зоны, которые подвергались

упрочнению на протяжении равных интервалов. После каждого цикла упрочнения проводился визуальный контроль и контроль параметров твердости поверхностного слоя заготовок, с занесением в соответствующий протокол. Данная процедура проводилась последовательно для всех трех упрощенных моделей рассматриваемых образцов, и двух зон на лопатке компрессора. Упрочненная зона на спинке лопатки представлена



Рисунок 6. Упрочненная зона на контрольной заготовке:  
1 – упрочненная зона; 2 – следы от измерений портативным твердомером.

на рисунке 6, а характеристики её поверхностного слоя в процессе упрочнения – представлены в таблице 2.

Таблица 2. Значения твердости исследуемых образцов в процессе упрочнения

№ п/п	Наименование	Средние значения параметров твердости для каждого интервала времени, НВ					
		30 с	60 с	90 с	120 с	150 с	180 с
1	Образец №1	167	166	169	168	177	173
2	Образец №2	161	165	162	166	172	169
3	Образец №3	162	162	166	169	175	168
4	Хвостовик лопатки А66 883А	414	419	432	426	430	425
5	Спинка лопатки А66 883А	291	294	294	303	297	291

Изменение твердости каждого из образцов в зависимости от времени, приведены в виде графиков на рисунках 7 и 8 соответственно.

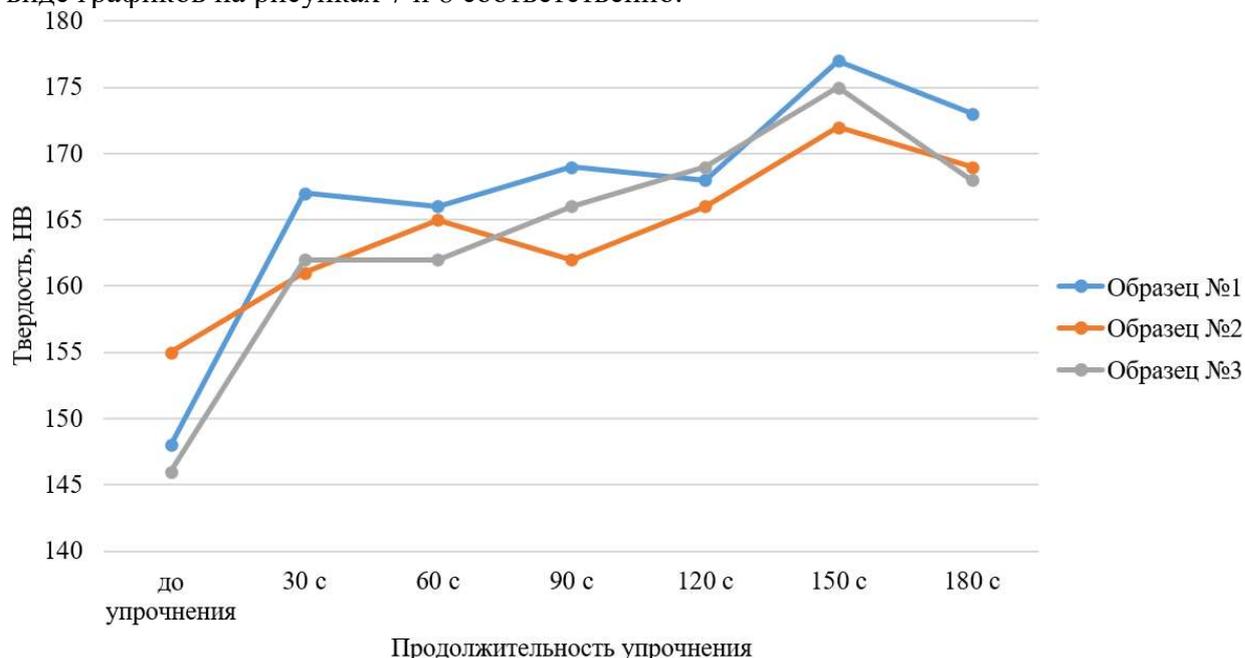


Рисунок 7. График изменения твердости поверхности обрабатываемого образца в зависимости от продолжительности упрочнения

Следует отметить, что при измерении твердости поверхностного слоя спинки лопатки А66 883А могли быть незначительные погрешности, вызванные особенностями измерения тонких заготовок сложного профиля, с применением имеющегося портативного твердомера, а именно – изготовлением шаблона, повторяющего профиль корытца лопатки. При этом, все измерения спинки выполнялись в одинаковых условиях.

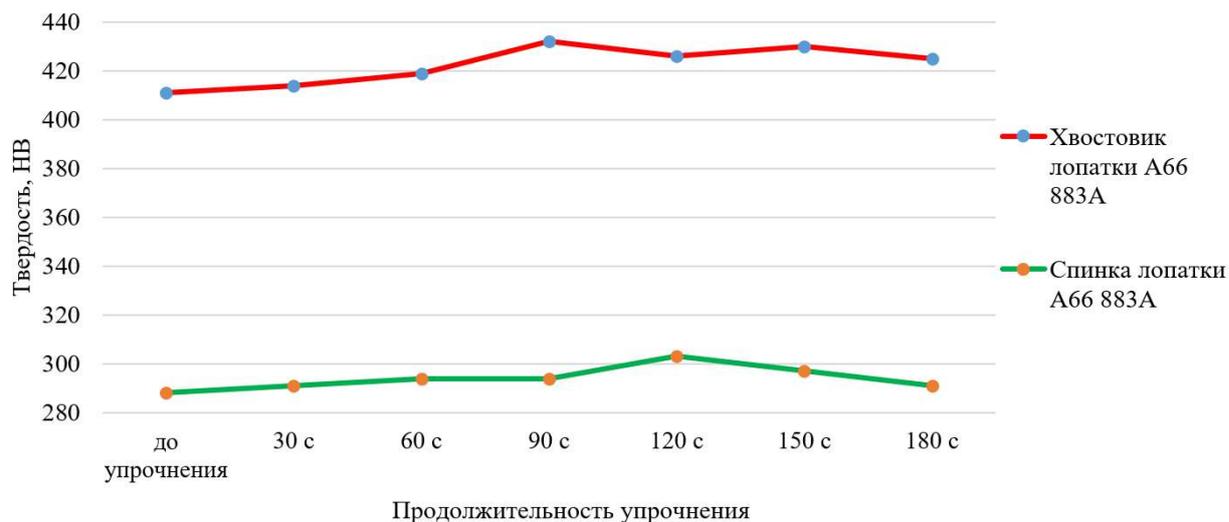


Рисунок 8. График изменения твердости поверхности обрабатываемого образца в зависимости от продолжительности упрочнения

Следует отметить, что несмотря на экспериментально доказанную эффективность разработанного устройства для поверхностно-пластического упрочнения, применение вышеуказанного устройства затруднительно, а применительно к определенным участкам – невозможно. Для этого, необходимо провести синтез вариантов функционально-ориентированного технологического обеспечения (ФОТО), учитывающего все особенности сложного пространственного профиля.

Для решения поставленной задачи необходимо выделить основные конструктивные зоны, на теле пера лопатки, определить методы формирования технологических воздействий и конструктивные особенности их реализации. Так, с учетом опыта применения рассматриваемого в данной статье устройства для ударного упрочнения, можно выделить ряд характерных зон, которые требуют соответствующей формы ударников, таких как:

- замок;
- спинка;
- бандажная полка;
- радиус сопряжения тела пера с хвостовиком и бандажной полкой;
- входная кромка.

Обработка выходной кромки может быть затруднена особенностями её конструкции, а именно очень малой толщиной, которая может затруднять процесс упрочнения рассматриваемым методом.

Синтез ФОТО проведем на основе морфологического анализа, позволяющего получить множество различных вариантов структуры технологического обеспечения. Для начала процесса синтеза необходимо задаться исходными и требуемыми характеристиками, каждой из которых, в свою очередь, будет назначена определенная кодировка, приведенная в таблице 3.

Таблица 3. Основные соотношения при определении характеристик контакта

№ п/п	Базовая характеристика	Вариант реализации	Предполагаемый обрабатываемый элемент	Код
1	Геометрический параметры упрочняемой зоны	Свободные	Спинка	A1
		Условно ограниченные	Корытце	A2
		Существенно ограниченные	Сопряжения пера	A3
		Жестко ограниченные	Замок	A4
2	Форма рабочих элементов устройства	Цилиндрическая	Спинка, корытце	B1
		Овальная	Сопряжения пера	B2
		Специального профиля	Замок	B3
3	Количество рабочих элементов устройства	Единичное	Сопряжения пера	C1
		Парное	Замок	C2
		Множественное	Спинка, корытце	C3
4	Исполнение	Вертикальное	Замок, спинка, корытце	D1
		Горизонтальное	Замок	D2
		Свободное	Спинка, корытце, сопряжения пера	D3

Задавшись приведенными базовыми характеристиками, процесс синтеза можно представить в виде структурного кода (1) и графа (рисунок 9):

$$W_x \rightarrow A_i - B_j - C_k - D_h \tag{1}$$

где,  $A_i, B_j, C_k, D_h$  – базовые характеристики;  
 $i, j, k, h$  – варианты реализации базовых характеристик в соответствии с кодировкой, представленной в таблице 1.

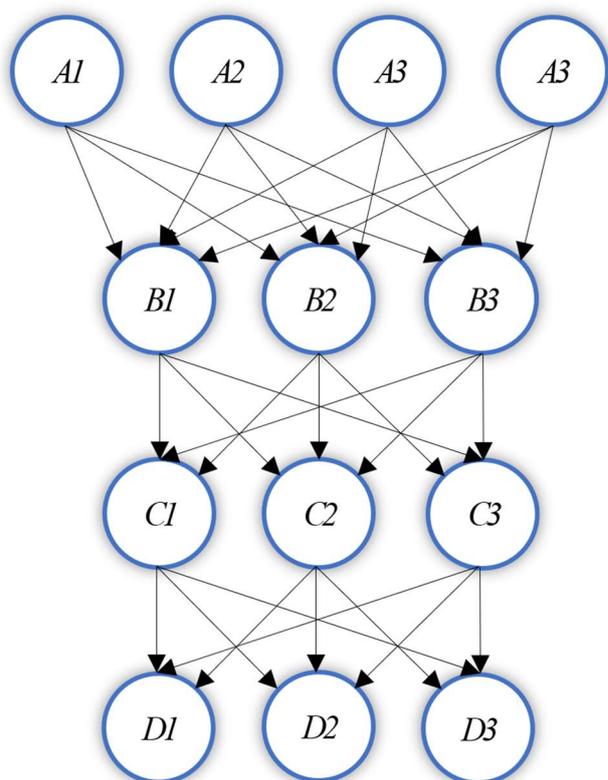


Рисунок 9. Граф процесса синтеза нескольких или всех элементов замка одновременно (рис. 10, в) с одной стороны, или с двух сторон соответственно (рис. 10, б, г).

Форма и количество рабочих элементов устройства, с учетом выделенных выше характерных зон, могут быть выполнены в виде цилиндрических ударников с плоским торцом, со сферической поверхностью ударника, а также с профилем – повторяющим геометрию замка. При этом, вне зависимости от их формы, количество может быть различным. Так на рисунке 10 приведены возможные конструктивные решения, для упрочнения замка ударниками специального профиля единичного (рис. 10, а), парного (рис. 10, б), множественного (рис. 10, в) и множественного парного (рис. 10, г) горизонтального исполнения. Приведенные варианты позволяют проводить как последовательную обработку каждого функционального элемента замка последовательно с каждой стороны (рис. 10, а), так и комплексную обработку нескольких или всех элементов замка одновременно (рис. 10, в) с одной стороны, или с двух сторон соответственно (рис. 10, б, г).

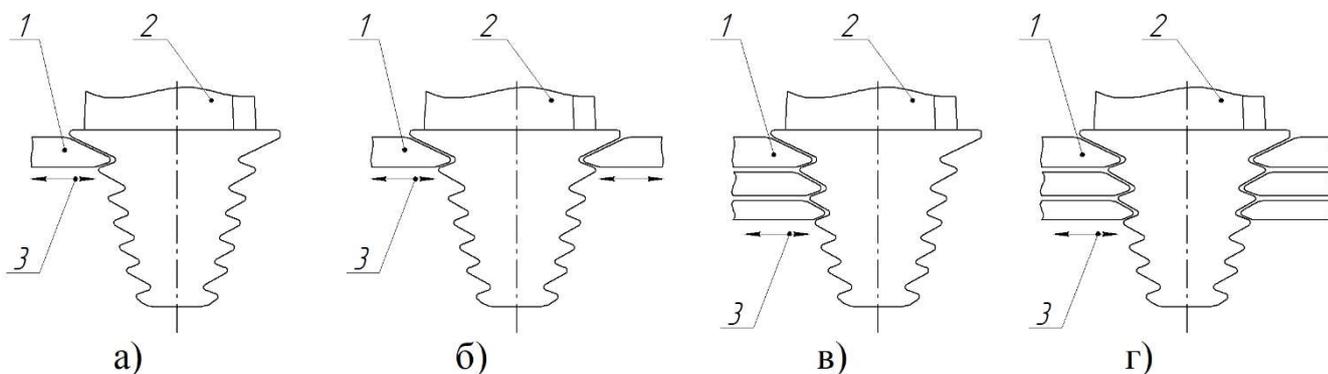


Рисунок 10. Варианты конструктивного решения

Аналогичным образом может варьироваться длина или диаметр ударников, в зависимости от геометрии обрабатываемого участка и максимальных прилагаемых усилий к нему, в том числе ограниченных как силовыми характеристиками привода, так и особенностями конструкции обрабатываемой лопатки.

### 3. Заключение

На основании полученных в результате экспериментальных исследований данных можно сделать ряд следующих выводов:

– спроектированное устройство для поверхностно-пластического упрочнения можно применять для упрочнения сложных пространственных поверхностей, однако требуется адаптация рабочего органа к обрабатываемому профилю;

– величина упрочнения зависит как от обрабатываемого материала, так и от длительности обработки;

– при обработке заготовок с более высокой исходной твердостью наблюдается существенно меньшее изменение шероховатости обрабатываемой поверхности.

Таким образом, на основании приведенных выше результатов и выводом можно сделать заключение, что применение подобного устройства для упрочняющей обработки лопаток актуально, однако требует дальнейших усовершенствований как конструкции устройства, так и проведения дополнительных испытаний при обработке различных материалов.

### ЛИТЕРАТУРА:

1. Федорченко, Д. Г. Технологические методы повышения надёжности деталей ГТД / Д. Г. Федорченко, Д. К. Новиков // Вестник Уфимского государственного авиационного технического университета. – 2015. – Т. 19, № 1(67). – С. 62-66. – EDN TPNUGV.

2. Повышение эксплуатационной надёжности ГПА развитием конвертированных авиационных технологий / С. Д. Медведев [и др.]. – Самара: СНЦ РАН, 2008. – 370 с. – ISBN 978-5-93424-376-1. – EDN QNVTJV.

3. Процессы механической и физико-химической обработки в производстве авиационных двигателей / А. Г. Бойцов, А. П. Ковалев, А. С. Новиков [и др.]. – Москва: Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, 2007. – 584 с. – ISBN 978-5-7038-3044-4. – EDN ZCLDPD.

4. Кротинов, Н. Б. Поверхностное пластическое упрочнение лопаток газотурбинных двигателей / Н. Б. Кротинов // Вестник Саратовского государственного технического университета. – 2014. – Т. 3, № 1(76). – С. 68-71. – EDN TGNFKL.

5. Кротинов, Н. Б. Перспективы термопластического упрочнения лопаток авиационных газотурбинных двигателей / Н. Б. Кротинов // Самолетостроение России. Проблемы и перспективы: Симпозиум с международным участием, Самара, 02–05 июля 2012 года / Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С. П. Королева (национальный исследовательский университет). – Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет им. академика С. П. Королёва (национальный исследовательский университет), 2012. – С. 236-237. – EDN VJDOGB.

6. Тонкие доводочные процессы обработки деталей машин и приборов / П. И. Ящерицын, А. Г. Зайцев, А. И. Барботько. – Минск: «Наука и техника», 1976. – 328 с.

7. Макаров, В. Ф. Проблемы автоматизации финишной обработки сложнопрофильных поверхностей лопаток ГТД / В. Ф. Макаров, В. А. Жукотский, Е. Н. Бычина //

Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2016. – № 8-2. – С. 52-55. – EDN WLXUTT.

8. Налимов, Ю. С. Анализ повреждений лопаток газотурбинных двигателей / Ю. С. Налимов // *Металл и литье Украины*. — 2014. — № 12. — С. 17-22.

