

ISSN 2073-7408

ФУНДАМЕНТАЛЬНЫЕ И ПРИКЛАДНЫЕ ПРОБЛЕМЫ ТЕХНИКИ И ТЕХНОЛОГИИ

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

4 (372) 2025

Редколлегия

Главный редактор

Радченко С.Ю. д-р техн. наук, проф.

Заместители главного редактора:

Барсуков Г.В. д-р техн. наук, проф.

Гордон В.А. д-р техн. наук, проф.

Подмастерьев К.В. д-р техн. наук, проф.

Поляков Р.Н. д-р техн. наук, проф.

Шоркин В.С. д-р физ.-мат. наук, проф.

Члены редколлегии:

Голенков В.А. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Дунаев А.В. д-р техн. наук, доц. (Россия)

Дьяконов А.А. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Емельянов С.Г. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Запомел Я. д-р техн. наук, проф. (Чехия)

Киричек А.В. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Кузичкин О.Р. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Кухарь В.Д. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Лавриненко В.Ю. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Ли Шэнбо. канд. техн. наук, доц. (Китай)

Мирзалимов В.М. д-р физ.-мат. наук, проф. (Азербайджан)

Пилипенко О.В. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Поляков Р.Н. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Распов В.Я. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Савин Л.А. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Смоленцев В.П. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Солдаткин В.М. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Старовойтов Э.И. д-р физ.-мат. наук, проф. (Беларусь)

Степанов Ю.С. д-р техн. наук, проф. (Россия)

Хейфен М.Л. д-р техн. наук, проф. (Беларусь)

Ответственный редактор:

Тюхта А.В. канд. техн. наук

Адрес редакции

302030, Орловская обл., г. Орёл, ул.

Московская, 34

+7 (905) 169 88 99

<https://oreluniver.ru/science/journal/fippt>
E-mail: radsu@rambler.ru

Зарег. в Федеральной службе по
надзору в сфере связи, информационных
технологий и массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № ФС77-67029
от 30 августа 2016 года

Подписной индекс 29504
по объединенному каталогу

«Прессы России»
на сайтах www.pressa-rf.ru и www.aks.ru

© ОГУ имени И.С. Тургенева, 2025

Журнал индексируется в системе
Российского индекса научного цитирования
РИНЦ, а также в международных системах
Chemical Abstracts и **Google Scholar**.

В соответствии с письмом ВАК от 06.12.2022
№02-1198 «О Перечне рецензируемых
научных изданий», журнал
«Фундаментальные и прикладные проблемы
техники и технологий» как издание,
входящее в международную базу данных
Chemical Abstracts, приравнивается к
изданиям категории К1.

Содержание

**Материалы международной научно-технической конференции
«Динамика, надежность и долговечность механических
и биомеханических систем»**

Волжжов А.А., Сотин П.К., Бунин О.А. Оценка деформации тонкостенной детали при ее закреплении на операции внутреннего шлифования.....	3
Землянушнова Н.Ю., Землянушнов Н.А. Влияние разброса предела текучести проволоки на качество пружин сжатия	9
Коваль К.А., Сухоруков А.Л. Разработка методики численного моделирования движения подводного робота с движителем плавникового типа	15
Годжаев З.А., Шеховцов В.В., Соколов-Добрев Н.С., Потапов П.В., Клементьев Е.В., Долотов А.А., Евсеева А.А. Расчетные исследования с целью выбора параметров упругой характеристики виброизолаторов салона микроавтобуса «скорая помощь».....	30
Годжаев З.А., Шеховцов В.В., Потапов П.В., Клементьев Е.В., Долотов А.А., Евсеева А.А. Новые технические решения устройства крепления кузова к раме микроавтобуса «скорая помощь».....	39
Голенков В.А., Радченко С.Ю., Дорохов Д.О. Исследование влияния параметров старения для тонких лент из бронзы марки БрБ2 на показатель твердости	47
Низмеев А.А., Дорохов Д.О. Предварительная обработка цилиндрических деталей перед сваркой с помощью радиального обжатия в единичном производстве	55
Сафонов Е.В. Математическая модель расчета скорости группового движения паллет по гравитационному роликовому конвейеру стеллажа	62
Гуськова А.С., Сафонов Е.В., Носко А.Л. Алгоритм движения паллеты по ролику динамического торможения гравитационного стеллажа	72
Богуцкий В.Б., Шрон Л.Б. Влияние отклонения поверхности детали от идеальной окружности на погрешность базирования в призмах при бесцентровой шлифовке ..	81
Куксенова Л.И., Савенко В.И. Реологические свойства поверхностных слоев, формирующихся в условиях контактной деформации металлов под действием активной смазочной среды.....	88
Дологонян А.В., Матвеенко В.Т., Клименко А.Г. Гибкие комбинированные микротурбинные установки с промподогревом и использованием местных климатических ресурсов холода.....	99
Стреляная Ю.О., Тараховский А.Ю., Мишикина К.А. Интегрированный подход к реверс-инжинирингу детали судового компрессора на основе цифровых технологий...	116
Шкапов П.М., Сулимов А.В., Сулимов В.Д., Данич М.А. Анализ устойчивости по Якоби нелинейного двойного маятника с возможным хаотическим поведением	121
Мухамедзянова А.А., Зеленкова Р.А. Влияние добавок органических пероксидов на термополиконденсацию тяжелой смолы пиролиза	126
Неменко А.В., Никитин М.М. Применение интерференционных эффектов к управлению финишной обработкой изделий с поверхностями второго порядка.....	131
Богуцкий В.Б., Шрон Л.Б. Анализ методологий оценки единичных срезов при обработке шлифованием	138
Пахалок В.И., Поляков А.М., Рыжков А.И. Инновационный мехатронный стенд-симулятор для испытания тотальных протезов коленного сустава на износ	146
Свириденко И.И., Зуев С.В., Свириденко Д.И., Свириденко А.И. Разработка сверхмалого скоростного надводного беспилотного аппарата «Сарган».....	157

Editorial Committee

Editor-in-chief

Radchenko S.Yu. Doc. Sc. Tech., Prof.

Editor-in-chief Assistants:

Barsukov G.V. Doc. Sc. Tech., Prof.

Gordon V.A. Doc. Sc. Tech., Prof.

Podmasteryev K.V. Doc. Sc. Tech., Prof.

Polyakov R.N. Doc. Sc. Tech., Prof.

Shorkin V.S. Doc. Sc. Ph. – Math., Prof.

Member of editorial board:

Golenkov V.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Dunaev A.V. Doc. Sc. Tech., Assist. Prof. (Russia)

Dyakonov A.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Emelyanov S.G. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Zapomel Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Czech Republic)

Kirichek A.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Kuzichkin O.R. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Kukhar V.D. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Lavrynenko V.Yu. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Li Shengbo. Cand. Sc. Tech., Assist. Prof. (China)

Mirsalimov M.M. Doc. Sc. Ph. – Math., Prof. (Azerbaijan)

Pilipenko O.V. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Polyakov R.N. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Raspopov V.Ya. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Savin L.A. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Smolnayev V.P. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Soldatkin V.M. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Starovoitov A.I. Doc. Sc. Ph. – Math., Prof. (Belarus)

Stepanov Yu.S. Doc. Sc. Tech., Prof. (Russia)

Heifets M.I. Doc. Sc. Tech., Prof. (Belarus)

Responsible editor:

Tyukhta A.V. Candidate Sc. Tech.

Address

302030, Oryol region, Oryol, st.

Moskovskaya, 34

+7 (905) 169 88 99

<https://oreluniver.ru/science/journal/fippt>

E-mail: radsu@rambler.ru

Journal is registered in Federal Agency of supervision in sphere of communication, information technology and mass communications. The certificate of registration PI № FS77-67029 from 30.08.2016

Index on the catalogue of the «Pressa Rossii» 29504
on the websites www.pressa-rf.ru and www.aks.ru

© Orel State University, 2025

The journal is indexed in the system of the Russian Science Citation Index (RSCI), and also in international systems Chemical Abstracts and Google Scholar.

In accordance with the letter of the Higher Attestation Commission dated December 6, 2022 No. 02-1198 "On the List of Peer-Reviewed Scientific Publications", the journal Fundamental and Applied Problems of Engineering and Technology, as a publication included in the international Chemical Abstracts database, is equated to publications of the K1 category.

Contents

Materials of the international scientific and technical conference

«Dynamics, reliability and durability of mechanical and biomechanical systems»

Vozhzhov A.A., Sopin P.K., Bunin O.A. Evaluation of the deformation of a thin-walled part when it is fixed during an internal grinding operation.....	3
Zemlyanushnova N.Y., Zemlyanushnov N.A. Yield strength variation in wire impact on compression springs quality.....	9
Koval K.A., Sukhorukov A.L. Development of the numerical simulation of motion procedure for underwater robot with fin propeller.....	15
Godzhaev Z.A., Shekhovtsov V.V., Sokolov-Dobrev N.S., Potapov P.V., Klementiev E.V., Dolotov A.A., Evseeva A.V. Computational studies aimed to selection of parameters of spring characteristics of ambulance van cabin vibration isolators.....	30
Godzhaev Z.A., Shekhovtsov V.V., Potapov P.V., Klementiev E.V., Dolotov A.A., Evseeva A.V. New technical solutions of ambulance van body mounts on frame.....	39
Golenkov V.A., Radchenko S.Y., Dorohov D.O. Study of the influence of aging parameters for thin bronze strips of BrB2 grade on the hardness index	47
Nizmeyev A.A., Dorohov D.O. Pre-treatment of cylindrical workpieces before welding by radial swaging in a single production	55
Safronov E.V. Mathematical model of the speed of group movement of pallets on a gravity roller conveyor rack.....	62
Guskova A.S., Safronov E.V., Nosko A.L. The algorithm of pallet movement according to the dynamic braking roller of the gravity rack.....	72
Bogutsky V.B., Shron L.B. The influence of the deviation of the surface of the part from the ideal circle on the basing error during centerless grinding in prisms	81
Kuksanova L.I., Savchenko V.I. Rheological properties of surface layers formed under contact deformation of metals under the influence of an active lubricant environment	88
Dologlonyan A.V., Matviienko V.T., Klimentko A.G. Flexible combined micro gas turbine plants with interheating and use of local colour resources	99
Streljanaya Yu.O., Tarakhovskiy A.Yu., Mishkina K.A. Integrated approach to reverse engineering of marine compressor parts based on digital technologies.....	116
Shkapov P.M., Sulimov A.V., Sulimov V.D., Danich M.A. Jacobi stability analysis of the nonlinear double pendulum with possible chaotic behavior	121
Mukhamedzyanova A.A., Zelenkova R.A. Effect of additives of organic peroxides on thermopolycondensation of heavy pyrolysis tar.....	126
Nemenko A.V., Nikitin M.M. Control of second order surface finishing using interference effects	131
Bogutsky V.B., Shron L.B. Analysis of methodologies for evaluating single sections during grinding.....	138
Pakhaluk V.I., Poliakov A.M., Ryzhkov A.I. Innovative mechatronic simulator bench for wear testing of total knee joint prostheses	146
Sviridenko I.I., Zuev S.V., Sviridenko D.I., Sviridenko A.I. Development of the ultra-low-speed unmanned surface vehicle «Sargan».....	157

МАТЕРИАЛЫ МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ

«ДИНАМИКА, НАДЕЖНОСТЬ И ДОЛГОВЕЧНОСТЬ МЕХАНИЧЕСКИХ И БИОМЕХАНИЧЕСКИХ СИСТЕМ»

УДК 621.623

DOI: 10.33979/2073-7408-2025-372-4-3-8

ВОЖЖОВ А.А., СОПИН П.К., БУНИН О.А.

ОЦЕНКА ДЕФОРМАЦИИ ТОНКОСТЕННОЙ ДЕТАЛИ ПРИ ЕЕ ЗАКРЕПЛЕНИИ НА ОПЕРАЦИИ ВНУТРЕННЕГО ШЛИФОВАНИЯ

Аннотация. Представлен вариант расчета величины деформации заготовки при ее закреплении на операции внутреннего шлифования. Рассмотрена задача поиска величины деформации в сечении детали под действием сосредоточенных сил зажимных приспособлений с любым количеством зажимных элементов. Приведен пример определения значения прогибов при обработке в зажимных приспособлениях с тремя, четырьмя и шестью зажимными элементами.

Ключевые слова: деформация, внутреннее шлифование, демпфирующие свойства, базирование, силы закрепления.

Введение

Финишные операции, такие как внутреннее шлифование, играют решающую роль в определении эксплуатационных свойств и функциональности изделия.

В статье представлен вариант поиска величины деформации при действии сил закрепления при базировании на операции внутреннего шлифования, что позволит уточнить ограничивающие воздействия при проектировании циклов шлифования – оптимизируется время съема для заданного цикла шлифования, при этом прочность инструмента, ожидаемые значения шероховатости и точности обработанной поверхности рассматриваем как ограничения а силы резания, как совокупность режимов обработки как управляющее воздействие.

Основная часть

При анализе точности геометрических параметров деталей различают номинальные (идеальные, не имеющие отклонений формы и размеров) поверхности, форма которых задана чертежом, и реальные (действительные) поверхности, ограничивающие тело и отделяющие его от окружающей среды [1]. У деталей реальные поверхности получают в результате обработки.

Процесс достижения точности обрабатываемого объекта можно разделить на три отдельных этапа

- 1) установку, координирование и закрепление обрабатываемого объекта производства с требуемой точностью;
- 2) подведение и установку без рабочих нагрузок режущего инструмента или обрабатываемого объекта в требуемом относительном положении и фиксация этого положения;
- 3) выполнение обработки со всеми присущими ей явлениями.

Целью работы является снижение потерь эффективности процесса внутреннего шлифования за счет повышения точности установки, как детали так и абразивного инструмента, что позволяет уменьшить припуск необходимый для выполнения операции. Объектом исследования является точность базирования в приспособлениях для внутреннего шлифования. Предметом исследования является величина деформации тонкостенных деталей при установке и обработке на операции внутреннего шлифования. Внутреннее шлифование применяется при обработке точных отверстий в заготовках из высокотвердых и или труднообрабатываемых материалов, точных отверстий с пересеченной поверхностью, глухих отверстий и др. При шлифовании отверстий помимо точности размера и требуемой шероховатости поверхности обеспечивается точность формы (цилиндричность, прямолинейность, перпендикулярность оси отверстия торцам, а также концентричность по отношению к наружным поверхностям). Особенностью и несомненным достоинством

внутреннего шлифования является возможность исправления смещения геометрической оси отверстия, вызванного предшествующими шлифованию операциями. Обработка точных отверстий шлифовальными кругом представляет определенные трудности, обусловленные тем, что поверхность обработки является внутренней, недоступной для наблюдения. Кроме того, жесткость шпинделя внутришлифовального станка относительно невелика.

В случае если операция шлифования является финишной (наружная поверхность обработана) необходимо рассмотреть схему возникновения погрешностей закрепления в связи с деформацией тонкостенного цилиндра при закреплении, например, тремя радиальными силами P_3 , проходящими через центры тяжести его поперечных сечений, показана на рисунке 1. Весь процесс обработки может быть разделен на три стадии:

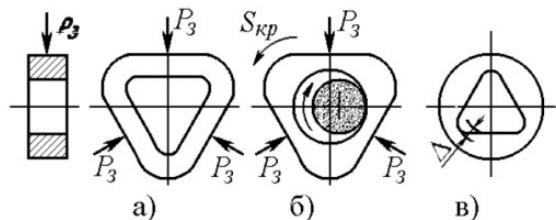


Рисунок 1 – Схема образования некруглости при закреплении

– деталь закреплена, но не обработано: под действием зажимных усилий кольцо прогнется под зажимными элементами и примет форму, утрированно показанную на рисунке 1,а.

– деталь обработана но не освобождена от усилий зажима: наружная поверхность остается без изменений, внутренняя принимает после выхаживания инструментом цилиндрическую форму (рисунок 1,б).

– деталь освобождена от усилий зажима: наружная поверхность становится в силу перераспределения упругих деформаций цилиндрической, внутренняя – принимает трехгранную форму, показанную на рисунке 1,в, с отклонением от круглости Δ .

На рисунке 2,а представлена схема нагружения тонкостенной детали, в сечении, радиальными единичными силами P_3 , приложенными под углом 120° друг к другу. Характер деформации кольца под действием трех радиальных сил показан пунктирной линией. В месте приложения сил P_3 наблюдается прогиб кольца, а между двумя соседними силами – выпучивание [5-7].