9. Михайлов, А. Н. Построение упрощенного профиля пера лопатки турбины ГТД / А. Н. Михайлов, А. В. Анастасьев, Н. С. Пичко // *Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности : Сборник трудов XXI Международной научно-технической конференции, проведенной в рамках Уральской горнопромышленной декады, Екатеринбург, 06–07 апреля 2023 года / Под общей редакцией Ю. А. Лагуновой. Оргкомитет: Ю. А. Лагунова, А. Е. Калянов. – Екатеринбург: Уральский государственный горный университет, 2023. – С. 305-308. – EDN НКНМАУ.*

10. Михайлов, А. Н. Основы синтеза механизма повышения ресурса лопаток турбины газотурбинного двигателя на базе функционально-ориентированного подхода / А. Н. Михайлов, А. В. Анастасьев, Н. С. Пичко // *Прогрессивные технологии и системы машиностроения*. – 2022. – № 4(79). – С. 35-43. – EDN LGNZXZ.

11. *Наукоемкие технологии в машиностроении / А. Г. Суслов, Б. М. Базров, В. Ф. Безъязычный и др.; под ред. А. Г. Суслова. – Москва: Машиностроение, – 2012. – 528 с. ISBN 978-5-94275-619-2.*

Поступила в редколлегию 26.01.2024 г.

УДК 621.7

**М. А. Тамаркин**, д-р техн. наук, проф., **Э. Э. Тищенко**, канд. техн. таук, доц., **Д. К. Муратов**, канд. техн. таук, доц., **Р. Г. Тищенко**, магистрант, **В. Ю. Строев**  
Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону, Россия  
Тел./Факс: +7 9034339583; E-mail: [lina\\_tishenko@mail.ru](mailto:lina_tishenko@mail.ru)

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ СРЕДЫ В РАБОЧИХ КАМЕРАХ ДЛЯ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ

*В статье представлены результаты исследований вибрационной обработки деталей машин. Изучена область применения вибрационной обработки. Обоснована важность исследования параметров рабочих камер. Выполнен анализ применяемых форм рабочих камер, используемых для осуществления процесса, описаны их характеристики, преимущества, недостатки и область применения. Изучены динамические процессы, происходящие внутри рабочей камеры станка для вибрационной обработки. Рассмотрены основные закономерности создания и поддержания движения гранулированной рабочей среды путем воздействия на среду механическими вибрациями. Изучены различные модели динамики движения гранулированных сред в вибрирующих рабочих камерах (одномассная модель виброперемещения тела по наклонному лотку, модель одно- и многомассных композитных упруго-вязко-пластических тел). Проведен комплекс теоретических исследований. Приведены результаты экспериментальных исследований параметров взаимодействия гранул друг с другом и с облицовкой рабочей камеры для различных сред и материалов облицовки с целью дальнейшего компьютерного моделирования динамики взаимодействий при вибрационной обработке.*

**Ключевые слова:** вибрационная обработка деталей, динамика движения среды

**M. A. Tamarkin, E. E. Tishchenko, D. K. Muratov, R. G. Tishchenko, V. Yu. Stroeov**

## INVESTIGATION OF FLUID MOVEMENT DYNAMICS IN WORKING CHAMBERS FOR VIBRATION PROCESSING OF PARTS

*The article presents the results of studies of vibration processing of machine parts. The field of application of vibration processing has been studied. The importance of studying the parameters of working cameras is justified. Analysis of the used forms of working chambers used to carry out the process is carried out, their characteristics, advantages, disadvantages and field of application are described. The dynamic processes occurring inside the working chamber of the vibration processing machine are studied. Main regularities of creation and maintenance of granulated working medium motion by exposure of medium to mechanical vibrations are considered. Various models of the motion dynamics of granular media in vibrating working chambers have been studied (single-mass model of body vibration displacement along an inclined tray, model of single and multi-mass composite elastic-visco-plastic bodies). A set of theoretical studies was carried out. The results of experimental studies of the parameters of interaction of granules with each other and with the lining of the working chamber for various media and materials of the lining are given in order to further computer modeling of the dynamics of interactions during vibration processing.*

**Keywords:** vibration processing of parts, dynamics of medium movement

### 1. Введение

Вибрационная обработка деталей машин (ВиО) в различных гранулированных средах находит все большее применение в современном машиностроительном производстве. Это связано с тем, что немногие методы финишной обработки могут применяться в столь широком диапазоне: от часовой промышленности и точного приборостроения до авиационной промышленности, автомобильного и сельскохозяйственного машиностроения. При этом и перечень выполняемых операций достаточно широк: это шлифование и полирование, удаление заусенцев, скругление острых кромок, удаление окалины и облоя, поверхностное упрочнение, нанесение антикоррозийных, антифрикционных и износостойких покрытий и др.

Высокие результаты, полученные исследователями процесса в настоящее время, непосредственно связаны с созданием парка высокотехнологичного оборудования для вибрационной обработки, применением разнообразных рабочих сред и технологических жидкостей, комбинированию различных видов энергии при проектировании технологических процессов. При этом обязательным условием эффективности и качества всех перечисленных технологических операций является обеспечение устойчивого и достаточно интенсивного движения рабочей среды в рабочей камере вибрационного станка. Неудовлетворительная динамика вибрационного станка не может быть скомпенсирована никакими технологическими усовершенствованиями процесса [1-3].

Сложность задачи совершенствования динамических характеристик вибростанков, как, впрочем, и большинства вибрационных технологических машин, состоит в том, что основным элементом технологической системы – его инструментом, является гранулированная рабочая среда, существенно нелинейная и характеризующаяся многообразным поведением, динамика которой наименее изучена. Для гранулированных сред, используемых в отделочно-упрочняющей вибрационной обработке (стальных и абразивных шариков, призм, конусов, тел неправильной форм различных размеров), важнейшими динамическими факторами являются сила тяжести, силы межчастичного взаимодействия и силы, приложенные к частицам со стороны стенок рабочей камеры, грузонесущего или рабочего органа. Многолетний опыт производителей и исследователей, а также то обстоятельство, что именно рабочая камера определяет форму, занимаемую объемом рабочей среды, с неизбежностью приводят к выводу об определяющем влиянии формы, размеров, закона движения камеры на динамическое поведение массы загрузки и интенсивность процесса в целом. Разработанные отечественными и зарубежными авторами модельные описания движений возбуждаемых вибрацией гранулированных сред позволили верно отразить некоторые закономерности вибро-транспортирования, циркуляционного движения рабочей среды, производительности и качества вибрационной обработки. Как правило, в упомянутых исследованиях рабочая среда рассматривалась либо как одно- и многомассное тело, испытывающее периодическое силовое воздействие со стороны стенок камеры, либо как множество хаотически движущихся частиц, взаимодействующих с поверхностями изделия и стенок. Несвязанность этих представлений, отсутствие количественных экспериментальных данных по макрохарактеристикам создаваемых в виброкамерах потоков среды в зависимости от возбуждающего воздействия стенок камер делали невозможным рациональное проектирование вибрационного технологического оборудования [4-7].

В значительной степени широкая распространенность ВиО обусловлена тем, что кинематика механизмов вибростанка достаточно проста. Поэтому зачастую технологические и инструментальные службы предприятий самостоятельно проектируют и изготавливают такие станки для собственных нужд. Однако несмотря на эту простоту удачные попытки создания новых нестандартных вибростанков сравнительно редки. Известны случаи, когда незначительное изменение одного из габаритных размеров рабочей камеры, положения, конструкции вибратора, подвески или смена рабочей среды приводили к совершенно неудовлетворительной динамике работы станка – движение среды было медленным, неустойчивым, характеризовалось образованием нежелательных потоков. Такое положение вызвано тем, что, несмотря на многолетние исследования процесса, имеющиеся разработки методики расчета конструкции вибростанков несовершенны. Их несовершенство не позволяет реализовать новые конструкции, потребность в которых вызвана необходимостью встраивания в производственный поток, улучшения производительности и качества обработки.

Это обстоятельство объясняется тем, что за внешней простотой конструкции вибростанка кроется сложность развивающихся при его работе процессов. Действительно, рассматривая его работу, следует признать, что даже решение задачи о возбуждении колебаний рабочей камеры с нужной формой траектории практически невозможно без использования достаточно мощных вычислительных средств, т.к. подвеска камеры представляет собой колебательную систему с большим числом степеней свободы [1, 2, 3]. Но вибровозбудитель, совершая колебания вместе с рабочей камерой, испытывает воздействие инерционных сил, передающихся двигателю конечной мощности. Учет этого явления представляет весьма сложную нелинейную задачу [2, 3], которую аналитически решить невозможно. Однако наиболее сложна для расчета масса загрузки гранулированной среды. Вопросы динамики быстрых движений гранулированных сред являются в настоящее время областью интенсивного приложения сил механиков, специализирующихся в области нелинейных и стохастических систем. В конечном итоге вибрационный станок должен обеспечить движение среды с необходимой интенсивностью и устойчивостью. Но именно моделирование этого движения и представляет наибольшие трудности. Упрощенным аналогом может служить методика расчета виброконвейера [2, 3]. Особенности движения гранулированных сред в вибрирующих рабочих камерах, методы их теоретического и экспериментального анализа будут рассмотрены в настоящей статье.

## 2. Основное содержание и результаты работы.

Опытом использования ВиО в отечественной промышленности, которому уже более 40 лет, установлено, что удачная форма рабочей камеры существенно влияет на достижение требуемой интенсивности процесса. Поиски лучших форм виброкамер преследуют не только цель повышения производительности за счет снижения машинного времени. Известно, что операции отделения деталей от среды, загрузки-перегрузки и т.п. могут занимать до 50% общего технологического времени. Поэтому представляются вполне логичными и обоснованными попытки сократить производственный цикл за счет совмещения некоторых операций.

Рассмотрим несколько схем, предложенных исследователями вибрационной обработки, их особенности и перспективы использования в промышленных устройствах [1, 2, 3].

U-образная камера со вставкой, оснащенная встроенным разделительным устройством типа вибросита, представлена на рис.1. Составляя одно целое с рабочей камерой, вставка должна обеспечить зарождение циркуляции в среде при большей ее высоте (или при меньшей амплитуде колебаний) за счет возбуждающего воздействия на среду. Обтекаемая форма вставки, ориентирована так, чтобы не создавать сопротивление движущейся среде. Кроме того, вставка исполняет роль виброротка, по которому среда с деталями начинает движение к виброситу при разгрузке.

Рабочая камера с вертикальной осью, изображенная на рисунке 2, является многокольцевой и обладает возможностью проводить обработку в разных средах или одновременно обрабатывать разные детали в одинаковых условиях. Это позволяет сократить время и площадь, затрачиваемую на производственные операции.

Аналогичные результаты могут быть достигнуты с помощью многокольцевой рабочей камеры с горизонтальным расположением оси. Оба варианта обеспечивают эффективную обработку и оптимизацию рабочих процессов. Они позволяют улучшить производственные показатели и повысить эффективность работы цеха (рис. 3). Многовитковая рабочая камера с вертикальным расположением оси вибратора (рис. 4) пред-

ставляет собой развитие схемы рабочей камеры "спиратрон". С ростом количества витков увеличивается путь и время, проведенное деталями в обрабатывающей среде. При этом, если высота всего блока соответственно увеличивается при правильном расположении упругой подвески, это позволяет плавно изменять амплитуду колебаний по вертикали. Многовитковая рабочая камера с горизонтальной осью (рисунок 5) предоставляет возможность "свернуть" длинную рабочую камеру в компактный виток и обеспечить непрерывную обработку потока деталей. Это также гарантирует возвращение среды в начальный виток.

На рисунке 6 можно видеть многоканальную планетарную рабочую камеру с вертикальной осью. Несколько кольцевых камер концентрично расположены на общем диске. Помимо экономии производственной площади и снижения энергозатрат, различные каналы расположены на разном расстоянии от оси вибратора, что позволяет обеспечить различный режим циркуляции обрабатывающей среды. Это позволяет проводить как грубую, так и более тонкую обработку последовательно в различных каналах, даже с использованием сред разной характеристики.

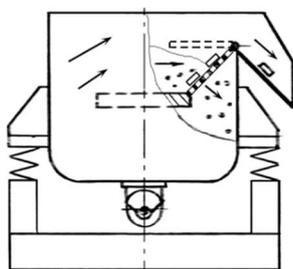


Рисунок 1. Камера со вставкой

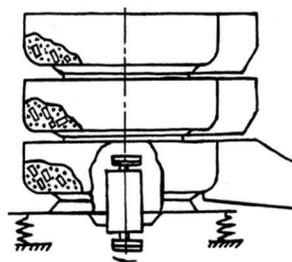


Рисунок 2. Многокольцевая камера с вертикальной осью

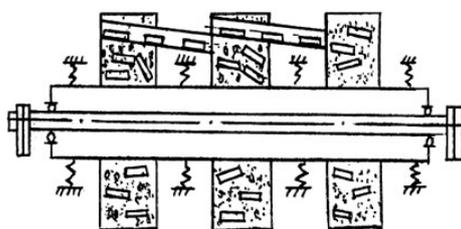


Рисунок 3. Многокольцевая камера с горизонтальной осью

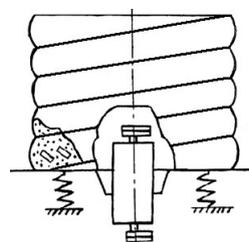


Рисунок 4. Многовитковая камера с вертикальной осью

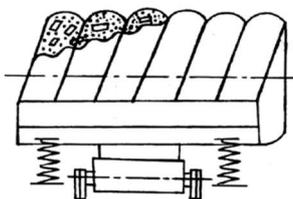


Рисунок 5. Многовитковая камера с горизонтальной осью

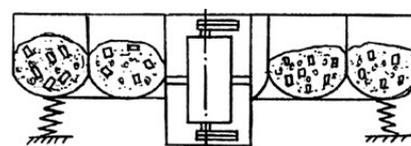


Рисунок 6. Многоканальная планетарная камера с вертикальной осью

На рисунке 7 изображена многовитковая планетарная рабочая камера с вертикальной осью. Горизонтальный диск содержит спиральный многовитковый канал, позволяющий значительно удлинить путь пребывания детали в обрабатывающей среде, не увеличивая рабочую площадь.

Для развития данной схемы, на рисунке 8 рассматривается вариант разворота рабочей камеры на  $90^\circ$  и изменения оси на горизонтальное положение.

В конструкциях вибрационных станков с прямоугольной рабочей камерой часто используется резонансная схема для обеспечения эффективности. Особый интерес представляет резонансная схема станка на рисунке 9, с торовой рабочей камерой, объединяющей преимущества торовой компоновки с высокой амплитудой для обеспечения движения среды, например, стальных шаров.

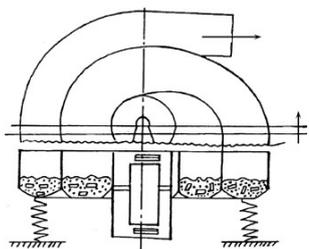


Рисунок 7. Многовитковая планетарная камера с вертикальной осью

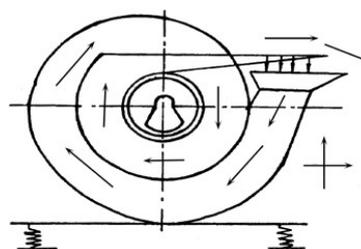


Рисунок 8. Многовитковая планетарная камера с горизонтальной осью

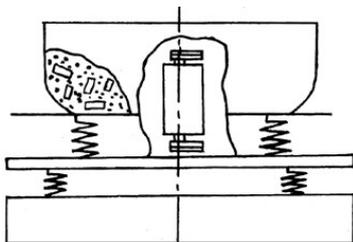


Рисунок 9. Схема торового резонансного станка

Перечисленные варианты схем рабочих камер, представляя интерес с точки зрения повышения производительности, удобства в работе и расширения технологических возможностей, достаточно сложны конструктивно и не исследованы. Для их апробации необходимо проведение комплекса поисковых работ по моделированию как динамики массы загрузки, так и системы подвески и вибровозбуждения.

Несмотря на внешнюю простоту конструкции вибростанка, внутри рабочей камеры происходят достаточно сложные явления, что создает определенные трудности при проектировании технологических процессов. Обязательным условием эффективности и качества всех перечисленных технологических операций является обеспечение устойчивого и достаточно интенсивного движения рабочей среды в рабочей камере вибрационного станка. В связи с этим возникает ряд задач, которые требуют принятия эффективных технологических решений. Например, решение задачи о возбуждении колебаний рабочей камеры с нужной формой траектории практически невозможно без использования достаточно мощных вычислительных средств [2, 3], т.к. подвеска камеры представляет собой колебательную систему с большим числом степеней свободы. Вибровозбудитель, совершая колебания вместе с рабочей камерой, испытывает воздействие инерционных сил, передающихся двигателю конечной мощности. Учет этого явления представляет весьма сложную нелинейную задачу, которую аналитически решить невозможно. Не менее сложной задачей является расчет массы загрузки гранулированной среды. Вопросы динамики быстрых движений гранулированных сред являются в настоящее время областью интенсивного приложения сил механиков, специализирующихся в области нелинейных и стохастических систем. В конечном итоге вибра-

ционный станок должен обеспечить движение среды с необходимой интенсивностью и устойчивостью.