Из условия симметрии в точках а поперечная сила равна нулю, а нормальные силы N и изгибающие моменты M_0 одинаковы.

На рисунке 2,г показаны эпюры нормальных N , поперечных Q сил и изгибающих моментов M . Можно рассматривать равновесие одной третьей части кольца под действием этих сил и моментов (рисунок 2,б), однако для удобства рассмотрения воспользуемся в силу условия симметрии лишь половиной трети кольца (рисунок 2,в) [2,3].

Проектируя все силы на ось симметрии рассматриваемой части кольца О-О, имеем

$$- P_3 + 2N_0 \cos 30^\circ = 0,$$

откуда $N_0 = P_3 / \sqrt{3}$.

Для какого-либо поперечного сечения $m-n$, наклоненного под углом φ к оси, проходящей через центр окружности кольца и точку B , в которой отсутствуют касательные напряжения (поперечные силы) и действуют только сжимающая сила $P_3 / \sqrt{3}$ и изгибающий момент M_0 , изгибающий момент M равняется

$$M = M_0 - KB \cdot P_3 / \sqrt{3},$$

где $KB = r(1 - \cos \varphi)$.

После подстановки получаем

$$M = M_0 - P_3 r(1 - \cos \varphi) / \sqrt{3} \text{ и } dM/dM_0 = 1. \quad (1)$$

Величина момента M_0 является статически неопределенной и может быть вычислена при помощи теоремы Кастильяно. Поскольку поперечное сечение $m-n$ при изгибе кольца не

поворачивается, перемещение, соответствующее изгибающему моменту на рисунке 2,в, равно нулю и

$$dU/dM_0 = 0, \quad (2)$$

где U – потенциальная энергия кольца.

Так как рассматривается случай закрепления деталей, у которых поперечное сечение h по сравнению с радиусом кривизны оси r мало, то полная энергия деформации при изгибе определяется уравнением, полученным Кастильяно [2-4]:

$$U = \int_0^\phi M^2 r d\varphi / (2EJ_x), \quad (3)$$

где M – изгибающий момент в рассматриваемом сечении;

φ – угол, под которым рассматривается взятое сечение;

E – модуль упругости материала;

J_x – момент инерции в данном сечении.

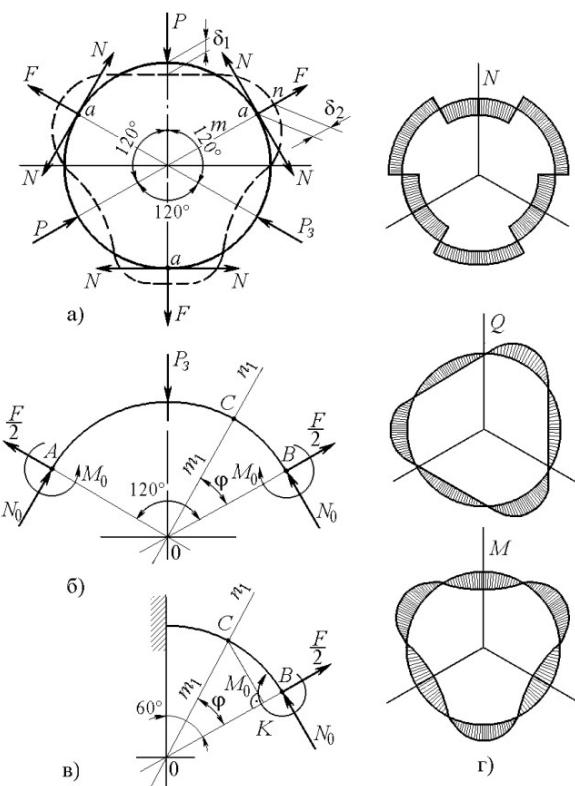


Рисунок 2 – Схема деформаций детали при закреплении

Подставляя в формулу (3) значение M из выражения (1) и пользуясь выражением (2), находим

$$dU/dM_0 = 0 = d/dM_0 \int_0^{\pi/3} M^2 r d\varphi / (2EJ_x) = 1/EJ_x \int_0^{\pi/3} Mr d\varphi (dM/dM_0).$$

Так как $dM/dM_0 = 1$, то выражение приобретает вид

$$1/EJ_x \int_0^{\pi/3} \left[M_0 - P_3 r (1 - \cos \varphi) / \sqrt{3} \right] r d\varphi = 0,$$

откуда после интегрирования получаем

$$M_0 = P_3 r (1 - 3\sqrt{3}/2\pi) / \sqrt{3}. \quad (4)$$

Подставляя выражение (4) в уравнение (1), после преобразований получим

$$M = P_3 r (\cos \varphi - 3\sqrt{3}/2\pi) / \sqrt{3}. \quad (5)$$

Полная энергия рассматриваемой части определяется после подстановки уравнения (5) в уравнение (3):

$$U = 2 \int_0^{\pi/3} P_3^2 r^3 (\cos \varphi - 3\sqrt{3}/2\pi)^2 (d\varphi / 2EJ_x).$$

Двойка перед интегралом показывает, что полная энергия деформации третьей части с дугой в 120° складывается из энергии деформации двух частей с дугой в 60° .

Произведя интегрирование, получаем

$$\begin{aligned} U &= P_3^2 r^3 / 3EJ_x \int_0^{\pi/3} (\cos^2 \varphi - 2 \cos \varphi \cdot 3\sqrt{3}/2\pi + 27/4\pi^2) d\varphi = \\ &= (\sqrt{3}/8 + \pi/6 - 9/4\pi)(P_3^2 r^3 / 3EJ_x) = 0,00773 \cdot P_3^2 r^3 / EJ_x. \end{aligned}$$

Перемещение точки приложения силы Рз в направлении действия этой силы равняется

$$\delta_1 = dU/dP_3 = 2 \cdot 0,00773 \cdot P_3^2 r^3 / EJ_x$$

или

$$\delta_1 = 0,015466 \cdot P_3^2 r^3 / EJ_x$$

Для определения выпучивания кольца между двумя соседними силами Рз, в точках а прикладываются фиктивные силы F, направленные по радиусу от центра кольца (рисунок 2,а). При определении изгибающих моментов, действующих в сечении кольца, фиктивная сила F делится на две в силу закона симметрии. Изгибающий момент в сечении m-n равняется

$$M = M_0 - P_3 r (1 - \cos \varphi) / \sqrt{3} - Fr \sin \varphi / 2. \quad (6)$$

Момент M0 при условии, что $dU/dM0 = 0$ и $dM/dM0 = 1$, определяется следующим образом:

$$\begin{aligned} dU/dM_0 = 0 &= d/dM_0 \int_0^{\pi/3} M^2 r d\varphi / 2EJ_x = 1/EJ_x \int_0^{\pi/3} Mr d\varphi (dM/dM_0) = \\ &= 1/EJ_x \int_0^{\pi/3} [M_0 - P_3 r (1 - \cos \varphi) / \sqrt{3} - Fr \sin \varphi / 2] r d\varphi, \end{aligned}$$

откуда после интегрирования получаем

$$M_0 = P_3 r (1 - 3\sqrt{3}/2\pi + 3Fr/4\pi) / 2. \quad (7)$$

После подстановки выражения (7) в выражение (6) имеем

$$M = P_3 r (\cos \varphi - 3\sqrt{3}/2\pi) / \sqrt{3} + Fr(3/2\pi - \sin \varphi) / 2 \quad (8)$$

и

$$dM/dF = r(3/2\pi - \sin \varphi) / 2. \quad (9)$$

Перемещение точки приложения фиктивной силы F (выпучивание) в направлении ее действия равно

$$\delta_2 = (dU/dF)_{F=0} = d/dF \int_0^{\pi/3} M^2 r d\varphi / 2EJ_x = 1/EJ_x \int_0^{\pi/3} Mr d\varphi (dM/dF). \quad (10)$$

Подставляя в выражение (10) выражение (8) и (9) при $F = 0$, получаем

$$\delta_2 = 1/EJ_x \int_0^{\pi/3} P_3 r (\cos \varphi - 3\sqrt{3}/2\pi) r (3/2\pi - \sin \varphi) r d\varphi / 2\sqrt{3} = \frac{P_3 r^3}{2\sqrt{3}EJ_x} \left(\frac{3\sqrt{3}}{4\pi} - \frac{3}{8} \right)$$

или

$$\delta_2 = 0,01406 \cdot P_3^2 r^3 / EJ_x.$$

Таким образом, окончательно имеем

$$\begin{aligned} \delta_1 &= -0,015466 \cdot P_3^2 r^3 / EJ_x; \\ \delta_2 &= +0,01406 \cdot P_3^2 r^3 / EJ_x. \end{aligned}$$

Знак плюс в выражении для δ_2 показывает, что изгибающие моменты в сечении m-n стремятся увеличить кривизну кольца, в то время как в сечении, где действует приложенное зажимное усилие P_3 – уменьшить.

Значения прогибов δ_1 , выпучивания δ_2 и соответствующие им погрешности формы $\Delta\phi$ при различных числах зажимных элементов приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Значения прогибов сечения при закреплении в кулачковых приспособлениях

Условие закрепления	Прогиб (δ_{1-1}) Выпучивание (δ_{2-2}) Погрешность формы $\Delta\phi$	Схемы закрепления			
		δ_{1-1}	$-0,0745C$	$-0,0155C$	$-0,006C$
$P_3 = \text{const}$	δ_{2-2}	$+0,0685C$	$+0,0141C$	$+0,005C$	$+0,0016C$
	$\Delta\phi = \frac{\Delta\phi}{2(\delta_1 + \delta_2)}$	$0,286C$	$0,059C$	$0,023C$	$0,0066C$
$C = P_3 r^3 / E J_x$					

Постановка задачи

Задачами, на решение которых направлено предлагаемое исследование, являются подбор методики, позволяющей определить деформации тонкостенной детали при ее нагружении любым количеством единичных сил P_3 , создаваемых зажимными элементами в виде узких кулачков, пластин и т.п.

Результаты

С помощью данной методики получены выражения, позволяющие определить деформации тонкостенной детали при ее нагружении любым количеством единичных сил P_3 , создаваемых зажимными элементами в виде узких кулачков, пластин и т.п.:

$$\delta_1 = \left\{ P_3 r^3 / [2 \cos^2(\pi/n) E J_x] \right\} [0,25 \sin(2\pi/n) - (n/\pi) \sin^2(\pi/n) + \pi/2n], \quad (11)$$

$$\delta_2 = \left\{ P_3 r^3 / [4 \cos^2(\pi/n) E J_x] \right\} [0,5 \sin^2(\pi/n) - (n/2\pi) \sin(2\pi/n) - (n/\pi) \sin(\pi/n)]. \quad (12)$$

Формулами (11) и (12) можно пользоваться и в случае закрепления ТЦД по внутренней поверхности, т.е. при наружном шлифовании.

Отклонение от круглости тонкостенных деталей при их закреплении и обработке в приспособлениях с различным числом узких кулачков может быть рассчитано с помощью выражения

$$\Delta = K P_3 r^3 / E J_x, \quad (13)$$

где K – коэффициент, зависящий от числа кулачков, определяемый из таблицы 2 ($K = \Delta\phi/2$).

Таблица 2 – Значения коэффициента K

число кулачков, n	2	3	4	6	8	10	12
K	0,14	0,03	0,01	0,003	0,0013	0,0007	0,0004

При дальнейшем увеличении числа кулачков, т.е. при $n > 12$, отклонение от круглости снижается незначительно, но конструкция приспособления усложняется.

Заключение

С помощью данной методики получены выражения, позволяющие определить деформации тонкостенной детали при ее нагружении любым количеством единичных сил P_3 , создаваемых зажимными элементами в виде узких кулачков, пластин и т.п. Приведен пример расчета. Уточнение ограничивающих воздействия при проектировании циклов шлифования позволит при правильном подборе схемы и устройств базирования сократить время цикла шлифования, при этом, ожидаемые значения шероховатости и точности обработанной поверхности будут достигнуты.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Якушев А.И., Воронцов Л.Н., Федотов Н.М. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. – М.: Машиностроение, 1987. – 352 с.
- Смирнов А.Ф. и др. Сопротивление материалов. – М.: Высш. шк., 1969. – 480 с.

3. Торлин В.Н., Баталин А.С. Финишные операции в гибком автоматизированном производстве. – К.: Техника, 1987. – 208 с.
4. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. В 2-х т. – М.: Наука, 1965.
5. Серков А. С., Масягин В. Б., Арtyух Р. Л., Серкова Л. Б., Акимов В. В. Исследование напряжённо-деформированного состояния заготовки зубчатого колеса с применением математических моделей в зависимости от сил зажима в трех шестикулаковых самоцентрирующих патронах // Омский научный вестник. 2020. № 4 (172). С. 13–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-172-13-18.
6. Моделирование съема припуска в зоне контакта при внутреннем шлифовании хрупких неметаллических материалов / С.М. Братан, С.И. Рошупкин, А.О. Харченко, А.С. Часовитина // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). - 2021. - Т 23, № 2. - С. 31-39. - DOI: 10.17212/1994- 6309-2021-23.2-31-39.
7. Zhed O., Koshelenko A., Khishova K. The effect of the stressed state of the ring gear due to interference with the base part in calculating the flexural strength of the tooth // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 709, Issue 2. P. 022035-1–022035-8. DOI: 10.1088/1757-899X/709/2/022035.

Вожжов Андрей Анатольевич
ФГАОУ ВО Севастопольский
государственный университет, г.
Севастополь,
Кандидат технических наук,
доцент кафедры «Автоматизации и
технологии машиностроения»,
e-mail: AA Vozhzhov@mail.sevsu.ru

Сопин Павел Константинович
ФГАОУ ВО Севастопольский
государственный университет, г.
Севастополь,
Кандидат технических наук,
доцент кафедры
«Приборостроение и транспорт»,
e-mail: PKSopin@mail.sevsu.ru

Бунин Олег Александрович
аспирант, кафедры
«Автоматизация и технологии
машиностроения», направление
подготовки 15.06.01

VOZHZHOV A.A., SOPIN P.K., BUNIN O.A.

EVALUATION OF THE DEFORMATION OF A THIN-WALLED PART WHEN IT IS FIXED DURING AN INTERNAL GRINDING OPERATION

Abstract. A variant of calculating the amount of deformation of the workpiece when it is fixed during an internal grinding operation is presented. The problem of finding the amount of deformation in the section of a part under the action of concentrated forces of clamping devices with any number of clamping elements is considered. An example of determining the deflection value during processing in clamping devices with three, four and six clamping elements is given.

Keywords: Deformation, internal grinding, damping properties, basing, anchoring forces.

BIBLIOGRAPHY

1. Yakushev A.I., Vorontsov L.N., Fedotov N.M. Interchangeability, standardization and technical measurements. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1987, 352 p.
2. Smirnov A.F. and others. The resistance of materials. – M.: Higher School, 1969. – 480 p.
3. Torlin V.N., Batalin A.S. Finishing operations in flexible automated production. Moscow: Technika Publ., 1987, 208 p.
4. Timoshenko S.P. Resistance of materials. In 2 volumes. Moscow: Nauka, 1965.
5. Serkov A. S., Masyagin V. B., Artyukh R. L., Serkova L. B., Akimov V. V. Investigation of the stress-strain state of a gear workpiece using mathematical models depending on the clamping forces in three- and six-cam self-centering cartridges // Omsk Scientific Bulletin. 2020. No. 4 (172). pp. 13-18. DOI: 10.25206/1813-8225-2020-172-13-18.
6. Modeling of allowance removal in the contact zone during internal grinding of brittle non-metallic materials / S.M. Bratan, S.I. Roshchupkin, A.O. Kharchenko, A.S. Chasovitina // Metalworking (technology, equipment, tools). - 2021. - 23, № 2. - pp. 31-39. - DOI: 10.17212/1994- 6309-2021-23.2-31-39.
7. Zhed O., Koshelenko A., Khishova K. The effect of the stressed state of the ring gear due to interference with the base part in calculating the flexural strength of the tooth // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 709, Issue 2. P. 022035-1–022035-8. DOI: 10.1088/1757-899X/709/2/022035.