Технологическое воздействие на изделие в процессе вибрационного оборудования осуществляется через множество микроударов частиц рабочей среды на его поверхность. Создание требуемых параметров движения гранулированных частиц в рабочей камере является основной функцией вибрационного станка. Важно рассмотреть основные закономерности создания и поддержания движения гранулированной среды при использовании механических вибраций.

При воздействии вибраций происходят превращения в массе загрузки, характер и интенсивность которых зависят от силы этого воздействия.

По мере увеличения интенсивности вибраций, мерой которой обычно служит параметр [3]:

$$\Gamma = \frac{A \cdot \omega^2}{g} \quad (1),$$

где  $A$  - амплитуда колебаний,  $\omega$  - угловая частота,  $g$  - ускорение свободного падения.

Под воздействием ускорений, не превышающих  $g$ , масса загрузки приобретает подвижность, теряя сцепление между гранулами и уплотняясь за счет более плотной укладки. Однако такое состояние не является оптимальным для работы вибрационного станка.

Увеличение интенсивности колебаний может привести к виброкипению, при котором частицы теряют контакт между собой, что сопровождается интенсивным перемешиванием и разрыхлением материала. Критические ускорения, вызывающие циркуляционное движение, зависят от свойств материала и других параметров, влияющих на диссипацию энергии в окружающей среде.

Диссипация энергии в сыпучих материалах представляет сложный процесс, вызванный различными факторами, такими как трение между частицами, движение в жидкой или газовой среде, необратимые деформации и другие. В результате воздействия вибраций происходит передача силовых импульсов между слоями материала, сопровождающаяся ослаблением их по мере распространения.

В процессе вибрационной циркуляции в рабочей камере происходит изменение перемещения слоев и уменьшение скорости с удалением от источника вибрации. В результате, в режиме с подбрасыванием, нижний слой, передавая энергию вышележащим слоям, начинает двигаться в обратном направлении, приводя к разрыхлению материала.

Существует множество методов моделирования динамики движения гранулированных материалов в вибрирующих камерах. Одной из простейших моделей является одномассовая модель виброперемещения по наклонному лотку. Хотя эта модель описывает основные тенденции движения материала, она не всегда точно согласуется с экспериментальными данными из-за отсутствия учета внутренней структуры материала.

Усложнение одномассовой модели виброперемещения происходило путем учета взаимодействия частиц в слое. С помощью модели слоя в виде цепочки упруго связанных масс удалось предсказать зависимость максимальной высоты бункеруемой среды от угла вибрации  $\beta$ , длины вибрирующей поверхности  $l$ , коэффициента восстановления при ударе масс о вибрирующую поверхность  $R$  и коэффициента трения  $\lambda$ :

$$h_{\max} = \frac{\lambda}{2 - \lambda} \cdot \frac{1 - R}{1 + R} \cdot l \cdot \operatorname{ctg} \beta \quad (2)$$

При проведении исследований необходимо учитывать, что выбор параметров цепи осуществляется на основе эмпирического подхода. Стремление состоит в том, чтобы достичь совпадения между теоретическими расчетами и реальными экспериментальными данными. Необходимо отметить, что информация о выборе этих параметров отсутствует даже для наиболее распространенных сценариев. Кроме того, по мере движения цепи вверх, эти характеристики подвержены изменениям. В результате модель цепи можно считать лишь ориентировочной и описательной.

Другая модель – с сосредоточенными параметрами – является моделью одно- и многомассных композитных упруго-вязко-пластических тел. С помощью этих моделей можно описать поведение среды при ее перемешивании в процессе вибрации рабочей камеры или вращения шнека, что дает возможность выразить энергозатраты процесса. Однако, как и все модели с сосредоточенными параметрами, она не может прогнозировать поведение потоков среды. Кроме того, реологические характеристики определяются только из опыта. Изменив среду, форму рабочей камеры, режимы колебаний на значительную величину, необходимо создавать новую модель, отвечающую механике измененного процесса.

Моделирование движения гранулированных систем с успехом применяется благодаря использованию компьютерных методов [2–4]. Существует несколько подходов, которые, варьируя методы и алгоритмы, позволяют смоделировать движение гранулярных материалов во времени при заданных параметрах виброкамеры и свойствах частиц. Применяя процедуры усреднения и гипотезы о напряжениях в среде, можно вычислить воздействие среды на стенки рабочей камеры и на поверхность обрабатываемой детали. Такой подход способствует точному определению обратного воздействия массы загрузки на систему вибровоздействия и прогнозированию процесса обработки изделий.

Однако для эффективного использования компьютерных систем требуются экспериментальные данные о параметрах взаимодействия гранул, а также о контакте между ними и поверхностью камеры. Необходимо провести серию экспериментов для проверки соответствия кинематических, динамических и технологических параметров движения, полученных в результате моделирования. При соблюдении этих условий можно решить задачу проектирования рабочих камер вибростанков для оптимизации процесса вибрационной обработки.

В связи с вышеизложенным появилась необходимость проведения экспериментальных исследований параметров взаимодействия частиц среды с облицовкой вибрационной камеры. В качестве исследуемых гранул использовались фарфоровые и стальные шары при их косом ударе о плоскую поверхность. Так как рабочая среда приводится в движение за счет взаимодействия отдельных частиц со стенкой рабочей камеры, имеющей соответствующую облицовку, характеристика облицовки является существенной для оценки транспортирующих свойств стенок камеры. Облицовки выполнялись из стали 3, алюминиевого сплава АВТ, вулканизированной резины или винипласта. При этом облицовки исследовались в сухом и увлажненном водой состоянии. На рис. 10 приведены некоторые результаты экспериментальных исследований.

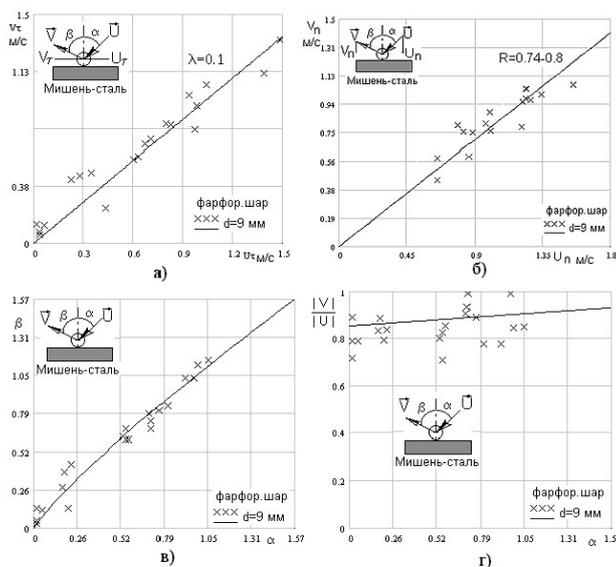


Рисунок 10. Экспериментальные зависимости для косо го удара сферы (фарфоровый шар) о плоскость (сталь Ст3 сухая и увлажненная): а) касательной компоненты скорости отскока от касательной компоненты скорости падения; б) нормальной компоненты скорости отскока от нормальной компоненты скорости падения; в) угла отскока от угла падения; г) отношения модулей скоростей частицы от угла падения

Скорость полета частиц регулировали в пределах 0.5-2 м/сек с помощью маятникового копра, которым наносили удар по покоящейся частице. Скорости движения частиц определялись по видеозаписи. После обработки результатов видеозаписи и анализа актов взаимодействия частиц рабочей среды с исследованными материалами обшивки построены зависимости, представленные на рис.10. Значения углов приведены в радианах.

Анализ результатов экспериментов позволяет сделать следующие выводы:

1. Касательная компонента отраженной скорости не зависит от нормальной компоненты скорости падения частицы. Это говорит о вязком характере трения частиц о плоскость для всех исследованных ударных пар и скоростей. Сухое трение никогда не наблюдалось. Даже при наибольших значениях параметра трения нет углов падения, отличных от нуля, когда отскок происходит по нормали. Графики зависимостей между углами всегда выгнуты вверх, т.е. углы отражения не превосходят углов падения, что может наблюдаться только при вязком трении. Следовательно, при исследованных энергиях удара применима только гипотеза вязкого трения.

2. Так как экспериментальные точки, соответствующие различным скоростям и размерам частиц, хорошо накладываются на одни и те же линии, параметры процесса соударения неизменны во всем исследованном диапазоне скоростей (0,3 - 2 м/с) и размеров частиц одного материала.

3. Абразивные частицы всегда имеют значительно больший коэффициент мгновенного трения, чем стальные шарики. Представляет интерес сравнение параметров трения и нормального восстановления при ударе о сухую и увлажненную поверхность. На соударение абразивных частиц с любыми поверхностями влажность практически не влияет. Изменение параметров не превосходит погрешности измерений. Тот же результат получен для соударения любых частиц с поверхностью металла.

4. Увлажнение резиновой и полиуретановой поверхности существенно влияет на процесс соударения со стальными шариками. Увлажнение резины снижает коэффициент мгновенного трения в 3 - 4 раза.

### 3. Заключение

По результатам проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Вибрационная отделочно-зачистная обработка благодаря широким технологическим возможностям применяется в различных областях машиностроения и имеет перспективы развития в части комбинирования видов используемой энергии, создания новых рабочих сред и технологических жидкостей, повышения эффективности управления динамикой рабочей среды за счет совершенствования систем вибровозбуждения и динамических свойств рабочих камер.

2. Многолетний опыт исследователей и результаты фундаментальных работ в области динамики гранулированных сред показывают, что динамика процесса ВиО очень чувствительна к таким параметрам рабочей камеры, как форма и размеры в связи с траекторией движения, упругие характеристики подвески, свойства облицовки и рабочей среды. Сравнительно небольшие изменения того или иного фактора могут существенно изменить динамические и, следовательно, технологические характеристики процесса как абразивной, так и упрочняющей виброобработки.

3. За последние годы предложены десятки конструкций вибрационных рабочих камер, из них отдельные испытаны и согласно данным авторов имеют достаточно высокую интенсивность обработки. Однако тот факт, что новые предложенные конструкции практически не нашли применения в промышленности, является следствием малой изученности вопросов влияния характеристик рабочей камеры на динамику среды и процесса в целом.

4. Работы, посвященные изучению влияния формы рабочей камеры, носят, в основном, частный эмпирический или умозрительный характер. Их результаты не всегда согласуются друг с другом, редко поддаются воспроизведению другими исследователями, что сдерживает их применение в производственной и исследовательской практике.

5. Полученные в ряде работ результаты исследований и модели динамики технологических рабочих сред дают правильное описание элементарных процессов в рабочей камере, но из-за отсутствия экспериментально обоснованных значений параметров этих процессов и большой аналитической сложности применения названных моделей к задачам движения среды практически не могут быть использованы для оптимизации их формы.

6. Исследования динамики движения среды внутри рабочих камер позволит применить компьютерное моделирование технологического процесса вибрационной обработки, прогнозировать результаты обработки, что, в свою очередь, значительно расширит область применения вибрационной обработки при проектировании высокоэффективных технологических процессов.

### ЛИТЕРАТУРА:

1. Бабичев, А. П., Бабичев, И. А. Основы вибрационной технологии. Изд. ДГТУ, Ростов н/Д, 2008.

2. Шевцов, С. Н. Динамика технологических гранулированных сред в вибрационных станках: Моделирование на основе принципа подобия. "Проектирование технологических машин" Вып.23, М., Изд. МОССТАНКИН, 2016

3. Шевцов, С. Н., Горбунов, Н. Н., Емцов, С. Г., Петряев, А. И. Исследование связи кинематических параметров и обрабатываемых свойств технологической гранулированной среды в контейнере вибрационного станка// Технология в машиностроении на рубеже XXI века. Сб. статей по материалам Всероссийской науч.-техн. конф. – Нижний Новгород: НГТУ, 2000.

4. Тамаркин, М. А., Тищенко, Э. Э. Основы оптимизации процессов обработки деталей свободным абразивом / Saarbrücken / Germany: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2015.

5. Tamarkin, M. A., Tishchenko, E. E., Murugova, E. V. Technological design processes of vibration processing of particularly accurate parts of agricultural machinery/E3S Web of Conferences. 14th International Scientific and Practical Conference on State and Prospects for the Development of Agribusiness, INTERAGROMASH 2021. Rostov-on-Don, 2021. С. 07032. DOI: 10.1051/e3sconf/202127307032

6. Tamarkin, M. A., Tishchenko, E. E., Murugova, E. V. Design of high precision machining part processes in free abrasives / Smart Innovation, Systems and Technologies. 2022. Т. 247. С. 157-164/ DOI:10.1007/978-981-16-3844-2\_17

7. Тамаркин, М. А., Тищенко, Э. Э., Тищенко, Р. Г. Разработка модуля автоматизированной системы проектирования технологических процессов отделочно-упрочняющей обработки в гранулированных средах/Состояние и перспективы развития агропромышленного комплекса. Сборник научных трудов XXIV Международной научно-практической конференции. В рамках Агропромышленного форума юга России: выставок «Интерагромаш», «Агротехнологии». 2021. С. 185–189.

Поступила в редколлегию 23.01.2024 г.

УДК 0624.042

Г. М. Улитин, д-р техн. наук, проф., Г. А. Гусар, канд. техн. наук, доц.  
Донецкий национальный технический университет, ДНР, Россия  
Тел./Факс: +79493508675. E-mail: [gusargan@mail.ru](mailto:gusargan@mail.ru)

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ

*В статье рассмотрен общий подход к решению задач динамики продольных колебаний стержневой ступенчато-переменной жёсткости со сосредоточенными массами. Он основан на применении метода Фурье. В качестве примера приведена задача для двухступенчатого стержня при внезапно снятой нагрузке.*

**Ключевые слова:** продольные колебания, ступенчатый стержень, граничные условия, собственные функции, собственные частоты.

G. M. Ulitin, G. A. Gusar

## MATHEMATICAL MODEL OF THE LONGITUDINAL VIBRATIONS OF ROD SYSTEMS DURING DYNAMICAL LOADS

*A common method of approach for the solution of problem of the longitudinal vibration rods of stepped variable stiffness with the concentrated masses is considered in this article. It is based on the application of Furie method. As an example the problem for the double-stepped rod during suddenly taken away load is shown.*

**Keywords:** longitudinal vibrations, stepped rod, bordering conditions, own functions, own frequency.

### 1. Введение

В различных областях техники и механики используются оборудования, математическими моделями которых служат ступенчато-переменные стержневые системы, несущие сосредоточенные массы. Очевидно, что при решении задач для таких математических моделей требуется знать и изучить свойства собственных функций соответствующих граничных задач. Здесь основная трудность состоит в определении ортогональности собственных функций с учётом ступенчато-переменной жёсткости и сосредоточенных масс.

Собственные колебания и некоторые задачи динамики однородных стержней при различных граничных условиях подробно исследованы в монографии [1], а в работе [2] – колебания от динамических и кинематических возмущений. В работе [3] изучена задача о поперечных колебаниях двухступенчатой буровой колонны, а в работе [4] рассмотрены теоретические вопросы о свободных колебаниях стержневой ступенчато-переменной жёсткости.

### 2. Основное содержание работы

Остановимся подробно на примере продольных колебаний. Рассмотрим ступенчатый стержень с закреплённым верхним концом и свободным нижним, но выбор граничных условий не принципиален. На каждом из участков находится сосредоточенная масса  $M_i$  в точке  $x = r_i$ . Начало системы координат выберем в закреплённом конце стержня. К стержню может быть приложена внешняя нагрузка.

В этом случае для каждого участка стержня для нахождения собственных частот колебаний нужно решить волновое уравнение:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} - a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} = 0, \quad i = 1, 2, \dots, p, \quad (1)$$

где  $u_i(x, t)$  – продольные перемещения сечений стержня  $i$ -го участка,  $a_i^2 = \frac{E_i F_i}{m_i}$ ,

$E_i F_i, m_i$  – соответственно продольная жесткость и погонная масса участка системы.

Из уравнений (1), разделяя переменные, получаем уравнения для определения собственных функций  $X_{in}(x)$  и функций времени:

$$X_{in}'' + k_{in}^2 X_{in} = 0; \quad (2)$$

$$\ddot{T}_n + \omega_n^2 T_n = 0, \quad (3)$$

где  $\omega_n$  – собственная частота колебаний, а  $k_{in} = \frac{\omega_n}{a_i}$ .

Из уравнения (2) следует:

$$X_{in}(x) = A_{in} \cos k_{in} x + B_{in} \sin k_{in} x \quad (4)$$

Для решения уравнения (1) необходимо задать граничные, начальные и условия состыковки участков стержневой системы, которые в собственных функциях примут вид:

$$X_{in}(l_i) = X_{i+1n}(l_i); \quad E_i F_i X_{in}'(l_i) = E_{i+1} F_{i+1} X_{i+1n}'(l_i). \quad (5)$$

Изучим свойства собственных функций, которые необходимы для решения задач на собственные и вынужденные колебания. Собственные функции граничной задачи (1) представим следующим образом:

$$X_n(x) = \sum_{i=1}^p (e(l_i - x) - e(l_{i-1} - x)) X_{in}(x),$$

где  $e(x)$  – единичная функция,  $X_{in}(x)$  – собственные функции на соответствующих участках системы.