Vozhzhov Andrey Anatolyevich
Sevastopol State University,
Sevastopol, Candidate of Technical
Sciences, Associate Professor of the
Department of Automation and
technology of mechanical
engineering,
e-mail: AA Vozhzhov@mail.sevsu.ru

Sopin Pavel Konstantinovich
Sevastopol State University,
Sevastopol, Candidate of Technical
Sciences, Associate Professor of the
Department of Instrument
engineering and transport,
e-mail: PKSopin@mail.sevsu.ru

Bunin Oleg Alexandrovich
Postgraduate student, Department of
Automation and Technology of
Mechanical Engineering, course of
study 15.06.01

ЗЕМЛЯНУШНОВА Н.Ю., ЗЕМЛЯНУШНОВ Н.А.

ВЛИЯНИЕ РАЗБРОСА ПРЕДЕЛА ТЕКУЧЕСТИ ПРОВОЛОКИ НА КАЧЕСТВО ПРУЖИН СЖАТИЯ

Аннотация. Распространенными дефектами пружин являются нестабильность геометрических параметров вследствие разброса величины предела текучести проволоки по длине и недопустимая остаточная деформация пружин при контроле силовой характеристики. Для пружин, в качестве упрочняющей операции применяют контактное заневоливание. Проведя теоретические исследования и учитывая фактор рассеивания деформации пружины в зависимости от нагрузки заневоливания и разброса предела текучести проволоки по длине, можно определить предельную нагрузку упрочнения пружины и повысить стабильность геометрических параметров и качество пружин.

Ключевые слова: контактное заневоливание, упрочнение, остаточная деформация, качество пружин.

Введение

Дефекты множества деталей, в том числе пружин, приводят к отказам современной техники и к аварийным ситуациям [1-5]. Распространенными дефектами пружин являются [6, 7]: нестабильность геометрических параметров вследствие разброса величины предела текучести проволоки σ_m по длине; недопустимая остаточная деформация пружин A , %, при контроле силовой характеристики. Для устранения указанных дефектов пружинную проволоку подвергают контролю и испытаниям, а сами пружины упрочняют.

Для пружин, работающих без контакта витков, применяют заневоливание – выдержку в сжатом состоянии в течение 24...48 часов. Для пружин, работающих с контактом витков, применяют контактное заневоливание – это дополнительное приложение осевой нагрузки к сжатой пружине и выдержка 1,5...2 секунды. Рекомендуется [6, 8, 9] заневоливание на 24...48 часов заменять контактным заневоливанием на 1,5...2 секунды нагрузкой $10P_3$ (P_3 – сила сжатия до соприкосновения витков).

Основная часть

Методика определения параметров пружин при заневоливании представлена в литературе [9]. Для теоретического определения напряжений и высоты пружин при заневоливании сечение проволоки пружины (рисунок 1) делят на элементы [9]. По значениям напряжений определяются величины крутящих моментов M_{kp} в каждом элементе.

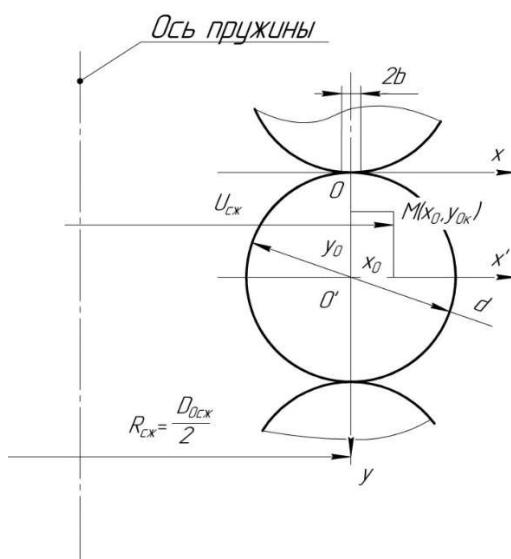


Рисунок 1 – Сечение проволоки в процессе контактного заневоливания пружины:

D_{0csk} – средний диаметр сжатой пружины, мм; R_{csk} – радиус сжатой пружины, мм; U_{csk} – расстояние от оси сжатой пружины до абсциссы точки M , мм; $2b$ – ширина полоски контакта витков, мм; x_0 , y_0 , y_{0k} – координаты точек, находящихся на границе упругой зоны, мм

Напряжение сжатия σ_y в центре каждого элемента с координатами (x, y) (рисунок 1) [9]

$$\sigma_y = X \cdot \frac{E \cdot y_{0\kappa}^3}{(\lambda^2 + b^2 \cdot y_{0\kappa}^2)} + E_1 \cdot \left(X_1 \cdot \frac{y^3}{(\lambda_1^2 + b^2 \cdot y^2)} - X \cdot \frac{y_{0\kappa}^3}{(\lambda^2 + b^2 \cdot y_{0\kappa}^2)} \right), \quad (1)$$

где X и X_1 величины:

$$X = \frac{1,727 \cdot b^2}{\pi \cdot r} \cdot \sqrt{\frac{b^2 + \lambda}{\lambda}}, \quad X_1 = \frac{1,727 \cdot b^2}{\pi \cdot r} \cdot \sqrt{\frac{b^2 + \lambda_1}{\lambda_1}},$$

E – модуль Юнга материала пружины, МПа;

λ – эллиптическая координата, представляющая положительный корень из уравнения, мм^2 ,

$$\frac{x^2}{b^2 + \lambda} + \frac{y_{0\kappa}^2}{\lambda} = 1;$$

E_1 – модуль упрочнения материала пружины, МПа;

λ_1 – эллиптическая координата, мм^2 , представляющая положительный корень из уравнения [9]

$$\frac{x^2}{b^2 + \lambda_1} + \frac{y^2}{\lambda_1} = 1;$$

r – радиус проволоки пружины, мм.

Напряжение кручения в каждом элементе [9]

$$\tau_{kp} = \frac{\Delta\kappa \cdot G \cdot \sqrt{x^2 + \left(\frac{d}{2} - y\right)^2}}{Z}. \quad (2)$$

где $\Delta\kappa$ – приращение кручения витка пружины, мм^{-1} ;

G – модуль сдвига материала пружины, МПа;

Z – параметр, который показывает степень упрочнения материала.

Значение крутящего момента M_{kp} для каждого элемента

$$M_{kp} = \int_F \frac{\Delta\kappa \cdot G \cdot \left(x^2 + \left(\frac{d}{2} - y\right)^2\right)}{Z} dF, \quad (3)$$

где F – площадь поперечного сечения проволоки, мм^2 .

С увеличением нагрузки контактного заневоливания пружины в области пластической деформации происходит рост параметра Z , что приводит к уменьшению момента кручения. При снятии нагрузки в пружине появляется остаточная деформация. Изменение высоты пружины Δl [10]

$$\Delta l = L \cdot \Delta(\sin \alpha), \quad (4)$$

где L – длина проволоки пружины, мм.

$\Delta(\sin \alpha)$ – приращение синуса угла наклона витков пружины после снятия нагрузки.

Остаточная деформация пружины при заневоливании [8], %,

$$A = \frac{\Delta l}{S_3} \cdot 100, \quad (5)$$

где S_3 – осевое перемещение крайних витков пружины при сжатии, мм.

Для оценки влияния изменения величины предела текучести проволоки на параметры пружины при упрочнении проведем теоретическое исследование. Для исследования по зависимостям (1)...(5) [9] использована пружина с параметрами: $l = 60$ мм; полное количество витков (совпадает с рабочим) $i_{\text{раб}} = 8$; $L = 493,4$ мм; $D = 19,5$ мм; $E = 2,04 \times 10^5$ МПа; $G = 7,85 \times 10^4$ МПа; исследованы диаметры проволоки: $d = 2$ мм, $d = 3$ мм, $d = 4$ мм, $d = 5$ мм; предел текучести изменен в пределах: $\sigma_m = 1200 \dots 1600$ МПа.

В таблице 1 представлены результаты исследования для нагрузки заневоливания $10P_3$.

Таблица 1 - Влияние диаметра и предела текучести проволоки на остаточную деформацию пружины A , %, при заневоливании

Q , Н	σ_m , МПа	d , мм, (c – индекс пружин)			
		2 (9,74)	3 (6,50)	4 (4,87)	5 (3,90)
$10P_3$	1200	4,12	10,67	18,40	8,92
	1400	0,19	3,90	8,57	3,70
	1600	0,00	0,85	3,14	1,00

С увеличением диаметра проволоки (таблица 1) остаточная деформация пружин сначала возрастает, затем уменьшается. При снижении индекса пружин с 9,74 до 4,87 происходит увеличение их жёсткости, силовых параметров, напряжения кручения в витках, что приводит к возрастанию остаточной деформации при заневоливании. При уменьшении индекса пружин с 4,87 до 3,90 жёсткость и силовые параметры продолжают увеличиваться, однако зазор между витками уменьшается, что снижает напряжение кручения в витках и остаточная деформация пружин уменьшается.

График зависимости остаточной деформации A , %, от предела текучести проволоки пружины σ_m , МПа, при нагрузке $140P_3$ представлен на рисунке 2.

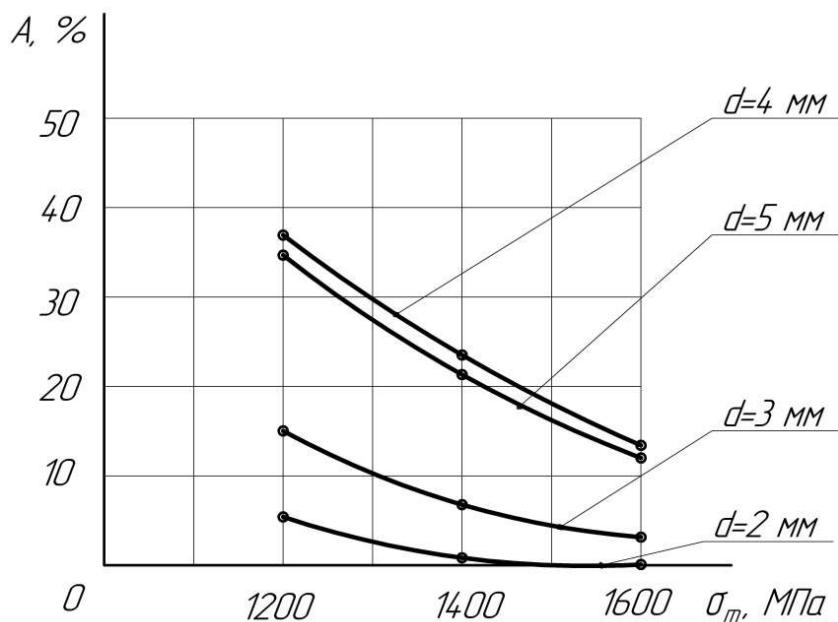


Рисунок 2 – Зависимость остаточной деформации пружины от предела текучести проволоки при контактном заневоливании нагрузкой $140P_3$

Диапазон разброса величины предела текучести проволоки в катушке согласно ГОСТ 9389-75 «Проволока стальная углеродистая пружинная» может составлять до 200 МПа.

Например, для проволоки диаметром 4 мм с пределом текучести 1400 МПа разброс его величины может составить ± 100 МПа. Тогда при пределе текучести проволоки 1300 МПа (рисунок 2) остаточная деформация пружины составит 29 %, а при пределе текучести 1500 МПа – 18 %. Рассеивание остаточной деформации на 11 % превышает допустимые значения. Для пружин первой группы точности допустимые отклонения на рассеивание деформации $\pm 5\%$, для пружин второй группы точности – $\pm 10\%$ (ГОСТ 16118-70 «Пружины винтовые цилиндрические сжатия и растяжения из стали круглого сечения. Технические условия»).

По результатам теоретического исследования для нагрузки $140P_3$ построен график зависимости рассеивания остаточной деформации пружины от разброса величины предела текучести проволоки (рисунок 3). По графику можно определить допустимый диапазон изменения предела текучести $\Delta\sigma_m$, %, в катушке проволоки при нагрузке упрочнения пружины $140P_3$ в зависимости от требуемой степени точности пружины.

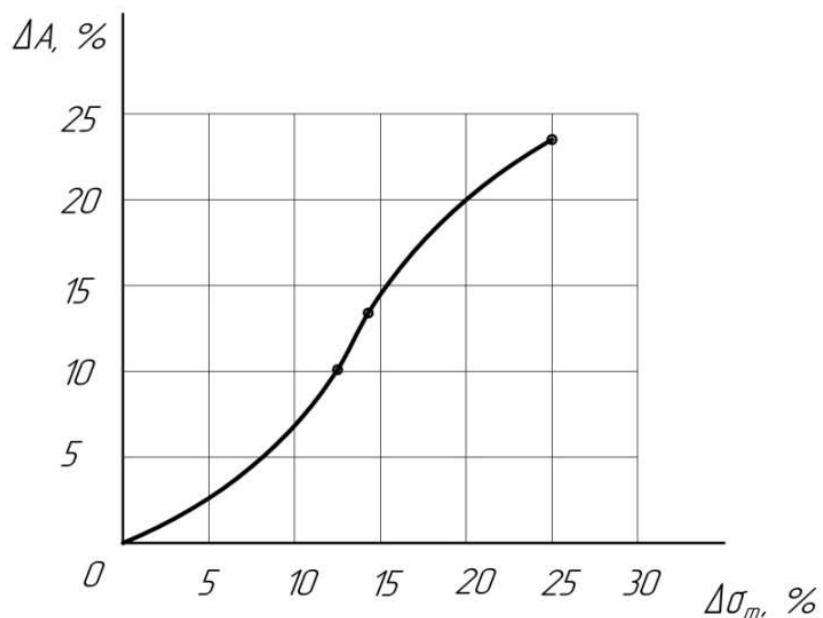


Рисунок 3 – Влияние изменения предела текучести проволоки по длине на рассеивание деформации пружины (нагрузка упрочнения $140P_3$)

Также по зависимостям (1)...(5) построен график (рисунок 4) влияния нагрузки контактного заневоливания на рассеивание деформации пружины для проволоки с пределом текучести 1400...1600 МПа. На графике видно, что при нагрузке упрочнения превышающей $250P_3$ происходит разупрочнение пружины.

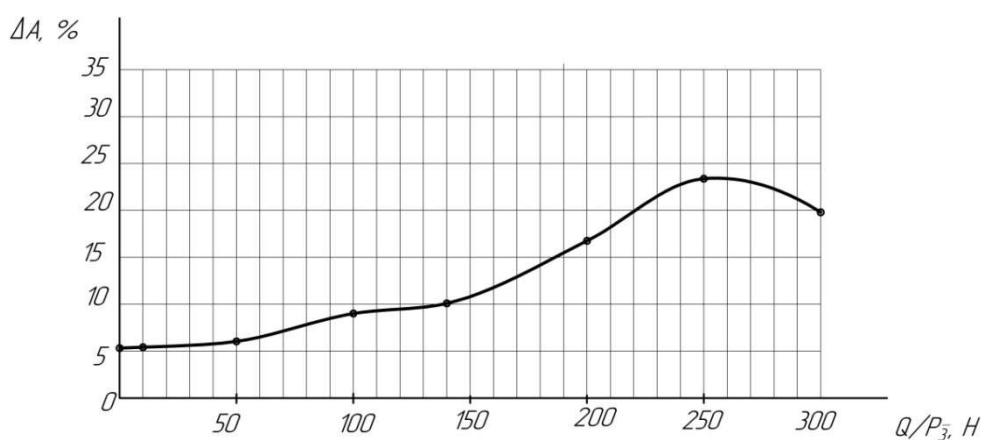


Рисунок 4 – Влияние нагрузки контактного заневоливания на рассеивание деформации пружины для проволоки с пределом текучести 1400...1600 МПа

Заключение

Проведя предварительные теоретические исследования и учитывая фактор рассеивания деформации пружины в зависимости от нагрузки заневоливания и разброса предела текучести проволоки по длине, можно определить предельную нагрузку упрочнения пружины (рисунок 4) и повысить стабильность геометрических параметров и качество пружин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Землянушнов Н.А. Градиентное управляемое упрочнение пружин сжатия / Н.А. Землянушнов, Д.О. Дорохов, С.Ю. Радченко, Н.Ю. Землянушнова // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2023. № 2 (358). С. 20-26.
2. Лебедев А.Т. Способ восстановления винтовой цилиндрической пружины / А.Т. Лебедев, Р.В. Павлюк, А.В. Захарин, П.А. Лебедев // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. Майский: БГАУ им. В.Я. Горина, 2020. № 3(27). С. 62-67.
3. Матлин М.М. Оперативный контроль прочности предохранительных деталей, ограничивающих предельные нагрузки / М.М. Матлин, В.А. Казанкин, Е.Н. Казанкина // Вестник машиностроения. Москва: Инновационное машиностроение, 2021. № 11. С. 45-47.
4. Орлова А.М. Подходы к оценке напряженно-деформированного состояния пружин рессорного подвешивания грузовых вагонов / А.М. Орлова, Е.А. Рудакова, Д.В. Шевченко [и др.] // Известия Петербургского университета путей сообщения. Санкт-Петербург: ПГУПС, 2020. Т. 17, № 2. С. 221-232.
5. Arslan E. Failure analysis of automotive helical spring / E.Arslan, K.Genel // Engineering Failure Analysis, 2023. Vol. 153. P. 107569. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107569>
6. Белков Е.Г. Технология изготовления и упрочнения пружин: монография / Е.Г. Белков. Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2013. – 168 с.
7. Землянушнов Н.А. К повышению износостойкости винтовых цилиндрических пружин сжатия, работающих с контактом витков / Н.А. Землянушнов, Н.Ю. Землянушнова // Трение и износ. Гомель: ИММС НАН Беларусь, 2024. Т. 45, № 3. С. 237-245.
8. Тебенко Ю.М. Проблемы производства высокоскоростных пружин и пути их решения / Ю.М. Тебенко. Ставрополь: ООО «Мир данных», 2007. – 152 с.
9. Землянушнова Н.Ю. Расчёт винтовых цилиндрических пружин сжатия при контактном заневоливании / Н.Ю. Землянушнова. Ставрополь: АГРУС, 2008. – 136 с.
10. Пономарёв С.Д. Расчёт упругих элементов машин и приборов / С.Д. Пономарёв, Л.Е. Андреева. Москва: Машиностроение, 1980. – 324 с.

Землянушнова Надежда Юрьевна

ФГАОУ ВО «Северо-Кавказский федеральный университет», г. Ставрополь
Кандидат технических наук, доцент, доцент
департамента функциональных материалов и
инженерного конструирования института
перспективной инженерии
355017, Россия, г. Ставрополь, ул. Пушкина, 1
Тел.: +7 (8652) 94-41-40
E-mail: zemlyanushnova@rambler.ru

Землянушнов Никита Андреевич

ФГАОУ ВО «Северо-Кавказский федеральный университет», г. Ставрополь
Кандидат технических наук, доцент департамента
функциональных материалов и инженерного
конструирования института перспективной
инженерии
355017, Россия, г. Ставрополь, ул. Пушкина, 1
Тел.: +7 (8652) 94-41-40
E-mail: nikita3535@mail.ru

ZEMLYANUSHNOVA N.Y., ZEMLYANUSHNOV N.A.

YIELD STRENGTH VARIATION IN WIRE IMPACT ON COMPRESSION SPRINGS QUALITY

Annotation. Common defects in springs are instability of the geometric parameters due to changes in the yield strength of the wire along its length and unacceptable residual deformation of the springs during the control of the power characteristic. For springs, contact hardening is used as a strengthening operation. Having carried out theoretical studies and taking into account the factor of dispersion of spring deformation depending on the drilling load and changes in the yield strength of the wire along its length, it is possible to determine the maximum load of spring hardening and increase the stability of geometric parameters and the quality of springs.

Keywords: contact clamping, hardening, residual deformation, quality of springs.

BIBLIOGRAPHY

1. Zemlyanushnov N.A. Gradient controlled hardening of compression springs / N.A. Zemlyanushnov, D.O. Dorokhov, S.Y. Radchenko, N.Y. Zemlyanushnova // Fundamental and applied problems of engineering and technology. Eagle: I.S. Turgenev OSU, 2023. No. 2 (358). pp. 20-26.
2. Lebedev A.T. A method for restoring a helical cylindrical spring / A.T. Lebedev, R.V. Pavlyuk, A.V. Zakharin, P.A. Lebedev // Innovations in agriculture: problems and prospects. Maisky: BGAU named after V.Ya. Gorin, 2020. No. 3(27). pp. 62-67.
3. Matlin M.M. Operational strength control of safety parts limiting extreme loads / M.M. Matlin, V.A. Kazankin, E.N. Kazankina // Bulletin of Mechanical Engineering. Moscow: Innovative Mechanical Engineering, 2021. No. 11. pp. 45-47.
4. Orlova A.M. Approaches to assessing the stress-strain state of spring suspension springs of freight wagons / A.M. Orlova, E.A. Rudakova, D.V. Shevchenko [et al.] // Proceedings of the St. Petersburg University of Railway Communications. Saint Petersburg: PGUPS, 2020. Vol. 17, No. 2. pp. 221-232.
5. Arslan E. Failure analysis of automotive helical spring / E.Arslan, K.Genel // Engineering Failure Analysis, 2023. Vol. 153. P. 107569. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107569>
6. Belkov E.G. Technology of manufacturing and hardening of springs: a monograph / E.G. Belkov. Chelyabinsk: SUSU Publishing Center, 2013. 168 p.
7. Zemlyanushnov N.A. To increase the wear resistance of helical cylindrical compression springs operating with a contact of coils / N.A. Zemlyanushnov, N.Yu. Zemlyanushnova // Friction and wear. Gomel: IMS NAS of Belarus, 2024. Vol. 45, No. 3. pp. 237-245.
8. Tebenko Yu.M. Problems of production of high-speed springs and ways to solve them / Yu.M. Tebenko. Stavropol: OOO "World of Data", 2007. 152 p.
9. Zemlyanushnova N.Y. Calculation of helical cylindrical compression springs during contact drilling / N.Y. Zemlyanushnova. Stavropol: AGRUS, 2008. 136 p.
10. Ponomarev S.D. Calculation of elastic elements of machines and devices / S.D. Ponomarev, L.E. Andreeva. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 324 p.

Zemlyanushnova Nadezhda Yurievna

North Caucasus Federal University, Stavropol
Candidate of Technical Sciences, Docent, Associate Professor of Functional Materials and Engineering Design
Department of Advanced Engineering Institute
355017, Russia, Stavropol, Pushkin str., 1
Tel.: +7 (8652) 94-41-40
E-mail: zemlyanushnova@rambler.ru

Zemlyanushnov Nikita Andreevich

North Caucasus Federal University, Stavropol
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Functional Materials and Engineering Design Department of Advanced Engineering Institute
355017, Russia, Stavropol, Pushkin str., 1
Tel.: +7 (8652) 94-41-40
E-mail: nikita3535@mail.ru

© Землянушнова Н.Ю., Землянушнов Н.А., 2025

КОВАЛЬ К.А., СУХОРУКОВ А.Л.

РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПОДВОДНОГО РОБОТА С ДВИЖИТЕЛЕМ ПЛАВНИКОВОГО ТИПА

Аннотация. В работе рассматривается движение простейшего биоморфного робота-рыбы в горизонтальной плоскости. Авторами предложены подходы, позволяющие для данного класса подводных аппаратов определять параметры движения на основе численного моделирования. Создание цифровой модели робота позволило с применением современных CFD-методов определить гидродинамические характеристики корпуса и машущего плавника, которые в дальнейшем использовались при численном интегрировании уравнений движения аппарата. Расчетные параметры движения хорошо согласуются с результатами испытаний в емкости с водой. Разработанная методика численного моделирования движения робота с движителем плавникового типа может использоваться при проектировании недорогих и эффективных подводных робототехнических средств.

Ключевые слова: плавниковый движитель, подводный аппарат, численное моделирование, гидродинамические характеристики, машущее крыло

Введение

На сегодняшний день среди автономных необитаемых подводных аппаратов (АНПА) все большую популярность набирают биоморфные робототехнические изделия [1, 2, 3], копирующие способы перемещения живых организмов, в первую очередь различных рыб и китообразных, использующих машущий плавник в качестве движителя. Это связано с чрезвычайной энергетической эффективностью данных гидробионтов [4, 5], которая пока является недостижимой для современных объектов морской техники. К другим известным преимуществам плавникового движителя также относят высокую маневренность, низкое акустическое излучение и возможность совмещения функций движителя и органов управления движением [6, 7].

Поскольку степень влияния геометрических и жесткостных характеристик плавника на динамику АНПА неочевидна, разработка методики численного моделирования движения робота с плавниковым движителем представляется весьма актуальной задачей.

Конструкция и динамика бионического робота-рыбы

Методика численного моделирования движения разрабатывалась для класса биоморфных роботов с плавниковым движителем, типичным представителем которого является небольшой робот-рыба, показанный на рисунке 1. Он отличается простотой конструкции и доступен в свободной продаже для развлекательных целей. Машущее движение плавника обеспечивается периодическим изменением полярности питания, подаваемого на электромагнит, расположенный внутри корпуса аппарата. Для управления полярностью используется простейший микроконтроллер, в качестве элементов питания установлены две небольшие батарейки LR44.

Изучение динамики такого робота проводилось в небольшой ёмкости с водой, на дно которой была нанесена прямоугольная координатная сетка с размером ячейки 5 x 5 см. На основе анализа видеоматериалов, полученных в результате испытаний, было выявлено, что робот совершил движение по круговой траектории (рисунок 2) диаметром $D = 0,23$ м (при длине корпуса $L_0 = 0,054$ м, $D = 4,26 \cdot L_0$) с установившимся значением линейной скорости приблизительно 0,1 м/с. Подобный характер движения может быть обусловлен асимметрией колебаний хвостового плавника относительно диаметральной плоскости (ДП) аппарата, а также изначальной асимметрией плавника, хвостовая часть которого немного загнута в сторону правого борта.

Создание трехмерной электронной модели робота и определение его гидродинамических характеристик (ГДХ)

На основе реальной геометрии робота при помощи современных CAD-систем были созданы упрощенные трехмерные электронные модели корпуса и плавника, представленные на рисунках 3 и 4. Трехмерная модель хвостового плавника в первом приближении

представляет собой пластину. Начало связанный с объектом исследования системы координат $O X_1 Y_1 Z_1$ расположено в центре величины (совпадает с геометрическим центром корпуса), ось X_1 направлена в нос, Y_1 – вверх, Z_1 – на правый борт. Аппарат имеет нулевую плавучесть при водоизмещении $V = 1,371 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3$ и массе $m = 0,0137 \text{ кг}$.



Рисунок 1 – Биоморфный робот-рыба

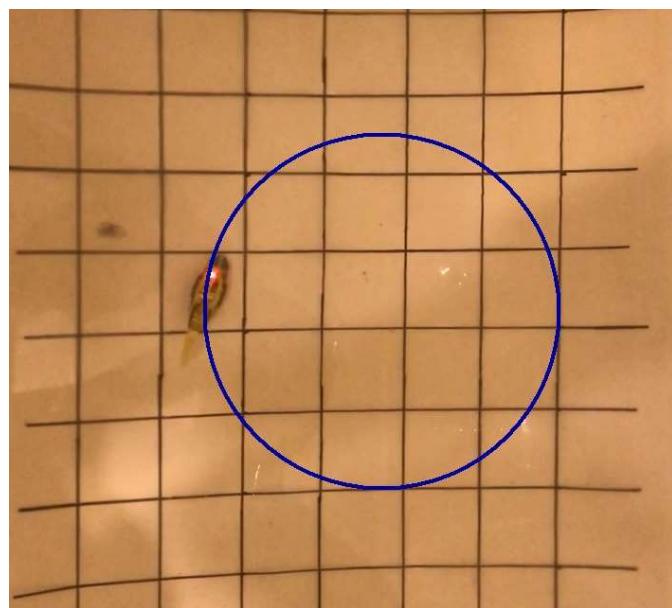


Рисунок 2 – Траектория робота, полученная в ходе испытаний

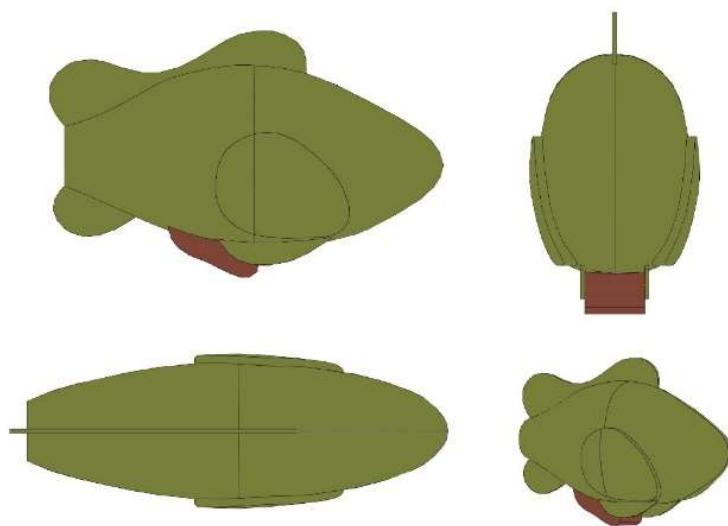


Рисунок 3 – Трехмерная модель корпуса

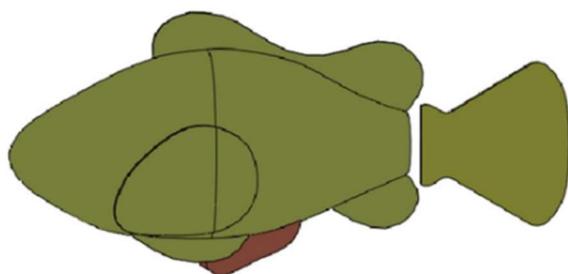


Рисунок 4 – Модель «корпус–плавник»

Созданная трехмерная модель использовалась в дальнейшем для определения ГДХ корпуса аппарата и его плавника при движении в горизонтальной плоскости.

Позиционные ГДХ корпуса определялись на основе результатов численного решения уравнений динамики вязкой жидкости при обтекании корпуса с различными углами дрейфа β . Модель корпуса использовалась для построения неструктурированной расчетной сетки (рисунок 5), состоящей из 4 млн ячеек-тетраэдров с призматическими слоями вблизи поверхности аппарата для лучшего разрешения пограничного слоя.

На основе метода конечных объемов осуществлялось численное интегрирование уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS-подход). В качестве модели турбулентности для замыкания системы уравнений гидродинамики использовалась модель $k-\omega$ SST. Расчеты проводились для скорости набегающего потока $v_0 = 0,1$ м/с и диапазона углов дрейфа β от 0° до 16° с шагом 2° . Конкретное значение угла дрейфа β обеспечивалось заданием направления потока относительно границ расчетной области (рисунок 6) [8]. Положительному значению угла дрейфа β соответствовало направление потока, при котором значение боковой силы F_{z1} отрицательно, а значение гидродинамического момента M_{y1} положительно. В результате получены характеристики течения около корпуса аппарата (рисунок 7), а также значения гидродинамических сил и моментов для каждого расчетного случая. Коэффициенты соответствующих сил и моментов вычислялись на основе соотношений:

$$c_{x1} = \frac{2F_{x1}}{\rho v_0^2 V^{2/3}}; c_{z1} = \frac{2F_{z1}}{\rho v_0^2 V^{2/3}}; m_{y1} = \frac{2M_{y1}}{\rho v_0^2 V} \quad (1)$$

где F_{x1}, F_{z1} – значения силы сопротивления и боковой силы соответственно в связанной с аппаратом системе координат, Н;

M_{y1} – значение гидродинамического момента, Н·м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Полученные значения коэффициентов c_{x1} , c_{z1} и m_{y1} для различных углов дрейфа β приведены в таблице 1.