Вначале изучим собственные колебания такой системы без учета сосредоточенных масс. Если воспользоваться формулой [1], то для стержневой системы получим равенство:

$$\left( \omega_n^2 - \omega_m^2 \right) \int_0^l X_n X_m dx = \sum_{i=1}^p a_i^2 \left( X_{im} X_{in}' - X_{in} X_{im}' \right) \Big|_{l_{i-1}}^{l_i}, \quad (6)$$

где  $l = \sum_{i=1}^p l_i$ .

Из выражения (6) следует, как показано в работе [4], что собственные функции будут ортогональны с весом:

$$\rho_1(x) = \sum_{i=1}^p m_i (e(l_i - x) - e(l_{i-1} - x)). \quad (7)$$

Там же было получено при наличии сосредоточенных масс условие ортогональности с весом:

$$\rho_2(x) = 1 + \sum_{i=1}^p M_i (e(l_i - x) - e(l_{i-1} - x)) \delta(x - r_i), \quad (8)$$

где  $\delta(x)$  – функция дельта Дирака.

Объединяя результаты (7) и (8) окончательно получаем ортогональность собственных функций рассматриваемой граничной задачи с весом:

$$\rho(x) = \rho_1(x) + \rho_2(x) = \sum_{i=1}^p (m_i + M_i \delta(x - r_i)) (e(l_i - x) - e(l_{i-1} - x)). \quad (9)$$

Эти результаты полностью согласуются с теорией собственных функций [5].

Для решения задач динамики необходимо вычислить квадрат нормы собственных функций. Для этого воспользуемся формулой (6) с весом:

$$(\omega_n^2 - \omega_m^2) \int_0^l \rho(x) X_n X_m dx = \sum_{i=1}^p m_i a_i^2 (X_{im} X'_{in} - X_{in} X'_{im}) \Big|_{l_{i-1}}^{l_i}. \quad (10)$$

Если теперь в формуле (10) перейти к пределу при  $n \rightarrow m$  и учесть в разложениях функций только бесконечно малые линейные члены, например,  $\omega_n^2 - \omega_m^2 \approx 2\omega_m$ , то с условиями состыковки (5), получим формулу для вычисления квадрата нормы:

$$\begin{aligned} \Delta_n^2 = \int_0^l \rho(x) X_n^2(x) dx = & \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{p-1} \frac{E_i F_i}{\omega_n^2} X'_{in}(l_i) (l_i X'_{in}(l_i) (1 - \frac{m_i}{m_{i+1}}) - X_{in}(l_i) (1 - \frac{a_{i+1}}{a_i}) + \\ & + m_i l_i X_{in}^2(l_i) (1 - \frac{m_{i+1}}{m_i}) + \frac{l m_p}{2} X_{pn}^2(l_i) + \sum_{i=1}^p M_i X_{in}^2(r_i). \end{aligned} \quad (11)$$

Если нижний конец защемлён, то предпоследний член в формуле (11) заменяется на:  $\frac{E_p F_p}{2\omega_n^2} (X'_{pn}(l))^2$ .

Из выполнения граничных условий и условий состыковки (5) получаем однородную систему алгебраических уравнений из решения которой определяются собственные частоты колебаний.

При вынужденных колебаниях уравнение (1) будет неоднородным вида:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} - a_i^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} = f_i(x, t).$$

Здесь в методе решения принципиального различия нет. Только в данном случае вместо уравнения (3) метом Фурье получаем для функций времени уравнение:

$$\ddot{T}_n + \omega_n^2 T_n = f_{in}(t), \tag{12}$$

где  $f_{in}(t) = \frac{1}{\Delta_n^2} \int_0^l f_i(x, t) \rho(x) X_n(x) dx$ .

Уравнение (12) можно решать методом вариации произвольных постоянных.

В качестве примера рассмотрим задачу динамики двухступенчатого стержня длиной  $l = l_1 + l_2$ , к которому приложена внешняя нагрузка  $f(t) = A \sin vt$ , а к нижнему концу с массой  $M$  приложена сила  $P$ , которая внезапно снимается. Аналогичная задача, но об ударе стержня с сосредоточенной массой и без внешней нагрузки, рассмотрена в работе [6].

Граничные условия для данной задачи примут вид:

$$u_1(0, t) = 0; \quad E_2 F_2 u_2'(l, t) = -M \ddot{u}_2(l, t), \tag{13}$$

а начальные условия

$$\begin{aligned} u_1(x, 0) &= p_1 x, & 0 \leq x \leq l_1; \\ u_2(x, 0) &= p_1 l_1 + p_2 (x - l_1), & l_1 < x \leq l \end{aligned} \tag{14}$$

$$\dot{u}(x, 0) = 0,$$

где  $p_i = \frac{P}{E_i F_i}$ .

Здесь собственные функции будут ортогональны, согласно формуле (9), с весом:

$$\rho(x) = \begin{cases} m_1, & 0 \leq x \leq l_1; \\ m_2 + M \delta(x - l), & l_1 < x \leq l. \end{cases}$$

Из граничных условий и условий состыковки участков с учётом выражения (4) получаем однородную систему алгебраических уравнений:

$$\begin{cases} A_{1n} = 0; \\ E_2 F_2 k_{2n} (A_{12n} \sin k_{2n} l - B_{2n} \cos k_{2n} l) + M \omega_n^2 (A_{2n} \cos k_{2n} l + B_{2n} \sin k_{2n} l) = 0; \\ B_{1n} \sin k_{1n} l_1 = A_{2n} \cos k_{2n} l_1 + B_{2n} \sin k_{2n} l_1; \\ E_1 F_1 k_{1n} B_{1n} \cos k_{1n} l_1 = E_2 F_2 k_{2n} (-A_{2n} \sin k_{2n} l_1 + B_{2n} \cos k_{2n} l_1). \end{cases} \quad (15)$$

Приравнивая определитель системы (15) к нулю, получаем уравнение для определения собственных частот колебаний  $\omega_n$  такой системы:

$$\begin{aligned} & (\alpha_2 \cos \eta_2 - \alpha_1 \operatorname{ctg} \eta_1 \sin \eta_2)(\alpha_2 \sin \eta + M \omega_n \cos \eta) - \\ & - (\alpha_1 \operatorname{ctg} \eta_1 \cos \eta_2 + \alpha_2 \sin \eta_2)(\alpha_2 \cos \eta - M \omega_n \sin \eta) = 0, \end{aligned} \quad (16)$$

где  $\alpha_i = \frac{E_i F_i}{m_i}$ ,  $\eta_i = k_{in} l_i$ ,  $\eta = k_{2n} l$  ( $i = 1, 2$ ).

Рассмотрим более простой случай, когда  $M = 0$ . Тогда уравнение (16) примет вид:

$$\alpha_2 \sin \eta_1 \sin k_{2n} l_2 - \alpha_1 \cos \eta_1 \cos k_{2n} l_2 = 0. \quad (17)$$

Из системы (15) для этого случая, полагая  $B_{1n} = 1$ , определяем значения коэффициентов  $A_{2n}$  и  $B_{2n}$ , и тогда собственные функции (4) примут вид:

$$X_n(x) = \begin{cases} \sin k_{1n} x, & 0 \leq x \leq l_1; \\ A_n \cos k_{2n} x + B_n \sin k_{2n} x, & l_1 < x \leq l, \end{cases}$$

где

$$\begin{aligned} A_n &= \sin k_{1n} l_1 \cos k_{2n} l_1 - \alpha \cos k_{1n} \sin k_{2n} l_1; \\ B_n &= \sin k_{1n} l_1 \sin k_{2n} l_1 + \alpha \cos k_{1n} \cos k_{2n} l_1. \end{aligned}$$

Квадрат нормы собственных функций можно найти по формуле (11), однако в случае двухступенчатого стержня проще вычислить непосредственно:

$$\begin{aligned} \Delta_n^2 &= \int_0^{l_1} m_1 X_{1n}^2(x) dx + \int_{l_1}^l m_2 X_{2n}^2(x) dx = \frac{m_1}{4k_{1n}} (2\eta_1 - \sin 2\eta_1) + \frac{m_2}{4k_{2n}} (2\eta_2 (A_n^2 + B_n^2) + \\ & + (A_n^2 - B_n^2)(\sin 2\eta - \sin 2\eta_2) - A_n B_n (\cos 2\eta - \cos 2\eta_2)). \end{aligned} \quad (18)$$

В частности, если перейти к пределу при  $l_1 \rightarrow 0$  (однородный стержень), то из формул (17) и (18) следуют известные выражения для собственных частот колебаний и квадрата нормы [1].

Определим функции времени  $T_n(t)$ . Уравнение (12) для данной задачи примет вид:

$$\ddot{T}_n + \omega_n^2 T_n = \frac{Am_1}{\Delta_n^2 k_{1n}} (1 - \cos \eta_1) \sin vt. \quad (19)$$

Решением уравнения (19) с учётом начального условия (14) являются функции:

$$T_n(t) = \frac{Am_1(1 - \cos \eta_1)}{\Delta_n^2 k_{1n} (v^2 - \omega_n^2)} \left( \frac{v}{\omega_n} \sin \omega_n t - \sin vt \right) + \cos \omega_n t. \quad (20)$$

Будем считать, что частота  $v$  внешней нагрузки не совпадает с собственными частотами, но это не принципиально, т. к. в этом случае будет другое решение уравнения (19), которое определяет резонанс.

Продольные перемещения представим разложением по собственным функциям:

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n X_n(x) T_n(t). \quad (21)$$

Тогда, согласно методу Фурье, получаем:

$$\begin{aligned} C_n &= \frac{1}{\Delta_n^2} (m_1 p_1 \int_0^{l_1} x \sin k_{1n} x dx + m_2 \int_{l_1}^l (p_1 l_1 + p_2 (x - l_1)) (A_n \cos k_{2n} x + B_n \sin k_{2n} x) dx = \\ &= \frac{m_1 p_1}{k_{1n}^2} (\sin \eta_1 - \eta_1 \cos \eta_1) + \frac{m_2}{k_{2n}^2} (p_1 A_n \eta_2 + p_2 B_n) (\sin \eta - \sin \eta_2) + \\ &+ \frac{m_2}{k_{2n}^2} (p_2 A_n + p_1 B_n \eta_1) (\cos \eta - \cos \eta_2) - \frac{m_2 p_2 l_2}{k_n} (A_n \sin \eta + B_n \cos \eta) \end{aligned}$$

Итак, перемещения (21) определены, т. к. найдены функции  $X_n(t), T_n(t)$  и коэффициенты  $C_n$ , входящие в формулу (21). Это позволяет исследовать напряжённо-деформированное состояние системы и, следовательно, изучить её прочностные свойства.

### 3. Заключение

Таким образом, рассмотренный подход позволяет решать многие задачи динамики, математической моделью которых являются стержневые системы ступенчато-переменной жёсткости при наличии сосредоточенных масс при продольных колебаниях, что является актуальным для многих технических задач. При этом, т. к. математическая модель полностью аналогична математической модели крутильных колебаний, то данный подход к решению таких задач можно применять и для технических задач о крутильных колебаниях [7].

**ЛИТЕРАТУРА:**

1. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко. – М.: Наука, 1967. – 449 с.
2. Барагунова, Л. А., Шогенова, М. М. Продольные колебания стержней от динамических возмущений. Строительство и архитектура /Вестник Дагестанского государственного технического университета – 2022, №49 (2).- С. 87-93.
3. Улитин, Г. М. Математическая модель поперечных колебаний двухступенчатой буровой колонны / Г. М. Улитин, Ю. В. Петтик // Сборник научно-методических работ - Донецк: ДонНТУ, 2023.- Вып.13.- С. 204-209.
4. Улитин, Г. М. К теории стержневых систем ступенчато-переменной жёсткости / Г. М. Улитин // Автоматизация виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні // Зб. наукових праць – Львів, 2006. – Вип. 40. – С. 250 – 254.
5. Арсенин, В. Я. Методы математической физики и специальные функции / В. Я. Арсенин – М.: Наука, 1974. – 432 с.
6. Улитин, Г. М. Математическая модель ударных процессов в двухступенчатых буровых колоннах / Г. М. Улитин, Ю. В. Петтик // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. - №3(48). – С. 26-29.
7. Царенко, С. Н. Динамика валопровода гребного винта при импульсивном воздействии / С. Н. Царенко, Г.М. Улитин, С. Ю. Трунев // Судостроение и судоремонт. Вестник государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова- 2022-т.14, №3.-С. 748-758.

Поступила в редколлегию 24.01.2024 г.

УДК 621.838.222

**М. П. Шишкарев**, д-р техн. наук, проф.

Донской государственной технической университет, РФ

Тел.: 89081933393; E-mail: [shishkarev\\_m\\_p@mail.ru](mailto:shishkarev_m_p@mail.ru)**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОЦЕНКИ УРОВНЯ ПЕРЕГРУЗОК В АДАПТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТАХ С ПЕРЕМЕННЫМ ЗНАЧЕНИЕМ КОЭФФИЦИЕНТА УСИЛЕНИЯ**

*В работе раскрывается механизм возникновения перегрузок в адаптивной фрикционной муфте первого поколения с переменным значением коэффициента усиления обратной связи. Показано, что адаптивная фрикционная муфта с отрицательной обратной связью и переменным значением коэффициента усиления обратной связи не обеспечивает полной стабилизации номинального вращающего момента, что обусловлено необходимостью в процессе автоматического регулирования приложения дополнительных усилий для увеличения распорной силы при изменении значения коэффициента трения.*

**Ключевые слова:** адаптивная фрикционная муфта, отрицательная обратная связь, переменное значение, коэффициент усиления обратной связи, коэффициент трения, перегрузка.

**M. P. Shishkarev****THEORETICAL BASIS FOR ESTIMATING THE LEVEL OF OVERLOADS IN ADAPTIVE FRICTION CLUTCHES WITH VARIABLE GAIN**

*The paper reveals the mechanism of overload in the adaptive friction clutch of the first generation with a variable value of the feedback gain. It is shown that an adaptive friction clutch with negative feedback and a variable value of the feedback gain does not provide complete stabilization of the nominal torque, which is due to the need to apply additional forces in the process of automatic control to increase the spacer force when the coefficient of friction changes.*

**Keywords:** adaptive friction coupling, negative feedback, variable value, feedback gain, friction coefficient, overload.

**1. Введение**

Результатами исследований, изложенными в работах [1, 2], являются функциональные зависимости значения распорной силы управляющих устройств (УУ) адаптивных фрикционных муфт (АФМ) от изменяющегося с течением времени значения коэффициента трения между элементами фрикционных пар. При реализации этих зависимостей значение вращающего момента АФМ при срабатывании сохраняется постоянным и не зависит от значения коэффициента трения [3, 4].

Указанная особенность, в отличие от АФМ с постоянным значением коэффициента усиления (КУ) обратной связи, обусловлена КУ с переменным значением.

**Цель исследования.** Установление факторов, влияющих на величину перегрузки, вносимой АФМ в кинематическую цепь привода машины.

**Задачи исследования.** 1. Анализ процесса срабатывания АФМ с переменным значением КУ обратной связи. 2. Оценка уровня перегрузок, вносимых в привод машины или механизма АФМ с переменным значением КУ обратной связи.

**2. Основное содержание и результаты работы**

Предмет исследования – принципиальная схема АФМ первого поколения с переменным значением КУ обратной связи – показан на рисунке.

Муфта [4] содержит соосные одна другой полумуфты 1 и 2, кинематическая связь между которыми в окружном направлении осуществляется пакетом фрикционных дисков 3. Управляющее устройство состоит из тел качения 4, размещенных в гнездах со скошенными боковыми стенками (рисунок, сечение А-А) опорного диска 5, который

жестко закреплен на полумуфте 1, и втулки 6, связанной в окружном направлении с нажимным диском 7 при помощи направляющей шпонки. Нажимной диск с полумуфтой 1 непосредственно не связан.

Втулка 6 поджата в направлении тел качения 4 при помощи пружины 8, поставленной с предварительным натяжением и опирающейся справа (по рисунку) на нажимной диск. Силовое замыкание пар трения 3 осуществляется пружиной 9.

Боковые стенки гнезд под тела качения 4 профилированы кривыми линиями (рисунок, сечение А-А), уравнение которых приведено в работе [5]. Благодаря этому величина КУ автоматически изменяется в зависимости от текущего значения коэффициента трения между элементами пар трения 3 и передаваемой нагрузки в результате перемещения тел качения 4 относительно боковых стенок гнезд и изменения величины угла давления  $\alpha_i$  (рисунок, сечение А-А). Одновременно с этим изменяется величина осевой деформации пружины 8 и усилие замыкания элементов пар трения 3, причем, уменьшение указанного усилия компенсирует увеличение коэффициента трения, что теоретически обеспечивает постоянство момента сил трения фрикционной группы.

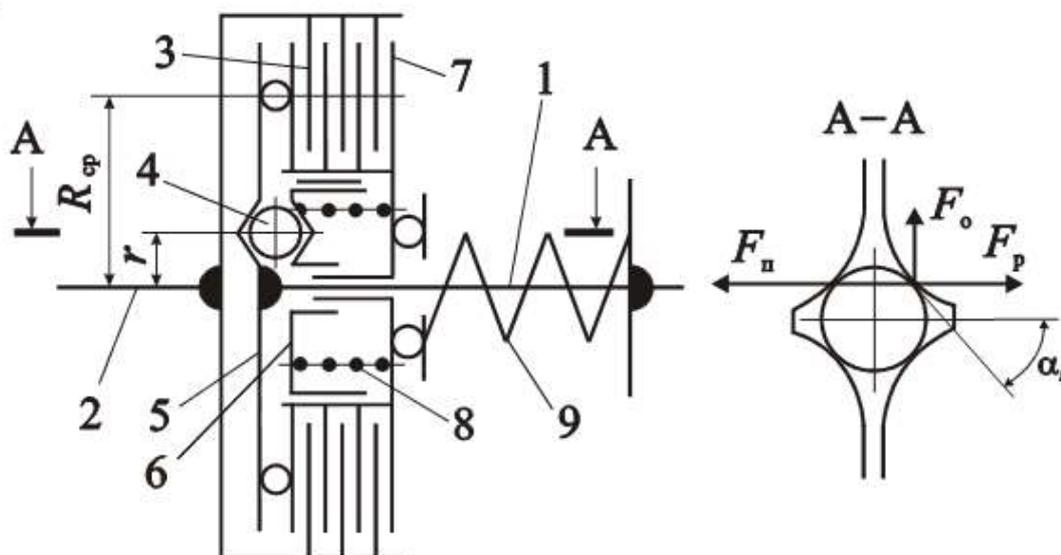


Рисунок 1. Принципиальная схема АФМ первого поколения с переменным значением КУ обратной связи

При оснащении АФМ УУ с отрицательной одноконтурной обратной связью упомянутая зависимость имеет следующий вид [5, 6]:

$$F_{p,i} = F_n \left( 1 - \frac{f_{\min}}{f_i} \right), \tag{1}$$

где  $F_{p,i}$  – текущее значение распорной силы УУ;  $F_n$  – значение усилия замыкания фрикционного узла АФМ;  $f_{\min}$  – минимальное значение коэффициента трения между элементами фрикционных пар;  $f_i$  – текущее значение коэффициента трения.

Формула (1) записана для случая, когда настройка АФМ производится по коэффициенту трения  $f_{\min}$  [7, 8].

Для установления функциональной зависимости значения КУ от коэффициента трения, необходимой для дальнейшего исследования, запишем в общем виде выражение по определению текущего значения вращающего момента АФМ [9]:

$$T_i = zR_{cp}f_i(F_n - F_{p,i}), \quad (2)$$

где  $z$  – число пар трения фрикционного узла АФМ;  $R_{cp}$  – средний радиус поверхностей трения фрикционных пар. Остальные обозначения приведены выше.

Значение распорной силы УУ определяется по следующей формуле:

$$F_{p,i} = \frac{T}{r} \operatorname{tg} \alpha_i, \quad (3)$$

где  $\alpha_i$  – текущее значение угла давления распорных элементов УУ;  $r$  – радиус окружности, на которой расположены распорные элементы УУ.

С учетом соотношения (2) равенство (3) принимает следующий вид:

$$F_{p,i} = zC_i f_i(F_n - F_{p,i}),$$

откуда находим, с учетом формулы (1):

$$C_i = \frac{1}{zf_{\min}} \left( 1 - \frac{f_{\min}}{f_i} \right). \quad (4)$$

В формуле (4) и выше параметр  $C_i$  – текущее значение КУ обратной связи, определяемое по формуле

$$C_i = \frac{R_{cp}}{r} \operatorname{tg} \alpha_i.$$

Сопоставление формул (1) и (4) показывает, что текущее значение КУ изменяется, в зависимости от коэффициента трения, по тому же закону, что и распорная сила УУ.

В АФМ с переменным значением КУ увеличение распорной силы обусловлено соответствующим увеличением КУ за счет изменения значения угла давления  $\alpha_i$ , которое происходит в результате возрастания вращающего момента, передаваемого распорными элементами УУ [10].

Определим, с учетом данного обстоятельства, значение прироста вращающего момента АФМ, необходимого для увеличения текущего угла давления  $\alpha_i$  в связи с наступлением перегрузки при изменении текущего значения коэффициента трения  $f_i$ . Попутно заметим, что после увеличения вращающего момента, когда КУ достигает соответствующего значения, срабатывание АФМ произойдет при настроечном значении вращающего момента.

Очевидно, что максимальный прирост вращающего момента АФМ произойдет в

случае увеличения коэффициента трения от значения  $f_{\min}$  до значения  $f_{\max}$  – максимального коэффициента трения.

При случайном увеличении коэффициента трения от значения  $f_{\min}$  до значения  $f_{i+1}$  распорная сила  $F_{p,i}$  равна нулю, если перегрузка на ведомых частях АФМ отсутствует, т. е. значение момента сил сопротивления, действующего на муфту, равно ее настроечному вращающему моменту [11].

Действительно, при значении  $f_i = f_{\min}$  значение распорной силы  $F_{p,i}$  равно нулю согласно соотношению (1). В этом случае, в соответствии с формулой (2), значение вращающего момента АФМ равно

$$T_{\min} = zF_{\Pi}R_{\text{cp}}f_{\min}, \quad (5)$$

и, поскольку без наступления перегрузки муфта продолжает передавать этот же вращающий момент, распорная сила отсутствует.

Однако значение потенциального вращающего момента, который виртуально способна передать АФМ в данный период времени, равно

$$T_{\Pi} = zF_{\Pi}R_{\text{cp}}f_{i+1}, \quad (6)$$

при по-прежнему отсутствующей распорной силе.

В случае возникновения и нарастания перегрузки начинает увеличиваться вращающий момент, передаваемый АФМ. Вместе с этим начинается действие распорной силы, которая, очевидно, также увеличивается по мере нарастания перегрузки, действующей на АФМ.

На основании этого формула (6) принимает следующий вид:

$$T_{\Pi,i} = zR_{\text{cp}}f_{i+1}(F_{\Pi} - F_{p,i}). \quad (7)$$

В формуле (7) значение распорной силы  $F_{p,i}$  по-прежнему определяется по формуле (1).

Используя формулу (3), запишем следующее соотношение:

$$F_{p,i} = \frac{T_i C_i}{R_{\text{cp}}}. \quad (8)$$

После подстановки правой части формулы (8) в равенство (7) и некоторых преобразований, с учетом формулы (4) получаем:

$$T_{\Pi,i} = zF_{\Pi}R_{\text{cp}}f_{i+1} \frac{f_{\min}}{f_i}. \quad (9)$$

Формула (9) отражает закономерность изменения значения потенциального вращающего момента в зависимости от исходного значения коэффициента трения  $f_i$ .

Из данной формулы следует, что максимальное значение вращающего момента  $T_{п.маx}$  будет при значениях коэффициента трения  $f_{i+1} = f_{маx}$  и  $f_i = f_{мин}$ .

Для нахождения значения прироста вращающего момента АФМ при увеличении коэффициента трения в условиях действия перегрузки обратимся к рис. 1, на котором схематично изображен процесс изменения значения вращающего момента АФМ в соответствии с изменением значения коэффициента трения.

Допустим, что первоначальное значение коэффициента трения составляло  $f_i$ . Этому значению соответствовало значение КУ  $C_i$  согласно формуле (4). После увеличения коэффициента трения до значения  $f_{i+1}$  АФМ не будет реагировать на это увеличение до тех пор, пока не наступит перегрузка. Очевидно, что в этом случае срабатывание муфты не произойдет, поскольку значение КУ  $C_i$  не будет соответствовать новому значению коэффициента трения.

Наступление перегрузки приведет к увеличению распорной силы, что, в свою очередь, сопровождается увеличением КУ [12]. Очевидно, что это будет замедлять увеличение вращающего момента АФМ.

**Обсуждение и результаты.** Принципиальная невозможность достижения полной стабилизации величины предельного вращающего момента АФМ с отрицательной обратной связью и переменным значением КУ обусловлена необходимостью приложения к муфте определенной дополнительной внешней нагрузки для перемещения отжимных элементов УУ с целью обеспечения их угла давления, соответствующего текущему значению коэффициента трения.

В связи с этим точность срабатывания АФМ с отрицательной обратной связью и переменным значением КУ, равная точности срабатывания «идеальной» АФМ, не может быть достигнута.

Результаты исследования, приведенные в настоящей работе, носят сугубо теоретический характер и предназначены для использования в качестве отправной точки при изучении уровня перегрузок в АФМ других типов, имеющих переменное значение КУ обратной связи.

### 3. Заключение

АФМ с отрицательной обратной связью и переменным значением КУ обратной связи не обеспечивает полной стабилизации номинального вращающего момента, что обусловлено необходимостью в процессе автоматического регулирования приложения дополнительных усилий для увеличения распорной силы при изменении коэффициента трения.

### ЛИТЕРАТУРА:

1. Шишкарев М. П. Точность срабатывания адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения с дифференцированными парами трения (ч. 2) // Известия ОрелГТУ. – 2008. – № 3-2/271 (546). – С. 67–71.
2. Шишкарев М. П., Лущик А. А., Угленко А. Ю. Адаптивные фрикционные муфты второго поколения. Исследование, конструкции и расчет: монография. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2013. – 236 с.
3. Шишкарев М. П. Условие и возможность реализации высокой точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Сборка в машиностроении, приборострое-

нии. – 2008. – № 3. – С. 3–6.

4. А. с. 1430633 СССР, МПК<sup>4</sup> F 16 D 7/02. Предохранительная фрикционная муфта / М. П. Шишкарёв (СССР). – № 4048607/25–27; Заявлено 26.02.86; Опубл. 15.10.88. Бюл. № 38. – 3 с.: ил.

5. Шишкарёв М. П. Влияние величины коэффициента усиления на массу адаптивных фрикционных муфт // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2017. – № 2. – С. 88–93.

6. А. с. 1055915 СССР, МПК<sup>3</sup> F 16 D 7/02, F 16 D 13/04. Предохранительная фрикционная муфта / М. П. Шишкарёв (СССР). – № 3475963/25–27; Заявлено 28.07.82; Опубл. 23.11.83. Бюл. № 43. – 6 с.: ил.

7. Шишкарёв М. П. Аналитическое обоснование оптимального способа настройки предохранительных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. – 2009. – № 9. – С. 3–6.

8. Шишкарёв М. П., Лущик А. А. Выбор формы нагрузочной характеристики первого конструктивного варианта адаптивной фрикционной муфты с отдельным силовым замыканием // Материалы междунар. науч.-практ. конф. «Состояние и перспективы развития сельскохозяйственного машиностроения» 25–28 февраля 2014 г., Ростов н/Д, 2014. – С. 206–209.

9. Шишкарёв М. П. Математические модели адаптивного фрикционного контакта твердых тел 2-го поколения // Математические методы в технике и технологиях: Сб. тр. XVIII междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 5. Секция 5 «Компьютерная поддержка производственных процессов» / Под общ. ред. В. С. Балакирева – Казань: изд-во Казанского гос. технол. ун-та, 2005. – С. 72–76.

10. Шишкарёв М. П. Повышение надежности адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2008. – № 4. – С. 6–9.

11. Шишкарёв М. П. Распределение нагрузки в муфте Н.Д. Вернера и выбор ее параметров // Вестн. машиностроения. – 2001. – № 6. – С. 8–11.

12. Шишкарёв М. П., Ву Тьен Зунг. Практическая точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты с переменным значением коэффициента усиления // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2014. – № 3. – С. 3–7.

Поступила в редколлегию 25.01.2024 г.

УДК 621.793.71

**F. I. Panteleenko**, a member - correspondent. NAN B, Ph. D., Professor, **V. A. Okovity**, Ph. D., **O. G. Devoino**, Ph. D., Professor, **V. V. Okovity**, **A. A. Litvinko**, **V. Yu. Sereda**  
Belarusian National Technical University, Minsk, Belarus

Tel. / Fax +375 17 293-95-99, [niil\\_svarka@bntu.by](mailto:niil_svarka@bntu.by)

**V. M. Astashinsky**, a member - correspondent. NAS B, D. Phys. - math. n., prof.  
A. V. Lykov Institute of Heat and Mass Transfer of the National Academy of Sciences of  
Belarus, Minsk, Belarus

Tel. / Fax +375 17 284-24-91, [ast@hmti.ac.by](mailto:ast@hmti.ac.by)

## MODERN METHODS OF HIGH-ENERGY MODIFICATION OF THE STRUCTURES OF MULTILAYER PLASMA COATINGS

*The article considers in detail modern methods of high-energy modification of the structure with subsequent improvement of the properties of the obtained coatings from self-fluxing powders based on iron. Plasma wear-resistant coatings made of materials based on austenitic steels, fabricated by diffusion-alloying with subsequent modification using laser radiation, have been studied. The microstructure of the processed plasma coatings is characterized by a number of features, during high-energy processing, the formed plasma coatings are remelted (to a large extent, remelting correlates with the values of the laser exposure parameters), the formed coatings after processing have a more homogeneous structure and a finely dispersed structure. Conducted studies on the distribution of the microhardness of the applied coating over the depth of the melted layer. To analyze the behavior of laser-treated coatings during operation, we studied the processes of deformation and internal stresses in them. The issues of hardening of wear-resistant plasma coatings during the processing of materials based on powders based on diffusion-alloyed austenitic steels with the addition of molybdenum and molybdenum disulfide are considered and the technological parameters of hardening high-energy treatment of sprayed coatings are optimized.*

**Keywords:** plasma coatings, compression plasma flows, treatment distance, formed structures, surface layers, formed wear-resistant coatings.

**Ф. И. Пантелеенко, В. А. Оковитый, О. Г. Девойно, В. В. Оковитый, А. А. Литвинко, В. Ю. Серед, В. М. Асташинский**

## СОВРЕМЕННЫЕ СПОСОБЫ ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО МОДИФИЦИРОВАНИЯ СТРУКТУР МНОГОСЛОЙНЫХ ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ

*В статье подробно рассмотрены современные способы высокоэнергетического модифицирования структуры с последующим улучшением свойств полученных покрытий из самофлюсующихся порошков на основе железа. Исследованы плазменные износостойкие покрытия из материалов на базе сталей аустенитного класса, изготовленные способом диффузионно-легирования с последующей модификацией при помощи лазерного излучения. Микроструктура обработанных плазменных покрытий характеризуется рядом особенностей, при высокоэнергетической обработке происходит переплавление сформировавшихся плазменных покрытий (в значительной степени переплавление коррелируется с величинами параметров лазерного воздействия), сформированные покрытия имеют после обработки более однородную структуру и мелкодисперсное строение. Проведенные исследования по распределению микротвердости нанесенного покрытия по глубине оплавленного слоя. Для анализа поведения обработанных лазером покрытий при эксплуатации, исследовали процессы деформации и внутренние напряжения в них. Рассмотрены вопросы упрочнения износостойких плазменных покрытий при обработке компрессионной плазмой материалов на основе порошков на базе диффузионно-легированных аустенитных сталей с добавлением молибдена и дисульфида молибдена и оптимизированы технологические параметры упрочняющей высокоэнергетической обработки напыленных покрытий.*

**Ключевые слова:** плазменные покрытия, компрессионные плазменные потоки, дистанция обработки, сформированные структуры, поверхностные слои, формованные износостойкие покрытия.

## 1. Introduction

One of the ways to effectively modify the structure of plasma coatings without changing the properties of the base is their treatment with highly concentrated energy flows. The main types of such processing of coatings include: melting of the formed coatings using a plasma installation; application of compression plasma pulses; reflow using a laser beam. An increase in the efficiency of self-fluxing coatings applied by the plasma method based on powder materials based on diffusion-alloyed austenitic steels with the addition of molybdenum and molybdenum disulfide can be carried out by controlling the properties of their individual sections. This contributes to the optimal combination of the properties of various sections of the obtained coatings, which should correspond to the functional purposes of the materials deposited by the plasma. Nevertheless, the technologies for their creation have prospects for further improving the properties of the formed materials as a result of the use of methods for processing them using highly concentrated energy flows. Using layer-by-layer processing of wear-resistant coatings deposited using a plasma installation with short-term pulses of compression plasma flows using different levels of input energy, it is possible to create the possibility of forming certain structures with a controlled and decreasing total porosity from the upper outer layers of the obtained coatings to the base (substrate). This type of treatment contributes to an increase in their oil-retaining capacity and wear resistance of the formed friction surfaces to an additional combination with an increased cohesive and adhesive strength near the boundary layers. On the basis of statistics on the values of limiting wear variations for operated parts, for which the technologies created by us are intended, the thickness of the layers applied by the plasma installation was taken to be about 0.5 - 0.6 mm.