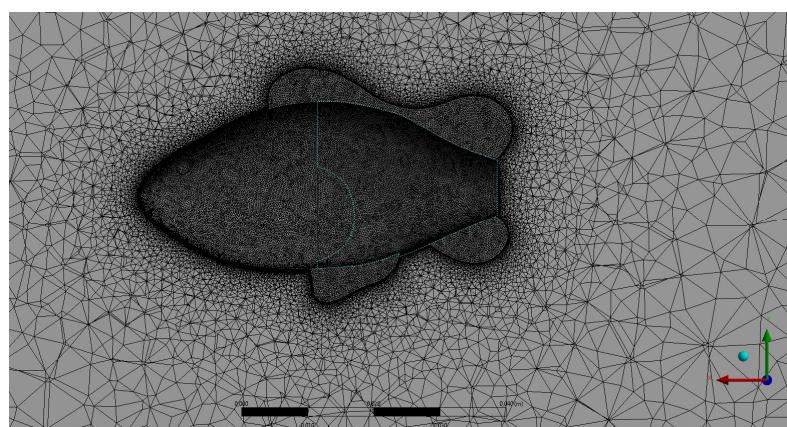


Рисунок 5 – Сечение расчетной сетки в диаметральной плоскости

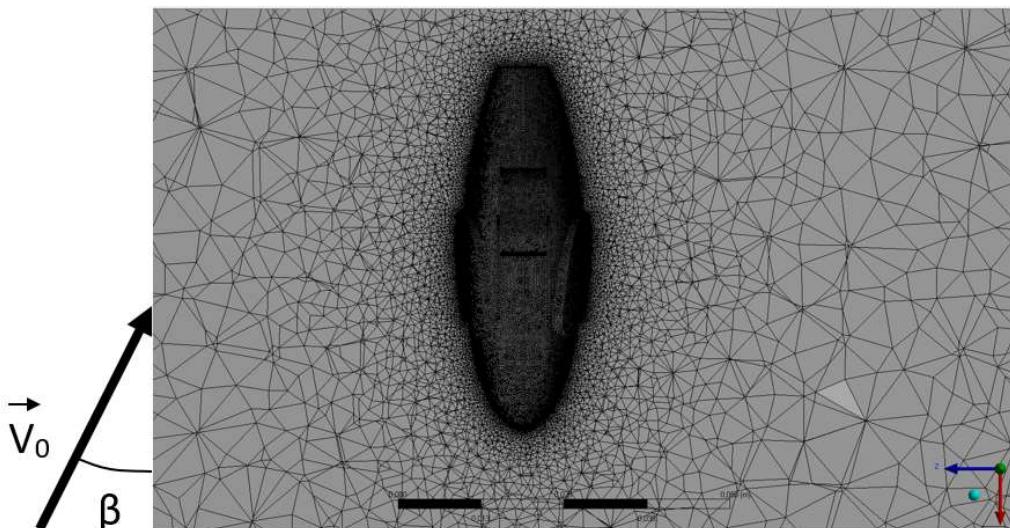


Рисунок 6 – Направление потока относительно границы расчетной области ($\beta > 0$)

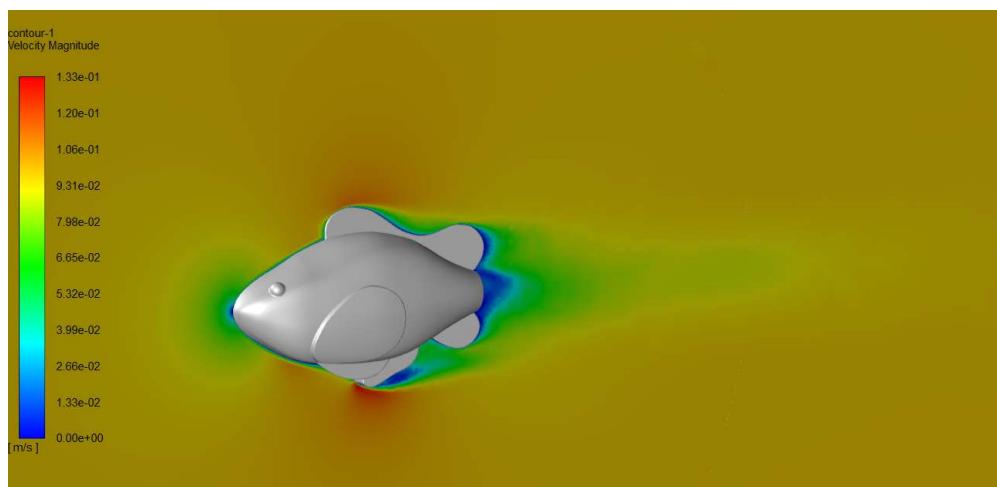


Рисунок 7 – Поле скорости в центральном сечении расчетной области при $\beta = 0$

Таблица 1 – Значения коэффициентов c_{x1} , c_{z1} и m_{y1} при различных значениях β

Значение β	Значение c_{x1}	Значение c_{z1}	Значение m_{y1}
0°	-0,305	0	0
2°	-0,303	-0,036	0,030
4°	-0,300	-0,080	0,059
6°	-0,299	-0,133	0,086
8°	-0,305	-0,195	0,104
10°	-0,309	-0,269	0,115
12°	-0,311	-0,363	0,123
14°	-0,311	-0,433	0,147
16°	-0,308	-0,517	0,175

Зависимости коэффициентов c_{x1} , c_{z1} и m_{y1} от углов β могут быть аппроксимированы в виде полиномов:

$$c_{x1}(\beta) = c_{x1}^0; \quad (2)$$

$$c_{z1}(\beta) = c_{z1}^\beta \cdot \beta + c_{z1}^{\beta|\beta|} \cdot \beta|\beta|; \quad (3)$$

$$m_{y1}(\beta) = m_{y1}^\beta \cdot \beta + m_{y1}^{\beta|\beta|} \cdot \beta|\beta| + m_{y1}^{\beta^3} \cdot \beta^3, \quad (4)$$

где коэффициенты имеют следующие значения:

$$c_{x1}^0 = -0,306; c_{z1}^\beta = -0,930; c_{z1}^{\beta|\beta|} = -3,450; m_{y1}^\beta = 1,060; m_{y1}^{\beta|\beta|} = -3,600; m_{y1}^{\beta^3} = 7,250.$$

Зависимости коэффициентов гидродинамических сил и моментов приведены на рисунках 8 – 10.

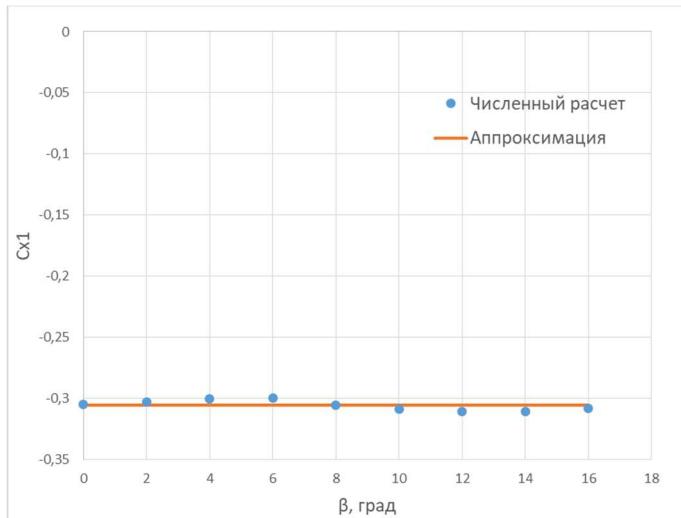


Рисунок 8 – Зависимость коэффициента c_{x1} от угла дрейфа β

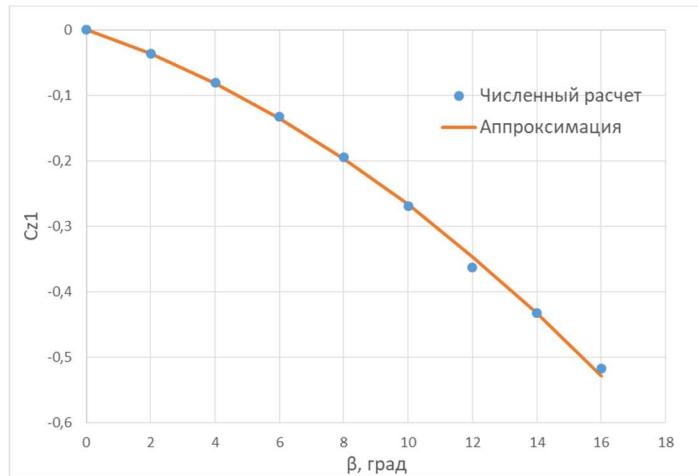


Рисунок 9 – Зависимость коэффициента c_{z1} от угла дрейфа β

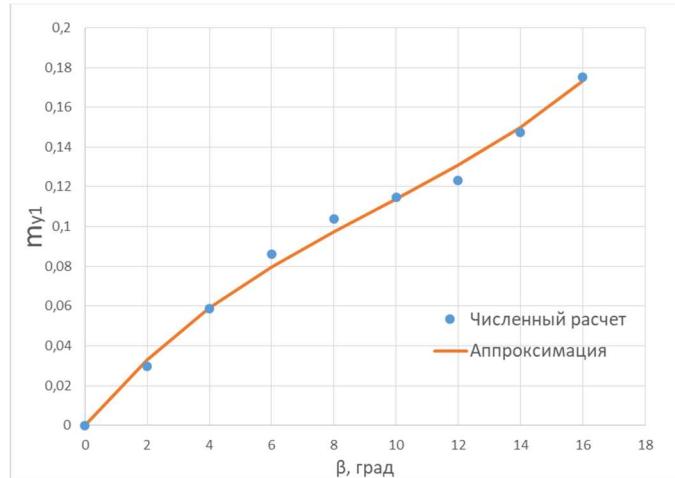


Рисунок 10 – Зависимость коэффициента m_{y1} от угла дрейфа β

Демпфирующие ГДХ корпуса определялись численно на основе методики [9]. Для этого задавались гармонические колебания корпуса по курсовому углу φ в потоке жидкости. Скорость потока также составляла $v_0 = 0,1$ м/с, амплитуда колебаний $A = 4^\circ$. Значение безразмерной частоты колебаний составляло $\bar{\omega} = 0,05$ и определялось на основе выражения:

$$\bar{\omega} = \omega \cdot \frac{V^{\frac{1}{3}}}{v_0}, \quad (5)$$

где ω – амплитудное значение угловой скорости.

Значение частоты колебаний определяется следующим образом:

$$\tilde{\omega} = \frac{\omega}{A}. \quad (6)$$

На основе созданной цифровой модели корпуса была построена расчетная сетка, состоящая из двух подобластей: внутренней сферической и внешней, содержащей вырез под сферическую сетку (рисунок 11). Вращательные колебания внутренней сферической подобласти, содержащей корпус, относительно внешней неподвижной обеспечивались при помощи механизма «скользящих» сеток.

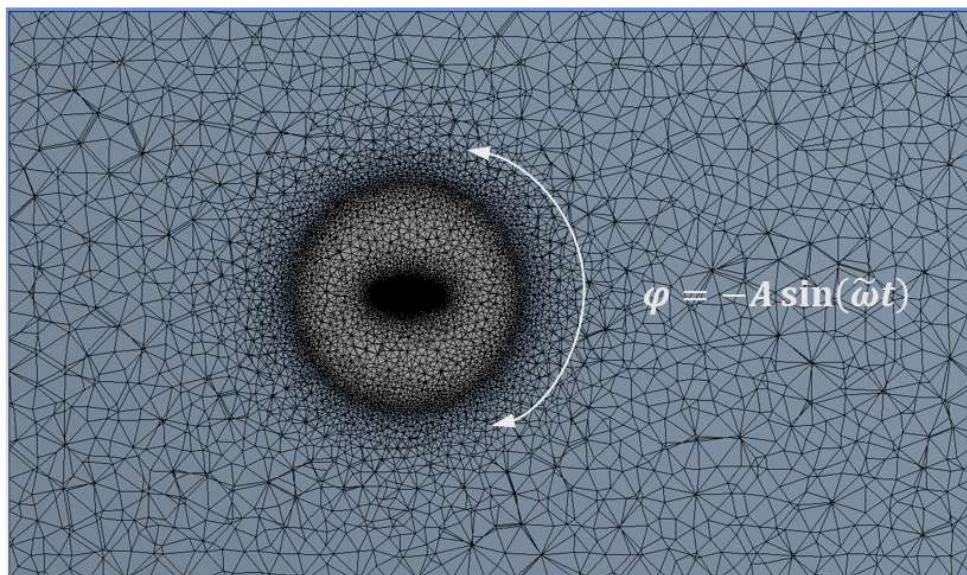


Рисунок 11 – Расчетная сетка для определения демпфирующих ГДХ корпуса робота

В процессе расчета определялись значения силы F_z и момента M_y при нулевом значении курсового угла φ и положительном значении угловой скорости ω_{y1} . После этого демпфирующие ГДХ корпуса вычислялись на основе выражений [10]:

$$c_{z1}^{\omega_{y1}} = \frac{F_z|_{\varphi=0} - \lambda_{11}v_0\omega_y}{\frac{\rho v_0}{2}\omega_y V}; \quad (7)$$

$$m_{y1}^{\omega_{y1}} = \frac{M_y|_{\varphi=0}}{\frac{\rho v_0}{2}\omega_y V^{4/3}}; \quad (8)$$

где λ_{11} – присоединенная масса корпуса, кг;

ω_{y1} – амплитудное значение угловой скорости аппарата, рад/с.

Присоединенные массы корпуса вычислялись на основе метода граничных интегральных уравнений, при этом получены значения присоединенных масс $\lambda_{11} = 2,533 \cdot 10^{-3}$ кг; $\lambda_{33} = 1,522 \cdot 10^{-2}$ кг; $\lambda_{35} = 1,806 \cdot 10^{-5}$ кг·м; $\lambda_{55} = 1,330 \cdot 10^{-6}$ кг·м². Соответствующие значения коэффициентов присоединенных масс вычислялись следующим образом:

$$k_{11} = \frac{\lambda_{11}}{m}; k_{33} = \frac{\lambda_{33}}{m}; k_{35} = \frac{\lambda_{35}}{m \cdot L_0}; k_{55} = \frac{\lambda_{55}}{J_{0y1}}; \quad (9)$$

где $J_{0y1} = 2,1 \cdot 10^{-6}$ кг·м² – момент инерции корпуса относительно оси Y₁.

Значения коэффициентов присоединенных масс приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Значения коэффициентов присоединенных масс

Коэффициент	Значение
k_{11}	0,185
k_{33}	1,110
k_{35}	0,024
k_{55}	0,633

Зависимости значений F_z и M_y от времени t представлены на рисунках 12 и 13. В таблице 3 приведены основные результаты расчета демпфирующих ГДХ корпуса.

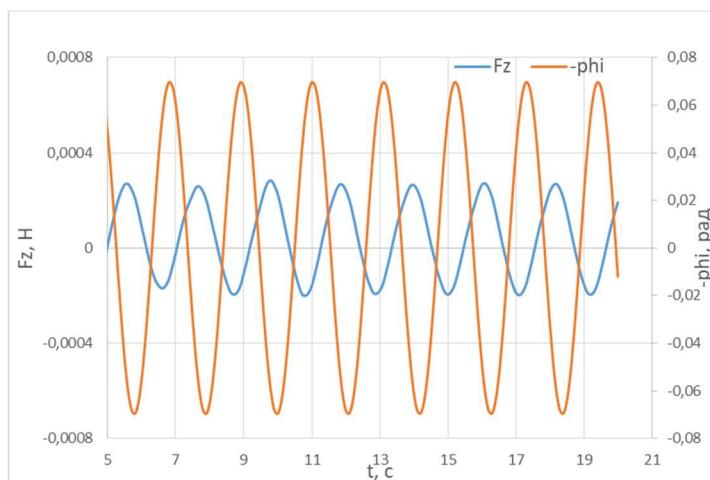


Рисунок 12 – Зависимость значения силы F_z от времени t

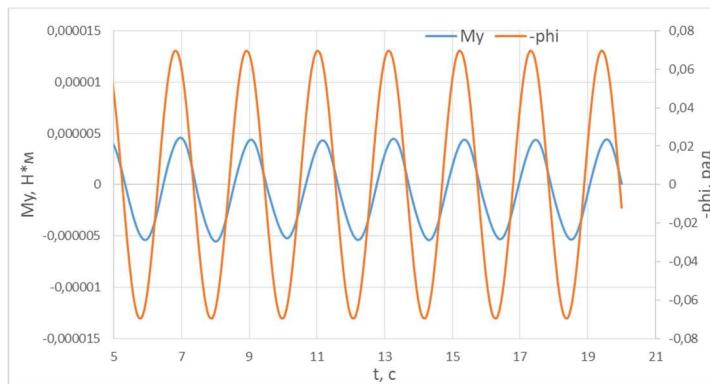


Рисунок 13 – Зависимость значения момента M_y от времени t

Таблица 3 – Результаты расчета демпфирующих ГДХ корпуса

Характеристика	Значение
$F_z _{\varphi=0}$, Н	$-1,02 \cdot 10^{-4}$
$M_y _{\varphi=0}$, Н·м	$-2,23 \cdot 10^{-6}$
$c_{z1}^{\omega_{y1}}$	-1,083
$m_{y1}^{\omega_{y1}}$	-0,651

Определение гидродинамических воздействий на плавниковый движитель

Рассмотрим произвольное движение аппарата в горизонтальной плоскости с некоторой линейной скоростью v_1 и угловой скоростью $\omega_{y1} = -d\phi/dt$. Схема обтекания при таком движении представлена на рисунке 14. Система координат $X_1O_1Z_1$ связана с корпусом аппарата, $X_2O_2Z_2$ – с машущим плавником, XOZ – неподвижная.