## 2. Methods for high-energy modification of the structures of multilayer plasma coatings

Various variants of plasma melting of the obtained coatings were carried out at the Institute of Physics and Technology, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, Tomsk. The self-fluxing nickel-based powder alloy (Ni-Cr-B-Si-Fe-Al-C) was chosen as the coating material under study. The deposition of the coatings under study and their melting with the help of nitrogen plasma were carried out on a universal installation UPU-3D in the optimal processing mode in air. [1]. After the plasma reflow process, the size of the main phase of the resulting solid solution increases in the coatings with a decrease in microhardness. At the same time, their porosity decreases and macrohardness increases. All these factors (decrease in porosity with activation of diffusion processes) during plasma treatment contribute to obtaining a very dense coating with increased characteristics of cohesive and adhesive strength. The main disadvantage of this technology is the presence of a zone of thermal influence on the metal of the main product, therefore, as a rule, overall and thick-walled coatings are subjected to melting.

The disadvantage described above is not typical when processing the formed coatings with impulses of a compression plasma jet. As a rule, a plasma injector equipped with a coaxial system of electrodes serves as a source of pulsed impact flows. Such treatment was carried out on the surface of a wear-resistant coating ((Ni-Cr-B-Si-Fe) of rotor blades (IMM NAS of Ukraine, Kiev). Nitrogen served as a plasma-forming gas, while the stored energy in the capacitive storage used was of the order of  $9 \times 10^3$  J. During high-energy treatment of coatings during a short-term exposure to a plasma jet of about 800  $\mu$ s, the resulting heat flux cannot propagate to a very large depth. Therefore, as a result, from the surface, the initial structure of the resulting coating has the form of a melt with a thickness of about 10  $\mu$ m. As a re-

sult, the formed transformed layer is evenly distributed and at the same time closes the outlets of the pores. and the occurrence of surface fragmentation. Therefore, plasma coatings become more efficient and operable in high-temperature operation. The impact of a series of pulses during processing with compressive plasma flows allows layer-by-layer processing of sprayed coatings containing pores with their gradual melting over the entire thickness due to an increase in thermal conductivity of the previous layers and predominant overheating of the untreated subsequent deep layers [1–3]. This makes it possible to significantly increase the performance of the most used wear-resistant plasma coatings. This possibility is realized due to the formation of the structure of surface layers with increased wear resistance and the production of layers boundary with the substrate digging with high characteristics of cohesion and adhesion.

The method of pulse-plasma treatment of applied hard coatings has been patented by OAO "Cherepovets steel-rolling plant" [4]. It is a hardening of the working surface by saturation with carbide-forming elements using plasma pulses. Analyzing the process of pulsed plasma treatment, it must be stated that it belongs to the little-studied processes for processing coatings from composite wear-resistant powder materials.

In the field of plasma deposition of functional coatings, including self-fluxing coatings, processes that use laser radiation treatment are increasingly used [5]. These include laser (such as surfacing and surface modification), as well as hybrid ones (laser-plasma formation of coatings, laser processing combined with high-frequency heating). Usually, when implementing, laser radiation of the technological spectrum is used: gas (CO<sub>2</sub> lasers), solid-state (Nd: YAG lasers), diode and fiber [6]. Taking into account the time chronology of the appearance of the technological capabilities of the laser radiation process, the technologies can be decomposed in the following sequence: laser heat treatment, alloying with the help of a laser, deposition and surfacing, and also hybrid welding.

The process of laser heat treatment is associated with the action of a focused laser beam on the workpiece and can be carried out both with and without melting of the hardened surfaces. The latter case requires a pre-applied coating that absorbs laser radiation [7–11]. With laser melting, by changing the parameters of the radiation modes and optimizing them, the minimum diffusion of elements from the base (substrate) is obtained, a dense coating is formed with a melted smooth surface, a rather dispersed microstructure and adhesive strength required for the high-quality operation of the treated parts. Laser melting takes place in Russia and practically in all developed countries of Western Europe, the USA, China, and Japan. Examples of the use of lasers include patents (a method for obtaining a protective coating on a product from a heat-resistant (heat-resistant) alloy [12] and a method for processing friction surfaces [12]), as well as a German patent (a process for manufacturing segment-shaped cutting coatings [13]).

The structure of the layers obtained after melting by laser radiation is characterized by the absence of oxide inclusions and pores, as well as dispersion. The resulting melted zone is characterized by a lower microhardness compared to the plasma spraying process. The character of the depth distribution of the obtained melted zone of alloying elements is uniform, except for the boundaries of the melting zone. This is an essential feature inherent in laser processing. It is provided by the short-term melting of the sprayed layer and subsequent cooling at high rates, which initially contributes to the preservation of the entire spectrum of alloying elements that were contained in the pre-sprayed coatings, and their fairly uniform distribution in the volume after the surfacing process. The known shortcomings of the laser processing process include a low coefficient of conversion of the beam energy into thermal energy and a low productivity of the process.

The main advantages of this process include local thermal effect (since the size of the heating spot is usually in the range of 0.1 ... modification to a depth of several micrometers to a level of 1.0...3.0 mm [14]. The resulting grain refinement contributes to the hardening of metals without the formation of solid phases in them. Certain disadvantages are also characteristic, such as the formation of internal stresses in the hardening tracks, which can lead to the formation of cracks, the likelihood of pore formation during the hardening process with reflow, which is associated with the release of gases due to the burnout of non-metallic inclusions located in base metal [15, 16].

The process of laser alloying involves the creation on the treated surface of a rather small (on the order of  $d = 0.2 \dots 0.6$  mm and a depth of 0.1 ... additives [17, 18, 19]. As a result, when the heat source moves relative to the treated surface, a layer with new physical and chemical properties is formed on it. The main advantages of the laser alloying process include [20, 21, 22, 23] the ability to alloy surfaces to a depth of about 2–3 mm during the formation of both chemical compounds and the possibility of creating solid solutions from alloying elements in the structure of the metal itself; obtaining the necessary structures with a fairly high dispersion with a minimum heat-affected zone (HAZ), due to the minimization of thermal effects on the substrate; low residual deformations. The main disadvantages of this process include the formation of pores, splashes and fistulas, due to the supply of alloying materials (primarily gaseous) to the melt bath.

References [24] considered the effect of laser remelting on the microstructure and corrosion resistance of a plasma-sprayed Fe-based coating deposited by plasma spraying. Then the coatings were further processed by laser melting to improve their microstructure and properties. Corrosion resistance in solutions of 3.5 wt.% NaCl and 1 mol/l HCl of sprayed and laser-fused coatings was evaluated using electrochemical polarization analysis. It was found that the laser remelted coating contains much more amorphous (nanocrystalline) grains than sputtered coatings, which is due to the lower cooling rate in the laser remelting process compared to the plasma spraying process. The results of electrochemical polarization showed that the laser-remelted coating has a higher corrosion resistance than the sputtered coating due to its dense structure.

It is well known that amorphous metallic materials can be obtained by rapid quenching. Therefore, for the manufacture of amorphous metal coatings, several coating technologies with a high cooling rate during processing are used, such as laser surface treatment [25], high-speed sputtering [20], and air-plasma sputtering [10]. Air-plasma spraying is considered as a simple, versatile and effective coating method in both scientific and industrial fields due to its ability to produce much denser, stronger and better coatings [11].

However, pores in a sprayed coating are a typical feature. Corrosion of Fe-based amorphous coatings tended to form around pores [26]. The porosity of the coating made by air-plasma spraying is about 3-5%. Laser processing methods are successfully used to reduce the porosity of sprayed coatings. It was reported that amorphous and nanocrystalline composite coatings can be obtained by laser cladding and remelting [27]. The cooling rate of the laser remelting process was usually about 103 K/s, and the critical cooling rate for the formation of the Ni-Fe-B-Si-Nb amorphous phase was about 233 K/s.

The source [28] prepared Fe-Co-B-Si-Nb coatings on the surface of low-carbon steel using high-power laser melting using  $[(\text{Fe}0.5\text{Co}0.5)0.75\text{B}0.2\text{Si}0.05]95.7\text{Nb}4$  powder. The extremely high cooling rate of laser remelting is ideal for maintaining or developing a non-equilibrium microstructure, including producing a solid solution with an amorphous state on a chosen crystalline substrate. The source [29] reports the presence of an amorphous phase on the surface subjected to laser remelting of cooled (ledeburite) cast iron with an average hard-

ness of 1200 HV. Therefore, it is believed that laser remelting is a promising technology for increasing the proportion of the amorphous phase and eliminating coating porosity defects.

Fe-based metal alloy powder (Beijing SunSpraying Technology Co., Ltd., China) was used as raw material. The Fe-based powder was prepared by gas spraying under an argon atmosphere after the base alloy was melted in a medium frequency vacuum induction furnace and passed through a 160 mesh sieve. The composition of the Fe-based powder is shown in table 1.

Table 1. Chemical composition of iron samoflux

Element	Mo	Cr	Ni	P	Si	B	C	Fe
%, weight	3,4	7,3	2,63	6,34	2,41	0,82	3,84	ОСНОВА

Iron-based coatings were deposited on the surface of St45 after sandblasting by plasma spraying in the atmosphere. A GP-80 air plasma spraying system was used to obtain coatings with a thickness of about 300  $\mu\text{m}$ . Argon and hydrogen were used as plasma-forming gases. The pressure of both argon and hydrogen was 0.7 MPa during sputtering. The flow rate of argon is 60 l/min, and that of hydrogen is 6 l/min. Argon was used as the powder feed gas, and the powder feed rate was 10 g/min. The power of the plasma jet for coating is at the level of 25 kW (500 A / 50 V). After sputtering, the deposited coatings were remelted with a laser system (HWLW-300A). A high scanning speed of 8000 mm/min was used to remelt the coating at a power of 2 kW. Such parameters give a large width and depth of the remelted layer and lead to a high cooling rate in the remelted layer. During laser processing, a continuous flow of argon gas was maintained to prevent oxidation of the molten pool. The microstructure of the coatings after plasma spraying and laser remelting was characterized by scanning electron microscopy (SEM, S-4800). The phase composition of the powder and coating was analyzed using X-ray diffraction (XRD, D/max 2500PC, Rigaku, Japan) with Cu K $\alpha$  radiation ( $\lambda=1.5418$  Å) in the range of 20-80° (2 $\theta$ ) [30].

Figure 1 shows the surface morphology of the deposited and laser-treated coatings. As can be seen from Figure 1a, there are many pores on the surface of the deposited coating formed by plasma spraying. This is a typical structure of a plasma-sprayed coating due to the overlap of molten particles. Figure 1b shows the topography of the laser treated coating. It clearly shows the strip of laser scanning of the tracks and the effect of an intense combination of tracks, the scanning traces have specific relief features - there are depressions between two overlapping tracks. Moreover, some small pores also appear in the remelted coating, as shown in Figure 1b. In the process of laser reflow, gases enter the melting bath and, as the temperature decreases, they are released and form pores.

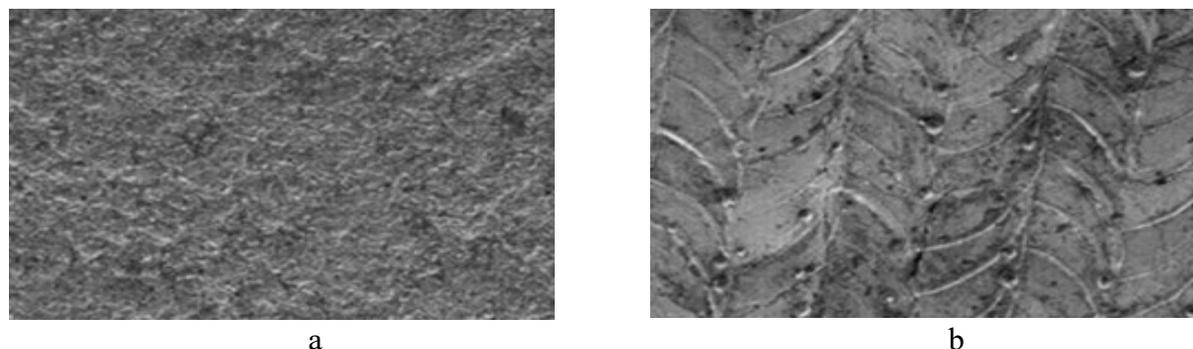


Figure 1. Surface SEM images of coatings obtained by plasma spraying (a) and laser melting (b)

Figure 2a shows the structure of the cross section of iron-based coatings obtained by air-plasma spraying. Generally, all specimens exhibit the typical lamellar structure in plasma sprayed coatings, where sprayed powders deform and solidify when they hit the substrate surface to form splashes. In iron-based coatings, there are many pores and microcracks in the plane. Figure 2b shows the SEM image of the cross section of the coating melted by the laser near the upper surface zone. After laser remelting, a melting depth of 250  $\mu\text{m}$  was observed in the coatings. Compared to Figure 2a, it can be seen that laser melting dramatically changes the microstructure of the coating. There is no lamellar structure in the laser melt and there are fewer pores.

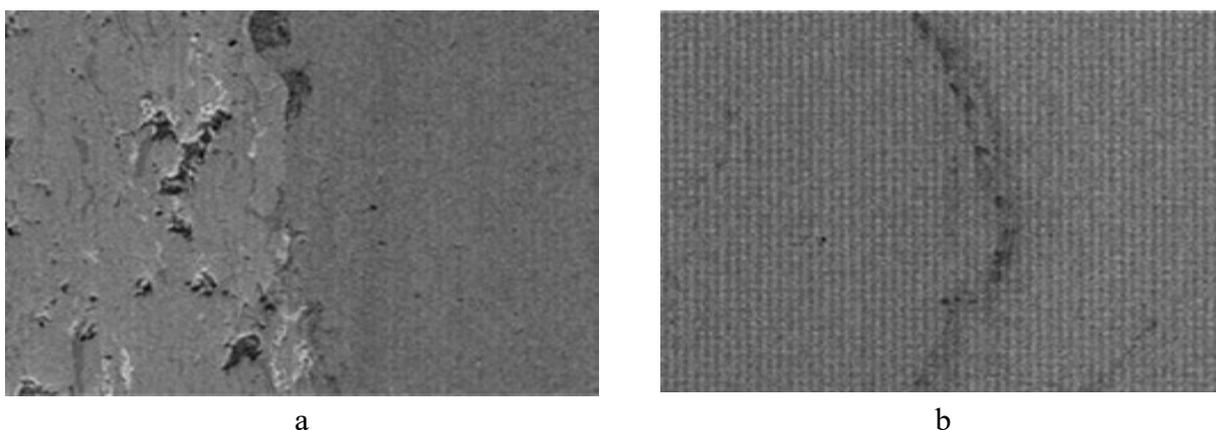


Figure 2. SEM images of the cross section (a) of sputtered and (b) laser-fused coatings

Figure 3 shows X-ray diffraction patterns of a spray-on and laser-melted coating. With the plasma spray coating, the X-ray diffraction pattern shows a broad halo peak at a diffraction angle of  $44.8^\circ$  ( $2\theta$ ), which is a typical characteristic of an amorphous structure. However, the laser remelt coating pattern shows some sharp peaks, which means that crystals are also formed in the remelted layer. Crystalline peaks are identified as the Fe<sub>2</sub>B phase and the body-centered cubic phase of  $\alpha$ -Fe. Laser remelting was used in the surface treatment of amorphous and iron-based coatings obtained by air-plasma spraying. The microstructure of coatings changes during laser treatment with a melt. Laser remelting affects not only the amount of amorphous phase, but also the shape and distribution of crystallization grains. Although the amount of amorphous phase is reduced during the laser remelting process, the dense structure resulting from laser remelting plays an important role in improving the characteristics of the resulting coating.

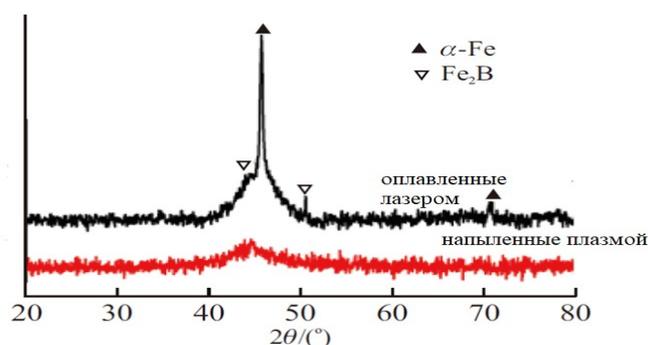


Figure 3. X-ray patterns of sprayed and laser-melted coatings

The source [31] is devoted to the study of the influence of the high-energy laser treatment of plasma coatings from self-fluxing powders based on iron after the process of reflow with modifying coatings on their properties. The samples for research were made of steel grade 40Kh. Iron-based self-flux PR-Kh4G2R4S2F was used for the spraying process. To apply a sublayer of the coating used installation for plasma spraying in air UPU-3D modes: the thickness of the formed layer 0.2 mm,  $I=250$  A; distance - 120 mm;  $V=80$ V; nitrogen consumption = 35 l/min, self-fluxing coating and alloying elements in the form of B4C powder coatings were applied using adhesive lubricant with a thickness of 0.09–0.11 mm [31, 32, 33, 34]. Then, the process of melting the resulting composition was carried out using LGN-702 (continuous laser) with the following technological parameters: overlap coefficients  $k_1=0.8$  and  $k_2=1.2$ ; laser exposure power  $N=800$  W; beam movement speed  $v_{1-5}=0.83$ ; 1.67; 2.50; 3.33;  $5.00 \times 10^{-3}$  m/s; laser beam diameters  $1.0 \times 10^{-3}$  m and  $3.0 \times 10^{-3}$  m.

The samples were processed in two modes - soft (coated sample No. 2) and hard (coated sample No. 1). The measurements were carried out in the interdendritic space and along the body of the dendrite (Figure 4 a, b). In the mild mode, the formed structure is characterized by a supersaturated solid solution with inclusions of borides and carbides in it. In the hard mode, the structure consists of small dendrites, with a predominant orientation in the direction of the heat sink obtained.

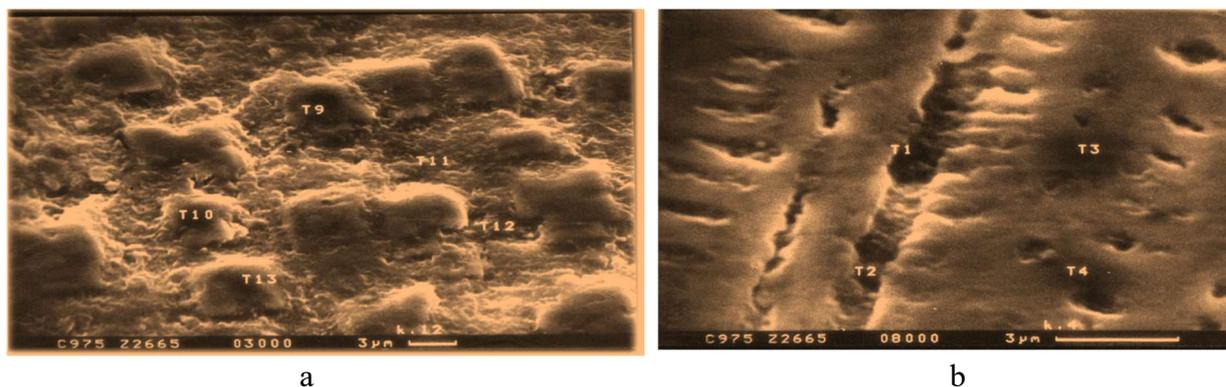


Figure 4. Structures of the formed coatings from samoflux based on iron ПР-Х4Г2Р4С2Ф alloyed with boron carbide after reflow by a continuous laser: a - laser movement speed -  $5 \cdot 10^{-3}$  m/s; b -  $0.83 \cdot 10^{-3}$  m/s.

The decisive role in changing the technological parameters of the formed coatings (chemical composition, microhardness and microstructure) was played by laser processing modes. The obtained structures turned from dendritic into supersaturated ones with boride and carbide precipitates with an increase in the speed of the laser beam. In the developed coating, with a decrease in the silicon content, the chromium content increased, and the microhardness increased.

At an increased speed when scanning the laser beam (Figure 4 a), excess carbide and boride precipitates with phase sizes of the order of 5–8  $\mu\text{m}$  are visible in the resulting structure. In the transition zone between the resulting coating and the base, the microhardness was 5.84–6.13 GPa, while the microhardness of the base became at the level of 4.12 GPa. The presence of silicon decreased to values of 0.87–1.23%, which led to a decrease in the microhardness parameter to values of 6.77–7.95 GPa, and the amount of chromium in the solid solution decreased to 3.04–4.12%. A 2.5–2.7-fold decrease in silicon and a sharp (1.5-fold) increase in the content of the chromium element in the carbide-boride phase supersaturated dur-

ing processing (Figure 4 b) were noted, while the microhardness of this phase increased to values of 11.04- 15.45 GPa.

### 3. Conclusions

The main trends in the development of hardening treatment of formed plasma coatings using highly concentrated energy flows are technologies for exposing them to plasma flow, compression plasma jet pulses, and laser radiation in order to obtain melted and densified materials after deposition, with modification of their structure. The treatment of very local volumes of the formed coating with high-energy radiation at high rates of heating and cooling processes makes it possible to modify the structure of the deposited material with its strengthening, preferably without the formation of a significant heat-affected zone on the base metal of the product, without undesirable changes properties of the base (substrate). In the field of plasma deposition of functional coatings, including self-fluxing coatings, processes are increasingly used that use high-energy sources, usually laser melting. The highly concentrated modification of the coatings leads to a significant hardening and compaction of the outer layer, while reducing the roughness and, consequently, the uneven heating of the coating, and also eliminates the general porosity in the near-surface layer.

With laser melting, by changing the parameters of radiation modes and optimizing them, it is possible to create the necessary structure in the coating being formed with the creation of a dense coating with a melted and smooth surface, with high-quality adhesive strength for the operation of machined parts, with obtaining a fairly dispersed microstructure and minimal diffusion of elements from the substrate. High-energy sources of energy during the subsequent processing of the formed gas-thermal coatings have their own advantages and features: the ability to control parameters that ensure the regulation of the structure of near-surface layers and their technological characteristics (geometric dimensions of the treated areas, their roughness, hardness, wear resistance, etc.), the use of locality and concentration of energy supplied to the coating being processed and make it possible to process only the near-surface layer of the coating without unnecessary heating of the entire volume with a violation of its properties and structure. The disadvantages include the redistribution and change of stresses in the treated coating. Optimization of processing modes comes down to determining the required radiation powers and coating thicknesses.

### LITERATURE:

- 1 Ilyushchenko, A. F. Formation of gas-thermal coatings: theory and practice / A. F. Ilyushchenko, V. A. Okovity, S. P. Kundas. - Minsk: Besprint, 2002. - 480 p.
- 2 Grigoryants, A. G. Possibilities and prospects for the use of laser cladding / A. G. Grigoryants, A. I. Misyurov // Tekhnol. mechanical engineering - 2005. - No. 10. - S. 52-56.
- 3 Kovalenko, V. S. Laser technology at a new stage of development / V. S. Kovalenko // Avtomat. welding. -2001. - No. 12. - S. 4-10.
- 4 Vuoristo, P. Laser coating and thermal spraying - process basics and coating properties / P. Vuoristo, J. Tuominen, J. Nurminen // Proc. of ITSC-2005, Basel, 2-4 May 2005. - Basel, 2005. -P. 1270-1277.
- 5 Grigoryants, A. G. Laser technique and technology: in 7 volumes / A. G. Grigoryants, A. N. Safonov // Methods of surface laser processing: textbook. allowance for universities / Higher. school ed. A. G. Grigoryants. - Minsk, 1987. - T. 3. - 191 p.
- 6 Technological lasers / G. A. Abilsitov [et al.] // Ref. in 2 volumes / Mechanical engineering; ed. G. A. Abilsitova. -M., 1991. -T. 1. -432 p.

7 Properties of hypoeutectoid complex-alloyed steels after laser heat treatment / V. Yu. Khaskin [et al.] // *Avtomat. welding.*-2000. - No. 5. - S. 53–57.

8 Kanarchuk, V. Ye. Laser technology and technology for the improvement and renovation of parts and devices / Kanarchuk V. Y., Chigrinets A. D., Shaposhnikov B. V. - K.: Ukr. transport. un-t, 1995. - 42 p.

9 Optical integration with screw supports: pat. US 4195913 / D. Dourte, N. J. Spawr, R. L. Pierce. - Publ. 04/20/80.

10 Single axis beam scanner: pat. US 4387952 / R. B. Slusher. - Publ. 06/14/83.

11 Abboud, J. H. Processing aspects of laser surface alloying of titanium with aluminum / J. H. Abboud, D. R. F. West // *Mater. sci. and Technol.* - 1991. - No. 4. - P. 353-356.

12 Laser surface alloying using metal salt precursors / M. Pons [et al.] // *Surface and Coat. Technol.* -1991. – Vol. 45, nos. 1–3. - P. 443-448.

13 Katayama, S. Laser nitriding and hardening of titanium and other materials / S. Katayama, A. Matsunawa, Y. Arata // *Electron and laser beam weld: Proc. Intern. conf., Tokyo, 14-15 July 1986 / Oxford.* - 1986. - P. 323-324.

14 Inoue, A. Volumetric metal glasses / A. Inoue, B. Shen, N. Nishiyama // Springer. - 2008. - No. 23. - S. 1-25.

15 Inoue, A. Development and application of bulk glassy alloys in the base system of late transition metals / A. Inoue, B. Shen, N. Nishiyama // *Mater. Trans.* - 2006. - No. 47. - S. 1275-1285.

16 Microstructure and tribological behavior of fossil plasma sintered iron-based amorphous coatings / A. Singh [et al.] // *Materialovedeniya i inzheneriya.* - 2010. - No. 527. -S. 500-507.

17 Comparison of the corrosion properties of NiCrBSi coatings obtained by in situ laser remelting with hard chromium / C. Nicholas [et al.] // *Tekhnologiya obrabotki materialov.* -2011. -T. 211: -S. 133-140.

18 Laser surface coating of FeCr-Mo-Y-B-C bulk metallic glass composition on AISI 4041 steel / A. Basu [et al.] // *Technology of surface treatment and coatings.* -2008. -T. 202. - № 2. -S. 623-631.

19 Study of the structure and corrosion resistance of iron-based amorphous coatings obtained by HVOF and HVOF / R.K. Go [et al.] // *Science of corrosion.* - 2011. - No. 53. - P. 2351-2356.

20 Deformation-enhanced nanocrystallization of CuNiTiZr metallic glass coating by kinetic sputtering / S. Yun [et al.] // *Acta Mater.* - 2009. - No. 57. - From 191-199.

21 Synthesis of Fe-Cr-Mo-C-B amorphous coating with high corrosion resistance / Yu.D. Juan [and others] // *Mater. Lett.* - 2012. - No. 8. - S. 229-232.

22 Formation and corrosion behavior of iron-based amorphous metal coatings by HVOF thermal spraying / Z. Zhou [et al.] // *Coatings and technologies.* - 2009. - No. 204. -S. 563-570.

23 Suspension-erosion-corrosion behavior of a high-velocity sputtered amorphous Fe-based oxy-fuel (HVOF) metal coating for a marine pump in sandy NaCl solutions / Y. Wang [et al.] // *Science of Corrosion.* - 2011. -№ 53. -S. 3177-3185.

24 Synthesis of amorphous and crystalline composite coatings Fe-Ni-B-Si-Nb by laser cladding and remelting / P. L. Zhang [et al.] // *Coatings and technologies.* - 2011. - No. 206. - S. 1229-1236.

25 Shen, B. L. Bulk glassy alloys based on Ni with ultrahigh strength of 3800 MPa in the Ni-Fe-B-Si-Nb system / B.L. Shen, K.T. Chang, A. Inoue // *Letters on Applied Physics.* - 2006. - T. 88. - S. 203-206.

26 Effect of dilution on the formation of an amorphous phase in laser-coated Ni-Fe-B-Si-Nb coatings after the laser remelting process / R. Li [et al.] // Letters on Applied Physics. - 2012. -Т. 258.-S. 7956-7961.

27 Evolution of the amorphous structure of Fe-Co-B-Si-Nb coatings with a high-power diode laser / Yu. Zhu [et al.] // Letters on Applied Physics. -2012. -Т. 261. -S. 896-901.

28 Dyachenko, O. V. Structure formation of iron-based alloys after laser alloying / O. V. Dyachenko, M. A. Kardapolova, N. Yu. Markevich // Science and Technology. - 2016. V. 15, No. 1. S. 46–51

29 Restoration of machine parts: Ref. / F. I. Panteleenko [and others]; ed. V. P. Ivanova. - M.: Mashinostroenie, 2003. - 672 p.

30 Wear-resistant gas-thermal coatings from diffusion-alloyed powders based on cast-iron shavings / V. M. Konstantinov [et al.]: ed. F. I. Panteleyenکو. - M.: Technoprint, 2005. - 146 p.

31 Theory and practice of applying protective coatings / P. A. Vityaz [et al.]. - M.: Belarus. science, 1998. - 583 p.

32 Ilyushchenko, A. F. High-energy processing of plasma coatings / A. F. Ilyushchenko, V. A. Okovity, A. I. Shevtsov; under total ed. A. F. Ilyushchenko. - M.: Bestprint, 2007. - 246 p.

33 Panteleenko, A. F. Study of the morphology and microstructure of coatings from diffusion-alloyed powder PR-Kh18N9 obtained by plasma spraying with subsequent laser modification / A. F. Panteleenko // Bulletin of BrGTU. - 2012. No. 4.- S. 37–39.

34 Panteleenko, A. F. Study of the morphology and microstructure of diffusion-alloyed powder self-fluxing materials / A. F. Panteleenko // Welding and related technologies: collection of reports of the international symposium. / GNPO powder. metal; editorial board: A. F. Ilyushchenko [and others]. - Minsk, April 12, 2012. - S. 150-152.

Поступила в редколлегию 18.01.2024 г.

## СОДЕРЖАНИЕ

<b>Горобец И. А., Киселица Д. О., Жарких Д. С.</b> СИНТЕЗ КОНСТРУКЦИИ МОДУЛЯ ЭКСТРУДЕРА 5D-ПРИНТЕРА .....	3
<b>Гусев В. В., Мамолат А. Г., Поезд С. А.</b> К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ПАРАМЕТРОВ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ ПРАВКИ СВОБОДНЫМ АБРАЗИВОМ АЛМАЗНОГО ШЛИФОВАЛЬНОГО КРУГА ПРИ ОБРАБОТКЕ КЕРАМИКИ .....	11
<b>Гутаревич, В. О., Рак А. Н., Прибой М. Н.</b> СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПОДВЕСКЕ СТРЕЛОЧНОГО ПЕРЕВОДА МОНОРЕЛЬСОВОГО ПУТИ.....	17
<b>Еронько С. П., Ошовская Е. В., Ковалева О. А.</b> РАЗРАБОТКА И ЛАБОРАТОРНЫЕ ИСПЫТАНИЯ ЛЕТУЧИХ НОЖНИЦ КАЧЕСТВЕННОЙ РЕЗКИ ТОНКОСТЕННЫХ ТРУБ МАЛОГО ДИАМЕТРА ...	23
<b>Колганова Е. Н., Мельникова Е. П., Лебедев В. А., Котенко О. Н.</b> РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МЕТОД АНАЛИЗА И ОЦЕНКИ РАЗМЕРНОЙ НЕСТАБИЛЬНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ДАТЧИКОВ .....	33
<b>Костюкович Г. А., Овчинников Е. В., Линник Д. А., Попрукайло А. В.</b> КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ .....	39
<b>Михайлов А. Н., Анастасьев А. В., Пичко Н. С.</b> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ПОДТВЕРЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОВЕРХНОСТНО-ПЛАСТИЧЕСКОГО УПРОЧНЕНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ ЛОПАТОК ГТД И ПАРОВЫХ ТУРБИН .....	47
<b>Тамаркин М. А., Тищенко Э. Э., Муратов Д. К., Строев В. Ю., Тищенко Р.Г.</b> ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ СРЕДЫ В РАБОЧИХ КАМЕРАХ ДЛЯ ВИБРАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ ДЕТАЛЕЙ .....	58
<b>Улитин Г. М., Гусар Г. А.</b> МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОДОЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ ПРИ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗКАХ .....	68
<b>Шишкарев М. П.</b> ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ОЦЕНКИ УРОВНЯ ПЕРЕГРУЗОК В АДАПТИВНЫХ ФРИКЦИОННЫХ МУФТАХ С ПЕРЕМЕННЫМ ЗНАЧЕНИЕМ КОЭФФИЦИЕНТА УСИЛЕНИЯ .....	75
<b>Panteleenko F. I., Okovity V. A., Devoino O. G., Okovity V. V., Litvinko A. A., Sereda V. Yu., Astashinsky V. M.</b> MODERN METHODS OF HIGH-ENERGY MODIFICATION OF THE STRUCTURES OF MULTILAYER PLASMA COATINGS .....	81

## ИМЕННОЙ УКАЗАТЕЛЬ

Анастасьев А. В.	47
Горобец И. А.	3
Гусар Г. А.	68
Гусев В. В.	11
Гутаревич В. О.	17
Еронько С. П.	23
Жарких Д. С.	3
Киселица Д. О.	3
Ковалева О. А.	23
Колганова Е. Н.	33
Костюкович Г. А.	39
Котенко О. Н.	33
Лебедев В. А.	33
Линник Д. А.	39
Мамолат А. Г.	11
Мельникова Е. П.	33
Михайлов А. Н.	47
Муратов Д. К.	58
Овчинников Е. П.	39
Ошовская Е. В.	23
Пичко Н. С.	47
Поезд С. А.	11
Попрукайло А. В.	39
Прибой М. Н.	17
Рак А. Н.	17
Строев В. Ю.	58
Тамаркин М. А.	58
Тищенко Р. Г.	58
Тищенко Э. Э.	58
Улитин Г. М.	68
Шишкарев М. П.	75
Astashinsky V. M.	81
Devoino O. G.	81
Litvinko A. A.	81
Okovity V. A.	81
Okovity V. V.	81
Panteleenko F. I.	81
Sereda V. Yu.	81

**ПРАВИЛА**  
**представления материалов в международный сборник научных трудов**  
**Донецкого национального технического университета**  
**«ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ»**

Международный сборник научных трудов Донецкого национального технического университета «Прогрессивные технологии и системы машиностроения» издается с 1994 года. В этом сборнике публикуются ученые и специалисты более чем из 35 стран мира.