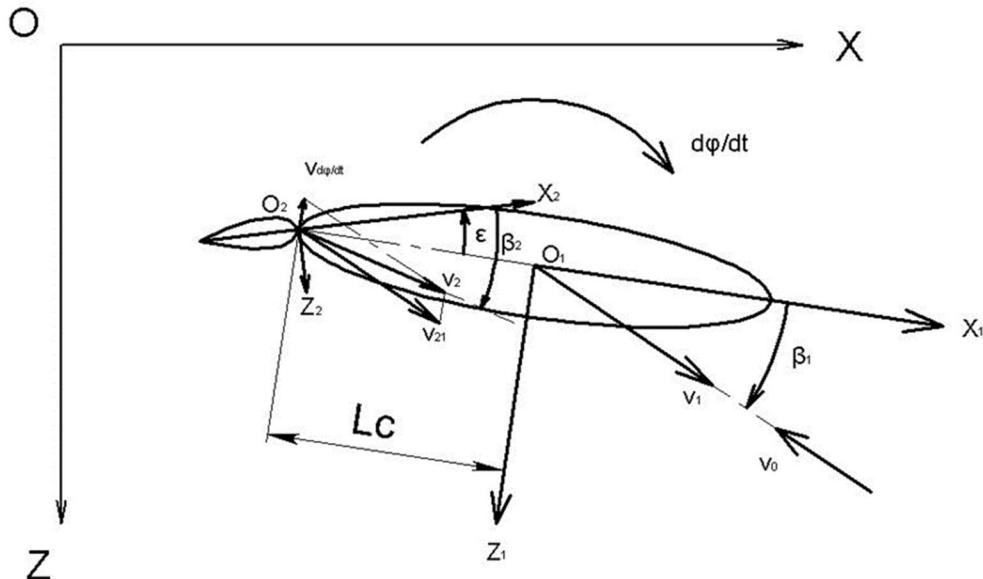


Рисунок 14 – Схема обтекания АНПА с плавниковым движителем при движении в горизонтальной плоскости

Плавник совершает колебания относительно корпуса аппарата по закону $\epsilon = \epsilon_0 \sin(\omega_p t)$, где ω_p – рабочая угловая частота. Можно представить, что движитель обтекается потоком с эффективной скоростью v_2 и эффективным углом дрейфа β_2 . Значение β_2 вычисляется следующим образом:

$$\beta_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{v_{z2}}{v_{x2}} \right); \quad (10)$$

где v_{x2} и v_{z2} – проекции скорости v_2 на оси X_2 и Z_2 соответственно, м/с.

Эффективная скорость v_2 является суперпозицией переносных скоростей от движения аппарата:

$$\vec{v}_2 = \vec{v}_{21} + \vec{v}_{d\phi/dt}; \quad (11)$$

где v_{21} – скорость, обусловленная поступательным движением аппарата, м/с;

$v_{d\phi/dt}$ – скорость, обусловленная вращением аппарата, м/с.

Проектируя данные скорости на оси Z_2 и X_2 , получаем:

$$v_{z2} = v_1 \sin(\beta_1 + \epsilon) - L_c \frac{d\phi}{dt} \cos \epsilon; \quad (12)$$

$$v_{x2} = v_1 \cos(\beta_1 + \epsilon) + L_c \frac{d\phi}{dt} \sin \epsilon; \quad (13)$$

где β_1 – угол дрейфа для корпуса аппарата, рад;

L_c – расстояния между геометрическими центрами корпуса и точкой, относительно которой плавник совершает вращательные колебания, м.

Значение эффективной скорости v_2 вычисляется как:

$$v_2 = \sqrt{v_{x2}^2 + v_{z2}^2}. \quad (14)$$

Проекция гидродинамической силы, действующей на плавник, на ось Z_2 имеет вид

$$F_{z2} = c_{z2}(\beta_2) \cdot \frac{\rho v_2^2}{2} \cdot L \cdot H, \quad (15)$$

где L – длина условной хорды плавника, м;

H – условный размах плавника, м;

$c_{z2}(\beta_2)$ – зависимость коэффициента боковой силы от угла дрейфа для плавника в системе координат $X_2O_2Z_2$.

Условная хорда и условный размах плавника показаны на рисунке 15.

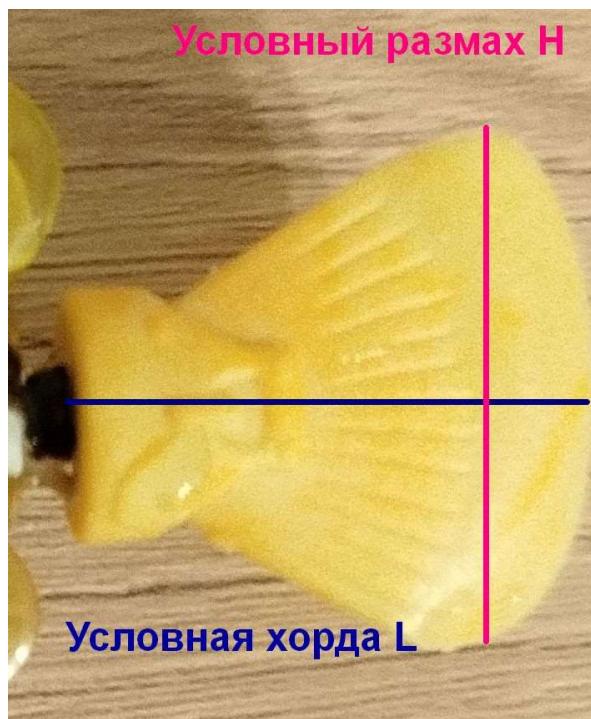


Рисунок 15 – Условная хорда и условный размах плавника

Поскольку движение плавника имеет существенно нестационарный характер, при вычислении боковой силы необходимо использовать функцию Теодорсена [11]:

$$F_{z2}^*(Sh) = F_{z2} \cdot T(Sh), \quad (16)$$

где $Sh = L / (T_p \cdot v_0)$,

T_p – период колебаний крыла, с.

В первом приближении функция Теодорсена имеет вид [12]:

$$T(Sh) = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{1 + 2,5 \cdot Sh} \right). \quad (17)$$

Гидродинамический момент, действующий на плавник, определяется следующим образом:

$$M_{y2} = m_{y2}(\beta_2) \cdot \frac{\rho v_2^2}{2} \cdot L^2 \cdot H, \quad (18)$$

где $m_{y2}(\beta_2)$ – зависимость коэффициента гидродинамического момента от угла дрейфа для плавника в системе координат $X_2O_2Z_2$.

Зависимости $c_{z2}(\beta_2)$ и $m_{y2}(\beta_2)$ определяются на основе численного решения уравнений динамики вязкой жидкости. Рассматривается обтекание плавника с углами дрейфа β_2 в диапазоне от 0° до 16° с шагом 2° . Для каждого расчетного случая вычисляются коэффициенты c_{z2} и m_{y2} :

$$c_{z2} = \frac{2F_{z2}}{\rho v_0^2 LH}; m_{y2} = \frac{2M_{y2}}{\rho v_0^2 L^2 H}. \quad (19)$$

Значения коэффициентов c_{z2} и m_{y2} при различных значениях угла дрейфа β_2 представлены в таблице 4. Как и при вычислении позиционных ГДХ корпуса, полученные зависимости могут быть аппроксимированы в виде полиномов. Для рассматриваемого диапазона β_2 линейные модели достаточно хорошо отражают характер зависимостей (рисунки 16 и 17):

$$c_{z2}(\beta_2) = c_{z2}^{\beta_2} \cdot \beta_2; \quad (20)$$

$$m_{y2}(\beta_2) = m_{y2}^{\beta_2} \cdot \beta_2. \quad (21)$$

где

$$c_{z2}^{\beta_2} = -1,417; m_{y2}^{\beta_2} = -0,582.$$

Таблица 4 – Значения коэффициентов c_{x1} , c_{z1} и m_{y1} при различных значениях β

Значение β_2	Значение c_{z2}	Значение m_{y2}
0°	0	0
2°	-0,055	-0,023
4°	-0,109	-0,045
6°	-0,159	-0,065
8°	-0,204	-0,083
10°	-0,251	-0,102
12°	-0,300	-0,123
14°	-0,345	-0,142
16°	-0,381	-0,157

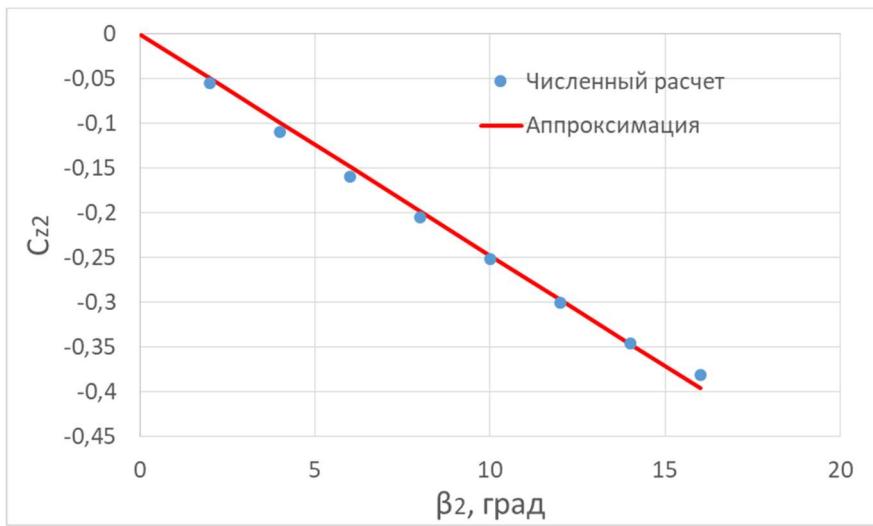


Рисунок 16 – Зависимость коэффициента c_{z2} от угла дрейфа β_2

Значения гидродинамических сил и моментов инерционной природы в системе координат $X_2O_2Z_2$ определяются на основе выражений [13]:

$$F_{z2\ i} = -\lambda_{35} \frac{d\omega_{y2\ i}}{dt}; \quad (22)$$

$$M_{y2\ i} = -\lambda_{55} \frac{d\omega_{y2\ i}}{dt}. \quad (23)$$

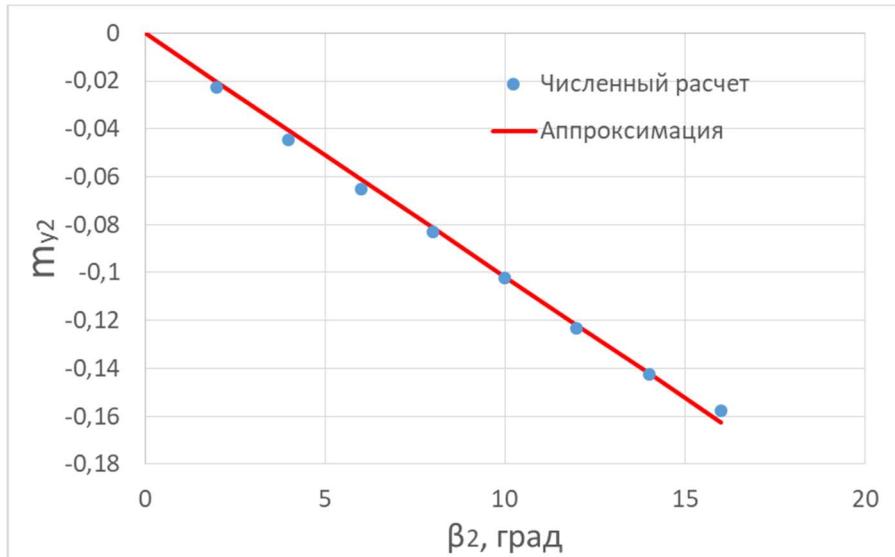


Рисунок 17 – Зависимость коэффициента m_{y2} от угла дрейфа β_2

Пренебрегая инерционными составляющими гидродинамических сил и моментов от движения АНПА, получим:

$$\omega_{y2\ i} = \frac{d\varepsilon}{dt}; \quad (24)$$

$$\frac{d\omega_{y2\ i}}{dt} = \frac{d^2\varepsilon}{dt^2}. \quad (25)$$

В системе координат $X_1O_1Z_1$ итоговые значения гидродинамических сил и моментов, действующих на машущий плавник, вычисляются следующим образом:

$$F_{x1f} = (F_{z2}^* + F_{z2\ i}) \sin \varepsilon; \quad (26)$$

$$F_{z1f} = (F_{z2}^* + F_{z2\ i}) \cos \varepsilon; \quad (27)$$

$$M_{y1f} = M_{y2} + M_{y2\ i}. \quad (28)$$

Моделирование движения робота в горизонтальной плоскости

Динамика аппарата в горизонтальной плоскости описывается системой дифференциальных уравнений [14, 15]:

$$\begin{aligned}
 m(1+k_{11}) \frac{dv_{x1}}{dt} &= c_{x1}^0 \frac{\rho v_0^2}{2} V^{\frac{2}{3}} + F_{x1f} - \omega_{y1} [m(1+k_{33})v_{z1} + mV^{1/3}k_{35}\omega_{y1}]; \\
 m(1+k_{33}) \frac{dv_{z1}}{dt} + mV^{1/3}k_{35} \frac{d\omega_{y1}}{dt} &= \\
 = c_{z1}(\beta_1) \frac{\rho v_0^2}{2} V^{\frac{2}{3}} + c_{z1}^{\omega y} \frac{\rho v_0}{2} \omega_{y1} V + F_{z1f} + m(1+k_{11})v_{x1}\omega_{y1}; \\
 J_{0y1}(1+k_{55}) \frac{d\omega_{y1}}{dt} + mV^{1/3}k_{35} \frac{dv_{z1}}{dt} &= \quad (29) \\
 = m_{y1}(\beta_1) \frac{\rho v_0^2}{2} V + m_{y1}^{\omega y1} \frac{\rho v_0}{2} \omega_{y1} V^{\frac{4}{3}} + M_{y1f} + F_{z1f}L_c + \\
 + mV^{1/3}k_{35}v_{x1}\omega_{y1}; \\
 \frac{d\varphi}{dt} &= -\omega_{y1};
 \end{aligned}$$

где

$$\beta_1 = \arctg \frac{v_{z1}}{v_{x1}}.$$

Решая систему (29) численно, можно определить основные параметры движения аппарата. В качестве начальных условий задавалось небольшое начальное значение скорости $v_{x1} = 0,05$ м/с для того, чтобы избежать сложностей при начальном вычислении угла дрейфа, остальные условия задавались нулевыми ($v_{z1} = \omega_{y1} = \phi = 0$). Параметры колебаний хвостового плавника $\epsilon_0 = 0,253$ рад и $\omega_p = 57,12$ с⁻¹ определены на основе визуального анализа испытаний.

В случае симметрии колебаний плавника относительно диаметральной плоскости и геометрии плавника реализовывался режим прямолинейного движения (рисунки 18 и 19). При этом значение скорости установившегося движения (0,135 м/с) несколько превышает значение скорости, наблюдаемое в ходе испытаний при движении по круговой траектории, что является ожидаемым и типичным для подводных объектов.

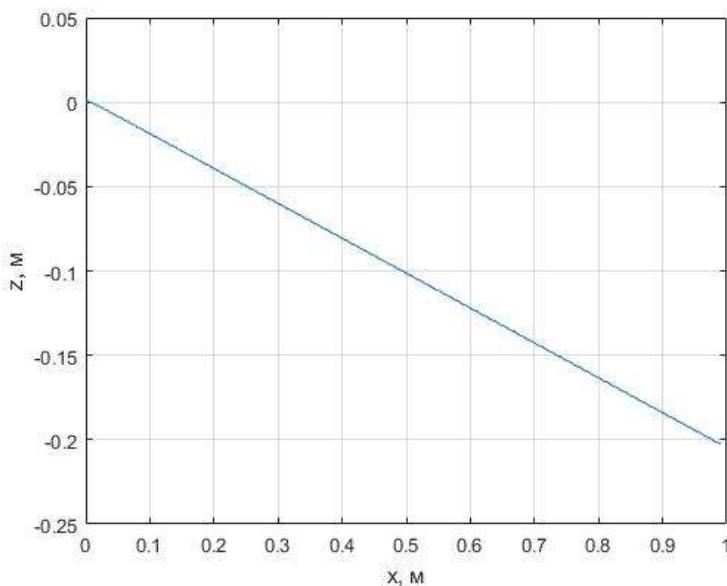


Рисунок 18 – Траектория прямолинейного движения аппарата

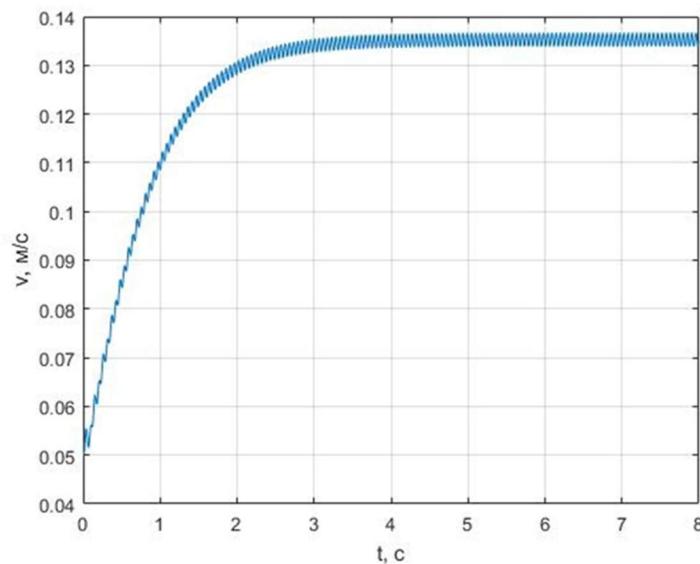


Рисунок 19 – Скорость прямолинейного движения аппарата

Для моделирования движения по круговой траектории необходимо учесть факторы несимметричности геометрии плавника и его колебаний относительно диаметральной плоскости. В первом приближении могут быть использованы соответствующие поправки:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \sin(\omega_p t) + \varepsilon_{00}; \quad (30)$$

$$F_{z2} = F_{z2}^* + F_{z20}; \quad (31)$$

$$M_{y2} = M_{y2}^* + M_{y20}, \quad (32)$$

где ε_{00} – поправка на асимметрию колебаний плавника относительно ДП, рад;
 F_{z20} – поправка к значению боковой силы из-за асимметрии геометрии плавника, Н;
 F_{z2}^* – значение боковой силы, вычисленной на основе (15), Н;
 M_{y20} – поправка к значению гидродинамического момента из-за асимметрии геометрии плавника, Н·м;

M_{y2}^* – значение гидродинамического момента, вычисленного на основе (18), Н·м.

Варьируя значения поправок ε_{00} , F_{z20} и M_{y20} , получим параметры движения по круговой траектории (рисунки 20 и 21). Сравнивая результаты расчета и испытаний, можно отметить хорошее согласование в части значений диаметров циркуляции и скорости установившегося движения (опытные значения $D = 4,26 \cdot L_0$ и $v_1 = 0,1$ м/с, расчетные значения $D = 4,81 \cdot L_0$ и $v_1 = 0,113$ м/с).

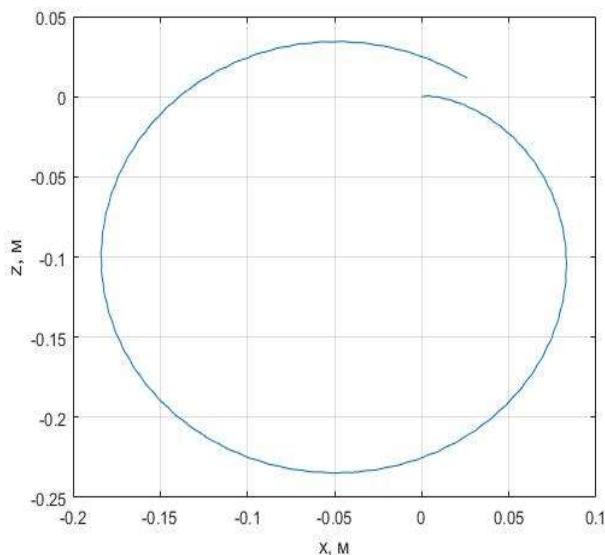


Рисунок 20 – Траектория кругового движения аппарата

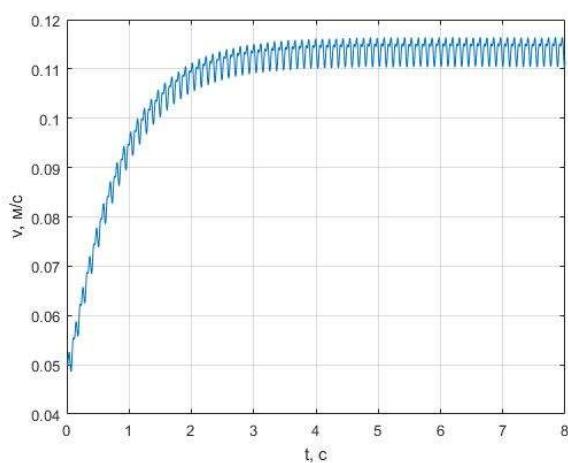


Рисунок 21 – Скорость кругового движения аппарата

Заключение

По результатам исследования и анализа движения простейшего биоморфного робота-рыбы была разработана методика численного моделирования движения АНПА с плавниковым движителем. Параметры движения, полученные расчетным путем, близки к наблюдаемым в испытаниях, что свидетельствует об адекватности используемых математических моделей и численных методов. Определенные погрешности могут возникать из-за неточностей представления реальной геометрии объекта в цифровой модели. Разработанная методика может быть использована при проектировании подводных объектов с плавниковым движителем.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Low K.H., Chong C.W., Zhou Ch. Performance study of a fish robot propelled by a flexible caudal fin // IEEE International Conference on Robotics and Automation. Anchorage. Alaska, USA. May 3 – 8. 2010. P. 90 – 95.
2. Xie F., Li Z., Ding Y., Zhong Y., Du R. An experimental study on the fish body flapping patterns by using a biomimetic robot fish // IEEE Robotics and Automation Letters. Preprint Version. Accepted September. 2019. P. 1 – 8.
3. Митин И.В., Лобов С.А., Щур Н.А., Попов А.В., Казанцев В.Б. Особенности конструкции и управления подводного биоморфного робота тунниморфного типа // Робототехника и техническая кибернетика. 2024. Т. 12. № 1. С. 71 – 80.
4. Слижевский, Н.Б. Гидробионика в судостроении. – Николаев: Изд-во УГМТУ, 2002. – 112 с.
5. Першин С.В., Шаров Я.Ф., Носов Е.П. Гидробионт как адаптивная колебательная система // Бионика. 1973. Вып. 7
6. Романенко Е.В. Гидродинамика дельфинов, рыб и ластоногих // Сборник трудов «Фундаментальная и прикладная гидрофизика». 2008. № 2, С. 13 – 28.
7. Ахмедов Т.Х. Летательные и подводные аппараты с машущими движителями. Монография. – М.: Инфра-Инженерия, 2017. – 192 с.
8. Сухоруков А.Л., Титов М.А. Способ определения позиционных гидродинамических характеристик подводного объекта // Патент на изобретение № 2784549, 2022 г.
9. Сухоруков А.Л., Чернышев И.А. Способ определения демпфирующих гидродинамических характеристик подводного объекта // Патент на изобретение № 2731817, 2020 г.
10. Сухоруков А.Л., Титов М.А. Об устойчивости подводного планера-глайдера на балансировочных режимах движения // Фундаментальная и прикладная гидрофизика. 2016. Т.9. № 3. С. 66 – 79.
11. Фын Я.Ц. Введение в теорию аэроупругости – М.: Физматлит, 1959. – 524 с.
12. Яковлев А.Ю., Ермоляева Е.В. Метод расчета машущего движителя на основе плоских сечений // Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 3 часть 1. С. 41 – 48.
13. Короткин А.И. Присоединенные массы судостроительных конструкций: Справочник. – СПб.: Мор Вест, 2007. – 448 с.
14. Рождественский В.В. Динамика подводной лодки. В 2 томах. Т. 1 – Л.: Судостроение, 1970. – 352 с.
15. Пантов Е.Н., Махин Н.Н., Шереметов Б.Б. Основы теории движения подводных аппаратов. – Л.: Судостроение, 1973. – 216 с.

Коваль Кирилл Алексеевич

АО «ЦКБ МТ «Рубин», г. Санкт-Петербург
Кандидат технических наук, инженер
191119, г. Санкт-Петербург, ул. Марата, 90
Тел. (812) 494-17-08
E-mail:koval.kir2014@yandex.ru

Сухоруков Андрей Львович

АО «ЦКБ МТ «Рубин», г. Санкт-Петербург
Доктор технических наук, заместитель начальника
отдела
191119, г. Санкт-Петербург, ул. Марата, 90
Тел. (812) 494-19-40
E-mail: su_andr@yahoo.com

KOVAL K.A., SUKHORUKOV A.L.

DEVELOPMENT OF THE NUMERICAL SIMULATION OF MOTION PROCEDURE FOR UNDERWATER ROBOT WITH FIN PROPELLER

Abstract. The planar horizontal motion of the basic biomimetic robot is considered in this work. Authors proposed approaches based on numerical simulations useful for calculation of motion parameters for this class of underwater vehicles. The creation of digital model for robot provides calculation of hydrodynamic characteristics based on modern CFD methods for hull and flapping fin propeller that used in numerical integrating of vehicles motion equations. Calculated motion parameters are consistent with the results of tests in container with water. The procedure

of numerical simulation of motion for robot with fin propeller that was developed can be used in design of cheap and effective underwater robotic vehicles.

Keywords: fin propeller, underwater vehicle, numerical simulation, hydrodynamic characteristics, flapping wing.

BIBLIOGRAPHY

1. Low K.H., Chong C.W., Zhou Ch. Performance study of a fish robot propelled by a flexible caudal fin // IEEE International Conference on Robotics and Automation. Anchorage. Alaska, USA. May 3 – 8. 2010. P. 90 – 95.
2. Xie F., Li Z., Ding Y., Zhong Y., Du R. An experimental study on the fish body flapping patterns by using a biomimetic robot fish // IEEE Robotics and Automation Letters. Preprint Version. Accepted September. 2019. P. 1 – 8.
3. Mitin I.V., Lobov S.A., Schur N.A., Popov A.V., Kazantcev V.B. Osobennosti konstrukcii i upravleniya podvodnogo biomorfognogo robota tunnimorfognogo tipa // Robototekhnika i tehnicheskaya kibernetika. 2024. T. 12. № 1. S. 71 – 80.
4. Slizhevskiy, N.B. Gidrobionika v sudostroenii. – Nikolaev: Izd-vo UGMTU, 2002. – 112 s.
5. Pershin S.V., Sharov Ya.F., Nosov E.P. Gidrobiont kak adaptivnaya kolebatelnaya sistema // Bionika. 1973. Vyp. 7
6. Romanenko E.V. Gidrodinamika delfinov, ryb i lastonogih // Sbornik trudov «Fundamentalnaya i prikladnaya gidrofizika». 2008. № 2. S. 13 – 28.
7. Ahmedov T.H. Ахмедов Т.Х. Letatelnye i podvodnye apparaty s mashuschimi dvizhitelyami. Monografiya. – M.: Infra-Inzheneriya, 2017. – 192 s.
8. Sukhorukov A.L., Titov M.A. Sposob opredeleniya pozicionnyh gidrodinamicheskikh harakteristik podvodnogo obyekta // Patent na izobretenie № 2784549, 2022 г.
9. Sukhorukov A.L., Chernyshev I.A. Sposob opredeleniya dempfiruyuschih hidrodinamicheskikh harakteristik podvodnogo obyekta // Patent na izobretenie № 2731817, 2020 г.
10. Sukhorukov A.L., Titov M.A. Ob ustoychivosti podvodnogo planera-glaidera na balansirovochnyh rezhimah dvizheniya // Fundamentalnaya i prikladnaya hidrofizika. 2016. T.9. № 3. S. 66 – 79.
11. Fung Y.C. Vvedenie v teoriyu aerouprugosti – M.: Fizmatlit, 1959. – 524 c.
12. Yakovlev A.Yu., Ermolaeva E.V. Metod rascheta mashuschego dvizhitelya na osnove ploskih secheniy // Morskie intellektualnye tehnologii. 2024. № 3 chast 1. S. 41 – 48.
13. Korotkin A.I. Prisoedinennye massy sudostroitelnyh konstrukciy: Spravochnik. – SPb.: Mor Vest, 2007. – 448 s.
14. Rozhdestvenskiy V.V. Dinamika podvodnoy lodki. V 2 tomah. T. 1 – L.: Sudostroenie, 1970. – 352 s.
15. Pantov E.N., Mahin N.N., Sheremetov B.B. Osnovy teorii dvizheniya podvodnyh apparatov. – L.: Sudostroenie, 1973. – 216 s.

Koval Kirill Alekseevich

Central Design Bureau for Marine Engineering
“Rubin”, St. Petersburg
Candidate of Engineering Sciences, Engineer
191119, St. Petersburg, 90 Marata str.
Ph.: (812) 494–17–08
E-mail: koval.kir2014@yandex.ru

Sukhorukov Andrei Lvovich

Central Design Bureau for Marine Engineering “Rubin”,
St. Petersburg
Doctor of Engineering Sciences, Deputy Head of
Department
191119, St. Petersburg, 90 Marata str.
Ph.: (812) 494–19–40
E-mail: su_andr@yahoo.com

© Коваль К.А., Сухоруков А.Л., 2025

ГОДЖАЕВ З.А., ШЕХОВЦОВ В.В., СОКОЛОВ-ДОБРЕВ Н.С., ПОТАПОВ П.В.,
КЛЕМЕНТЬЕВ Е.В., ДОЛОТОВ А.А., ЕВСЕЕВА А.А.

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ С ЦЕЛЬЮ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ УПРУГОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИБРОИЗОЛЯТОРОВ САЛОНА МИКРОАВТОБУСА «СКОРАЯ ПОМОЩЬ»

Аннотация. Авторами на основе разработанной математической модели микроавтобуса «Скорая медицинская помощь» выполнены расчетные исследования собственных частотных свойств колебаний кузова на его виброизоляторах. Выполнен анализ влияния на собственные частоты уменьшения-увеличения жесткости виброизоляторов на 30 %. Проанализированы возможности резонансных явлений при колебаниях с данными собственными частотами. Получены амплитудно- и фазочастотные характеристики вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний кузова на виброизоляторах, на основе которых выполнен анализ возможностей снижения вибонагруженности салона микроавтобуса за счет различных сочетаний уменьшения-увеличения жесткости передних и задних виброизоляторов. Выполнена средневзвешенная оценка эффективности виброизоляторов, которая показала, что наилучшая виброзащита салона микроавтобуса обеспечивается при уменьшении жесткости на 30 % передних виброизоляторов и увеличении на 30 % задних – для всех видов колебаний.

Ключевые слова: микроавтобус, устройство крепления кузова, математическая модель, собственные частоты колебаний, амплитудно- и фазочастотные характеристики, снижение вибонагруженности салона.

Введение

Транспортировка больных в медучреждения как в городской, так и в сельской местности в большинстве случаев осуществляется специальными микроавтобусами «Скорая медицинская помощь». Эти машины производятся обычно на платформе микроавтобусов, предназначенных для использования в качестве маршрутных такси. Их салон оснащается необходимым медицинским оборудованием и приборами, кушеткой для больного и сиденьями для медперсонала и сопровождающего. При этом конструктивные изменения, направленные на создание в салоне специальных условий для перевозки больного, не вносятся. На шумо-виброзащищенность салона этих машин существенное влияние имеет конструкция упругого крепления кузова к раме. В системе подпрессоривания кузова для разных машин используется от 8 до 10 резинометаллических виброизоляторов (рисунок 1). Опыт эксплуатации показывает [1, 2], что они не обеспечивают необходимую защиту салона от шумов и вибраций как при движении в городских условиях, так и – особенно – в сельской местности. Повышенная шумо-вибонагруженность салона оказывает негативное влияние на состояние больного и на утомляемость медперсонала. Вибрации приводят кискажению показаний медицинских приборов. Одним из путей устранения этого недостатка является совершенствование системы упругого крепления кузова к раме. От упруго-диссипативных характеристик этой системы зависят собственные частоты колебаний кузова на упругой подвеске из виброизоляторов, которые определяют вероятность резонансных колебаний кузова. В штатной конструкции крепления кузова к раме использованы виброизоляторы с одинаковой жесткостью; тем временем при переменных режимах движения (разгон, торможение, поворот) передние и задние виброизоляторы нагружаются неодинаково [3, 4, 5, 6]. Следовательно, необходимо определить лучшие сочетания жесткости виброизоляторов для снижения вибонагруженности салона. В настоящей статье представлены результаты расчетных исследований, направленных на решение этих задач.