Сборник научных трудов является специальным изданием, научно-технические статьи которого проходят **обязательное рецензирование**. Данный сборник включен в следующие программы:

1. В сборнике могут публиковаться научно-технические статьи и результаты диссертационных работ.
2. Сборник включен в перечень ВАК.
3. Сборник имеет сайт <http://ptsm.donntu.ru> ДонНТУ, г. Донецк.
4. Сборник включен **базу данных РИНЦ (Российский индекс научного цитирования) (лицензионный договор № 177-04/2013 от 12.04. 2013 г.)** и размещен на сайте НЭБ (Научная электронная библиотека, г. Москва, Россия, <http://elibrary.ru>)
5. Данный сборник имеет **международную индексацию ISSN 2073-3216 (печатная версия) и ISSN 2518-7120 (сетевое издание)**

Статьи представляемые в данный сборник должны отвечать следующим требованиям.

Содержание статей должно отражать новые достижения науки и техники в области машиностроения, их практическое значение, соответствовать технической направленности сборника и представлять интерес для широкого круга специалистов.

В статье должно быть кратко изложено то новое и оригинальное, что разработано авторами, показано преимущество перед аналогами предлагаемых разработок, описаны их особенности и практическая значимость. Результаты работы не должны представляться в виде тезисов.

Ответственность за нарушение авторских прав, за несоблюдение действующих стандартов и за недостоверность в статье данных полностью несут авторы статьи.

Присланные в редакционную коллегию статьи подвергаются обязательному рецензированию. Редакционная коллегия оставляет за собой право вносить в текст статьи изменения редакционного характера без согласования с авторами, а также не публиковать статьи, которые не отвечают нашим требованиям.

Языки представления рукописей: **русский и английский.**

**ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА**

Тематика представляемых статей должна основываться на проблемах машиностроения (механики) и представляться в рамках следующих направлений:

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных и нетрадиционных технологий машиностроения. Интегрированные технологии. Сборка в машино и приборостроении. Абразивные и виброабразивные технологии. Гибридные и комбинированные технологии машиностроения.
2. Механизация и автоматизация производственных процессов машиностроения. Прогрессивное оборудование машиностроительных производств.
3. Комплексная автоматизация проектирования, подготовки и управления машиностроительным производством.

4. Проблемы создания и применения прогрессивных инструментов и инструментальных материалов в машиностроении.

5. Управление качеством продукции и технических систем машиностроения. Проблемы инженерии поверхностного слоя изделий.

6. Современные проблемы машиноведения и деталей машин.

7. Современные проблемы инженерии материалов. Упрочняющие технологии и покрытия изделий машиностроения. Наноматериалы и нанотехнологии в машиностроении.

8. Вопросы моделирования и расчетов сложных технологических систем машиностроения.

В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

### **СОДЕРЖАНИЕ СТАТЕЙ**

Научно-технические статьи, представляемые в данный сборник должны иметь следующие элементы:

- постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими заданиями;

- анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы, выделение нерешенных раньше частей общей проблемы, которым посвящается данная статья;

- формулирование цели и постановка задач работы;

- представление основного материала исследования с полным обоснованием полученных научных результатов, формулирование рекомендаций;

- выводы по данному исследованию и перспективы дальнейшего развития данного направления.

### **ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ**

Для принятия решения о включении материалов Вашей статьи в сборник необходимо выслать в адрес редакционной коллегии следующее:

- заявку и сведения об авторах статьи;
- материалы статьи;
- экспертное заключение о возможности публикации статьи в открытой печати;
- все материалы отправляются по E-mail адресам: [mntk21@mail.ru](mailto:mntk21@mail.ru)

### **ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ**

1. Текст статьи выполняется объемом от 5 до 10 страниц (**обязательно полные страницы**), формат А4 (210x297 мм) с полями: верхнее и нижнее – 30 мм, а левое и правое - 25 мм. Страницы не нумеровать. Статьи оформить с применением редактора WinWord (не ниже версии 6,0) шрифтом Times New Roman, выполненным в соответствии с образцом оформления, межстрочный интервал - 1,0, шрифт – 12pt. Материалы представить в электронном виде.

2. Порядок оформления. Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: УДК, инициалы и фамилии авторов, ученая степень и звание (сокращение по ГОСТ 7.11 и 7.12), полное название организаций и стран, тел./факс, E-mail, название статьи, аннотация на языке статьи, ключевые слова, основной текст, заключение или выводы, список литературы, дополнительные аннотации на других языках с ключевыми словами, внизу первой страницы необходимо указать авторский знак - ©. **УДК** печатать прописными (жирными) буквами в верхнем правом углу не отступая от верхнего поля. На

следующей строке слева жирными строчными буквами – **инициалы и фамилии** авторов с учеными степенями и званиями, на следующих строках – полное название *организаций и стран* (через запятую, слева). На следующей строке курсивом слева – *тел./факс и электронный адрес* одного из авторов. Через один интервал - **название статьи**, печатать прописными (жирными) буквами, без переносов, центрировать по ширине, максимально три строки. Через один интервал - **аннотации с ключевыми словами** (слово аннотация не пишется) на двух языках шрифтом 10 pt, курсивом. Через один интервал – материалы статьи, шрифт 12 pt (язык изложения – по выбору авторов, межстрочный интервал 1,0). Внизу первой страницы статьи необходимо указать авторский знак - ©. Между соответствующими разделами статьи необходимо делать интервал. (См. образец оформления материалов). Абзац текста – 1,25.

3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять в формате \*.bmp, \*.gif, \*.psx, \*.dwg, \*.jpg - размерами не менее 60x60 мм внедренными объектами (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рисунок 3. Схема устройства. Текст названия рисунка группируется с рисунком. Каждый рисунок должен иметь один интервал сверху и снизу.

4. Формулы и математические знаки должны быть понятны. Показатели, степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с редактором формул Microsoft Equation. Формулы номеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля), только в том случае, если на них в тексте имеются ссылки. Между крайними знаками формулы и текстом должен выполняться один интервал. Формулы выполняются курсивом.

**Стиль формул для Microsoft Equation:** Full - 12 pt, Subscript/Superscript - 10 pt, Sub-Subscript/Superscript - 8 pt, Symbol - 12 pt, Sub-Symbol - 10 pt.

5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт. Каждая таблица должна иметь один интервал сверху и снизу.

6. **Список литературы** должен быть приведен в конце статьи в соответствии с ГОСТ 7.1-2003. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки. Количество библиографических источников должно быть не менее 5, в том числе 3 источника должно быть за последние 5 лет.

7. Файл со статьей необходимо назвать по фамилиям и инициалам авторов в соответствии с работой (например: Иванов И.И., Петренко П.П.)

8. Материалы статьи представляются в электронном виде.

9. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике данного сборника, а также поступившие в редакционную коллегию с опозданием, **опубликованы не будут**.

#### **СТАТЬИ ДОЛЖНЫ ИМЕТЬ СЛЕДУЮЩУЮ СТРУКТУРУ:**

1. **УДК** (Например, **УДК 621.01**) (располагать вверху справа, шрифт жирный, 12 pt).

2. **Инициалы и фамилии авторов** (слева, шрифт жирный, 12 pt), ученая степень и звание, затем на следующей строке - полное название *организаций и стран* (слева, 12 pt), на следующей строке – *Тел./факс и электронный адрес* (слева, курсив, 12 pt).

3. **Название статьи** (слева, шрифт жирный, 12 pt, максимум три строки).

**4. Пустые строки, межстрочный интервал и размеры шрифта статьи.** Пустые строки выполняются между названием статьи - вверху и внизу, перед соответствующими разделами работы (один пробел) и списком литературы, а также между дополнительной аннотацией вверху и внизу. Межстрочный интервал – **1,0**. Размер шрифта статьи - **12 pt**, размер шрифта аннотаций и авторского знака - **10 pt**.

**5. Аннотации (Abstract)** (слово аннотация не пишется), (курсив, 10 pt). Первая аннотация пишется на языке статьи, а вторая на английском, если статья на английском языке, первая аннотация пишется на английском языке, а вторая – на русском языке.

В аннотации приводятся краткие сведения о всей статье в целом на языке статьи. Объем аннотаций приблизительно до 10 строк, аннотация выполняется курсивом.

**6. Ключевые слова (Keywords)** (приводится 5-6 ключевых слов статьи), выполняются курсивом на следующей строке от аннотации. (курсив, 10 pt)

**7. Введение (Introduction).** (12 pt)

Во введении приводится аналитический (исторический) обзор современного состояния вопроса исследования, выполняется постановка проблемы исследования или показывается актуальность данного исследования (работы). Здесь нужно обязательно указать результаты последних исследований других авторов. А также сформулировать цель и задачи исследований.

**8. Основное содержание и результаты работы (The main contents and outcomes of activity).** (Авторы могут дополнять работу другими разделами) (12 pt).

В данном разделе излагаются и подробно разъясняются полученные авторами теоретические положения и практические результаты. Приводятся принятые гипотезы и используемые допущения, разъясняются малоизвестные термины, аббревиатуры и условные обозначения. Для теоретических положений приводятся их доказательства и необходимые математические преобразования. Для экспериментальных исследований кратко описываются методики их проведения, способы обработки данных и результаты проверок адекватности и достоверности результатов.

**9. Авторский знак.** Внизу первой страницы статьи необходимо указать авторский знак - ©. Например: © Иванов И.И., Петренко П.П.; 2024 (10 pt).

**10. Заключение (Conclusion)** (12 pt)

В заключении излагаются выводы по полученным авторами результатам, описываются примеры их практического применения, предлагаются рекомендации относительно их использования, приводятся выводы, а также указываются перспективы дальнейших исследований по данной проблематике.

**11. Литература (References).** (12 pt)

Список литературных источников должен быть составлен в порядке ссылок на них. Ссылки на литературу в тексте статьи заключаются в квадратные скобки. Количество библиографических источников должно быть не менее 5-6, в том числе 3 источника должно быть за последние 5 лет.

#### **АДРЕС РЕДАКЦИОННОЙ КОЛЛЕГИИ:**

ДНР, 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонНТУ, кафедра «Технология машиностроения», Редакционная коллегия сборника.

Тел.: +7 856 3010840, +7 856 3010805;

Тел. моб.: +7 949 306-08-79.

E-mail: [mntk21@mail.ru](mailto:mntk21@mail.ru) <http://ptsm.donntu.ru>

Публикация статей в международном сборнике научных трудов «Прогрессивные технологии и системы машиностроения» - выполняется бесплатно.

Образец оформления материалов

УДК 621.85.05-034 (12 pt)

(пустая строка - 12 pt)

**И. И. Иванов**, д-р техн. наук, проф., **П. П. Петренко**, ассист. (12 pt)  
Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, ДНР (12 pt)  
Брянский государственный технический университет, г. Брянск, Россия (12 pt)  
Тел./Факс: +7 856 3050104; E-mail: [im@fimm.donntu.ru](mailto:im@fimm.donntu.ru) (курсив, 12 pt)

(пустая строка - 12 pt)

**ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ**  
(слева, 12 PT, ЖИРНЫМ, ЗАГЛАВИЕ МАКСИМУМ ТРИ СТРОКИ)

(пустая строка - 12 pt)

*В статье приведены данные по структурному синтезу сборочных .....  
..... уравнений описывающих процесс сборки изделий. (курсив, 10 pt, до 10 строк).*

**Ключевые слова:** структура технологии, синтез, процесс, технология, сборка. (курсив, 10 pt, 5 ...6 слов)

(пустая строка - 10 pt)

**I. I. Ivanov, P. P. Petrenko** (10 pt)

(10 pt)

**BASES OF THE STRUCTURED SYNTHESSES OF THE ASSEMBLY SYSTEMS** (10 pt)

*The efficient design of assembly machinery is vitally important .....  
..... as noun description of functions of presented in the paper.*

**Keywords:** structured syntheses, process of the assembly, technological system. (курсив, 10 pt)

(пустая строка - 12 pt)

**1. Введение** (12 pt)

Сборочные системы являются сложными иерархическими системами. Одним из условий [1] повышения производительности ... сборочных технологических систем (рисунок 5). Технологические системы .....

(пустая строка - 12 pt)

**2. Основное содержание и результаты работы** (12 pt)

Для сборки изделий широко применяются технологические системы .....  
информационные и другие потоки могут быть описаны следующим образом:

$$k_m = \sqrt{a^2 + b^2}, \quad (1)$$

где  $k_m$  - элемент множества;

.....  
..... позволили разработать общие алгоритмы функционирования системы.

(пустая строка - 12 pt)

**3. Общий алгоритм и рекомендации** (12 pt)

Выполненные исследования позволили разработать общий алгоритм .....  
..... основывается на итерационном подходе.

(пустая строка - 12 pt)

**4. Цифровые модели** (12 pt)

В работе разработаны цифровые структурно-логические модели структуры сборочных систем, выполненные с применением основных положений алгебры структур .....

(пустая строка - 12 pt)

**5. Заключение (12 pt)**

Таким образом, выполненные исследования позволили реализовать следующее:

© Иванов И.И., Петренко П.П.; 2024 (приводится внизу первой страницы статьи, 10 pt)

1. Разработать методику синтеза структурных вариантов .....  
..... отличительной особенностью данной методики.
2. Установить закономерности .....

..... позволили произвести процесс итерации.

3. Разработать рекомендации .....  
..... внедрить на производстве.

(пустая строка - 12 pt)

**ЛИТЕРАТУРА:**

(центрировать, 12 pt, не менее 5 ... 6 библиографических источников)

1. Ким, И. П. Исследование эффективности роторных машин / И. П. Ким. – К: КПИ, 1985. – 123 с. ISBN 966-7907-22-8.
2. Устюгов, А. В. Надежность технологических машин / А. В. Устюгов. – Донецк: ДонНТУ, 1998. – 425 с. ISBN 966-7907-23-6.
3. Савельев, А. А. Сборка машин / А. А. Савельев – М.: Наука, 2009. - 342 с. ISBN 966-7907-26-9.
4. Михайлов, А. Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий / А. Н. Михайлов – Донецк: ДонНТУ, 2009. – 346 с. ISBN 966-7907-24-4.
5. Базров, Б. М. Модульные технологии / Б. М. Базров. – М.: Машиностроение, 2000. – 368 с. ISBN 5-217-03061-5.
6. Сидоров, И. А. Учет переменности параметров процесса точения фасонных поверхностей при определении оптимальных режимов резания / И.А. Сидоров, А.Н. Алехин // Научно-технический журнал «Научно-технические технологии в машиностроении: ежемесячный научно-технический и производственный журнал». – М: Машиностроение. – 2022. - № 9. – С. 11-17.
7. Любшин, А. Н. Особенности полировки лопаток с коррозионными разрушениями покрытий / А. Н. Любшин, А. Н. Шейко, Б. Л. Недашковский // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных работ. – Донецк: ДонНТУ, 2022. – Вып. 1 (25). – С. 207-212

(пустая строка - 12 pt)

Поступила в редколлегию \_\_\_\_\_ (дата поступления статьи, 10 pt)

**НАУЧНОЕ ИЗДАНИЕ**

# **ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Выпуск 1 (84)' 2024**

Главный редактор

*д-р техн. наук, проф. А. Н. Михайлов*

E-mail: [tm@fimm.donntu.ru](mailto:tm@fimm.donntu.ru)

*Технический редактор Д. О. Киселица*

*Учредитель и издатель – ДОНЕЦКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ*

Адрес издателя: Россия, ДНР, 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58, ФГБОУ ВО  
«ДонНТУ»,

+7 (856) 337-17-33, 335-75-62

Адрес редакции: Россия, ДНР, 283001, г. Донецк, ул. Артема, 58,  
тел. +7 (949) 306-08-79, +7 (856) 301-08-05.

E-mail: [tm@fimm.donntu.ru](mailto:tm@fimm.donntu.ru)

Сайт: <http://ptsm.donntu.ru>

Сборник (Е) зарегистрирован в Министерстве информации Донецкой Народной Республики.