1. Определение собственных частот колебаний кузова

Для выполнения расчетных исследований были разработаны динамическая и математическая модели микроавтобуса на примере ГАЗ-А31R32, крепление кузова к раме которого осуществляется с помощью 10 виброизоляторов. Подробно эти модели описаны в статье [7]. С помощью этих моделей выполнен ряд расчетных исследований. На первом этапе выполнено определение спектра собственных частот колебаний кузова на виброизоляторах.

Расчет выполнен при начальных упруго-инерционных и диссипативных параметрах виброизоляторов, а также при изменении их упругих характеристик.

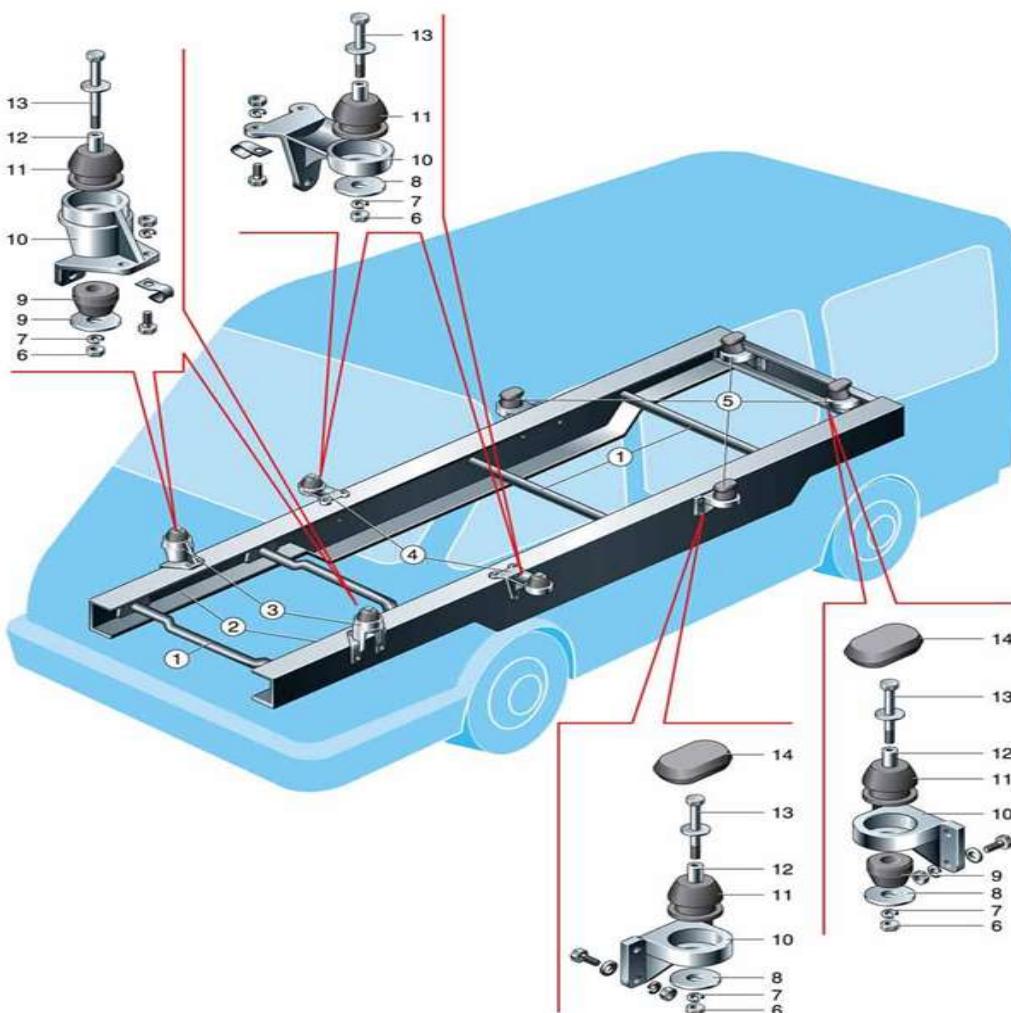


Рисунок 1 - Пример крепления кузова к раме автомобилей семейства ГАЗЕЛЬ:

1 – поперечины; 2 – лонжероны; 3 – передние опоры кузова; 4 – средние опоры кузова; 5 – задние опоры кузова, 6 – гайки; 7, 8 – шайбы; 9, 11 – резиновые подушки; 12 – втулки; 13 – болты; 14 – заглушки

Принято, что изменение жесткости виброизоляторов без изменения их конструкции, то есть за счет использования резины с другой жесткостью, может осуществляться в пределах порядка 20-30 % от ее начального значения. В ходе исследований изменялись параметры четырех передних и шести задних виброизоляторов. Определены собственные частоты модели с начальными параметрами, далее жесткость передних и задних виброизоляторов была уменьшена, а затем увеличена на 30 %. Также определен спектр собственных частот при одновременном уменьшении жесткости передних виброизоляторов на 30 % и увеличении задних на 30 %, и наоборот – при увеличении жесткости передних на 30 % и уменьшении жесткости задних на 30 %. Результаты приведены в таблице 1.

Анализ полученных данных показал:

1. Диапазон собственных частот модели – от 0,4 до 37 Гц. Вероятность возникновения резонансных явлений при колебаниях с собственными частотами с 1-й по 3-ю невелика, так как во время движения машины практически все возмущающие воздействия (от двигателя, трансмиссии и ходовой системы и подвески) имеют частоты выше 1 Гц. При этом колебания с этими частотами являются комфортными для восприятия человеческим организмом и не могут оказывать негативного влияния на состояние пациента и медперсонала.

2. Колебания с более высокими собственными частотами, от 8 до 37 Гц, при возникновении резонансных явлений от выше перечисленных источников могут оказывать существенное негативное влияние на пациента, медперсонал и приборы.

Таблица 1 - Изменение собственных частот модели

№ частоты	Начальная модель	70 % перед. 70 % задн.	130 % перед. 130 % задн.	70 % перед. 130 % задн.	130 % перед. 70 % задн.
1	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39
2	0,59	0,59	0,59	0,59	0,58
3	0,80	0,80	0,80	0,80	0,80
4	8,13	7,88	8,26	7,93	8,28
5	18,12	18,23	18,07	18,10	18,20
6	18,21	18,36	18,15	18,19	18,23
7	21,25	18,86	23,18	19,46	22,87
8	23,06	22,78	23,34	22,86	23,24
9	24,45	23,26	24,58	24,54	24,32
10	26,19	26,19	26,19	26,19	26,19
11	30,72	26,28	35,33	31,64	27,43
12	33,35	27,61	36,35	35,81	29,82
13	34,78	34,63	36,96	36,38	35,85

3. Изменение жесткости виброизоляторов в сторону увеличения и уменьшения на 30 % не вызывает изменения 1-ой, 2-ой, 3-ей и 10-ой собственных частот. Более существенно изменяются (примерно на 13 %): 7-я собственная частота – от 18,21 до 23,18 Гц, 11-я – от 26,28 до 35,33 Гц и 12-ая – от 27,61 до 36,35 Гц.

2. Амплитудно- и фазочастотные характеристики модели подпрессоривания кузова

Для качественной оценки влияния изменения упругих характеристик виброизоляторов кузова на вибонагруженность салона построены АЧХ и ФЧХ его виброперемещений и виброускорений. Характеристики построены для вертикальных, продольно-угловых и поперечно- угловых колебаний кузова. На основании разработанной модели [] автоматизированным методом определены передаточные функции для каждого из перечисленных видов колебаний. Для вертикальных колебаний входным сигналом было одновременное вертикальное кинематическое воздействие на все 4 колеса, выходным – вертикальное ускорение или вертикальное перемещение кузова. Для продольно-угловых колебаний входным сигналом было кинематическое воздействие только на два передних колеса, выходным – угловое ускорение или угловое перемещение кузова при продольно-угловых колебаниях. Для того, что бы сохранить размерность входного и выходного сигнала, кинематическое воздействие на передние колеса преобразовывалось в угловое воздействие посредством тригонометрических функций:

$$\delta(t) = \operatorname{arctg} \left(\frac{F(t)}{b} \right),$$

где $\delta(t)$ – входной сигнал (продольно-угловое воздействие, учитываемое передаточной функцией);

$F(t)$ – кинематическое вертикальное воздействие на передние колеса;

b – расстояние от центра масс кузова до передних колес.

Для поперечно-угловых колебаний входным сигналом являлось кинематическое воздействие на два правых колеса – переднее и заднее. Выходным сигналом – угловое ускорение или угловое перемещение кузова при поперечно-угловых колебаниях. Кинематическое воздействие на боковые колеса также преобразовывалось в угловое воздействие посредством тригонометрических функций:

$$\varepsilon(t) = \operatorname{arctg} \left(\frac{F(t)}{s} \right),$$

где $\varepsilon(t)$ – входной сигнал (поперечно-угловое воздействие, входящее в передаточную функцию);

$F(t)$ – кинематическое вертикальное воздействие на передние колеса;

s – расстояние от центра масс кузова до боковых колес.

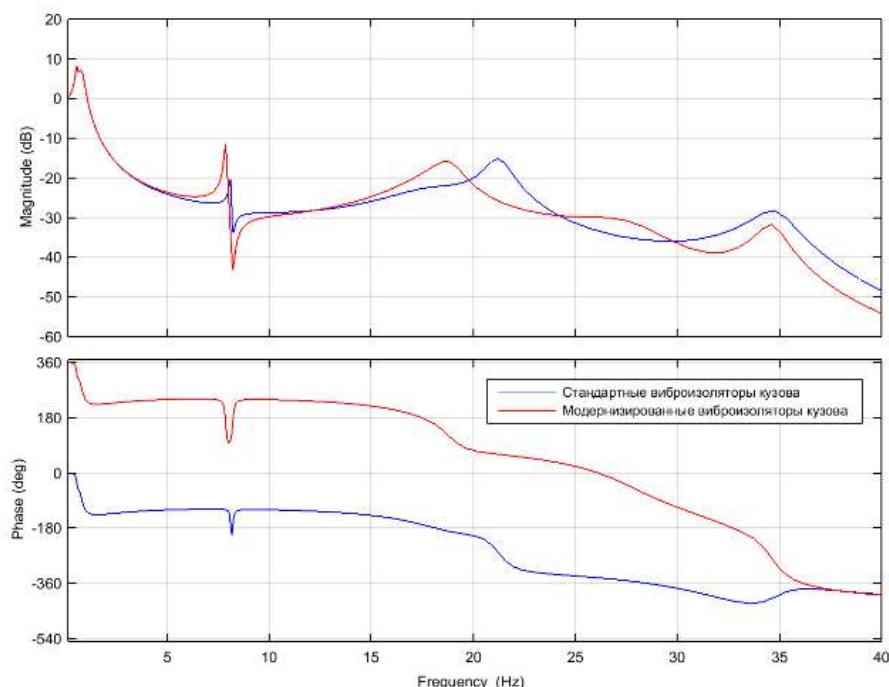


Рисунок 2 - АЧХ и ФЧХ вибропреремещений кузова при кинематическом воздействии на все колеса (жесткость виброизоляторов уменьшена на 30 %)

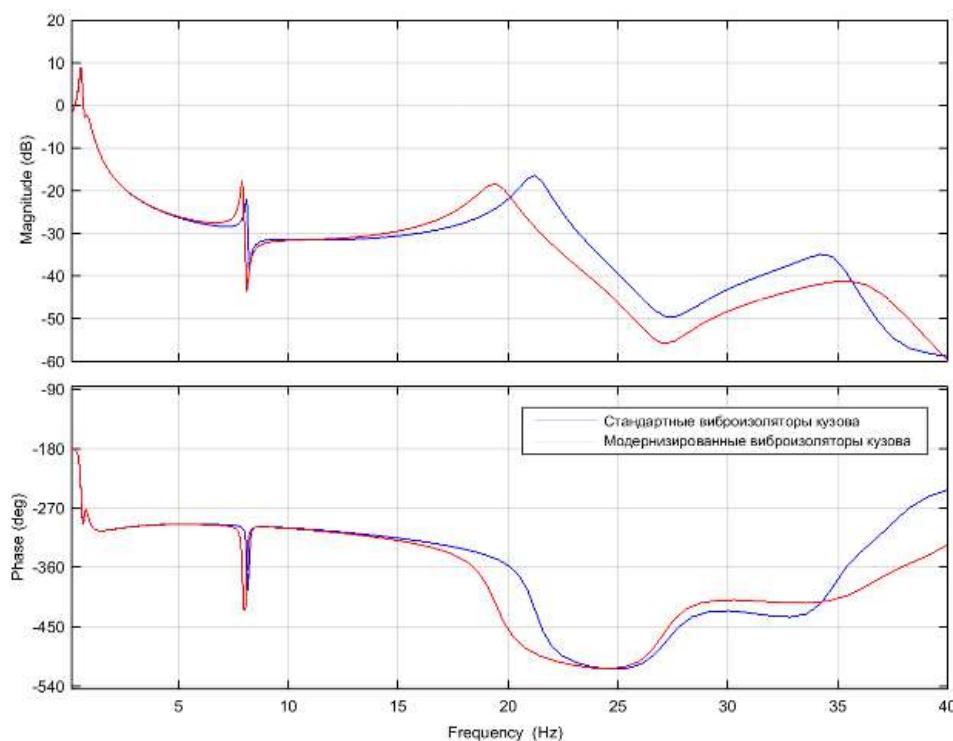
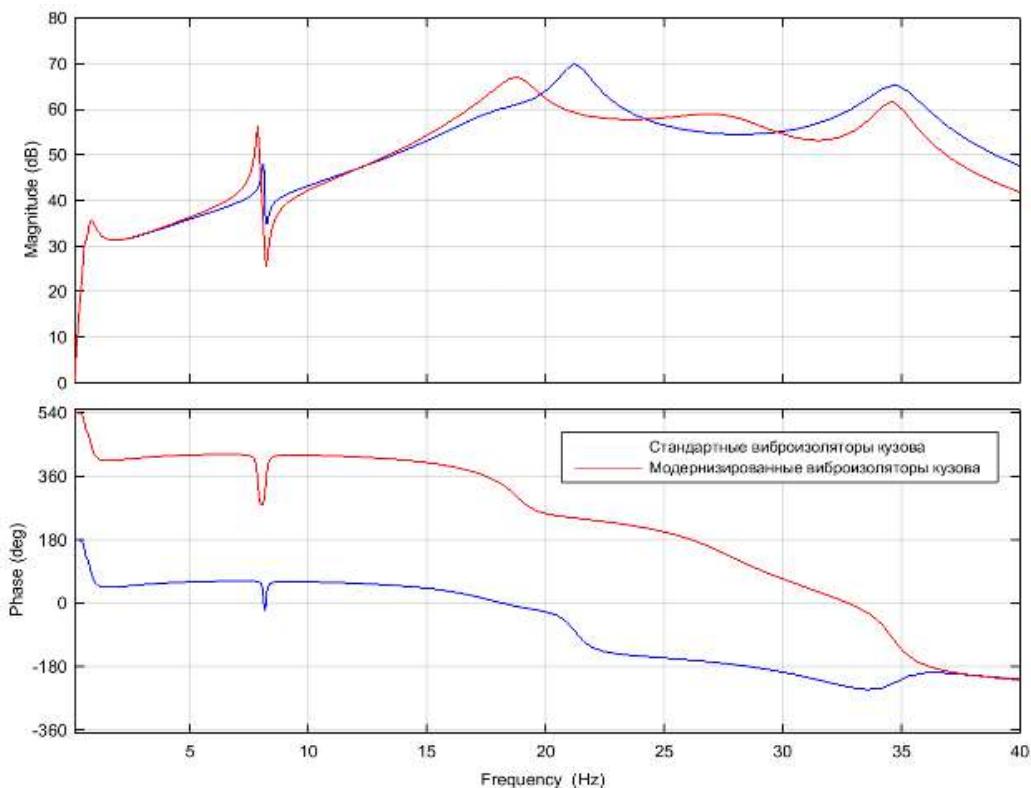
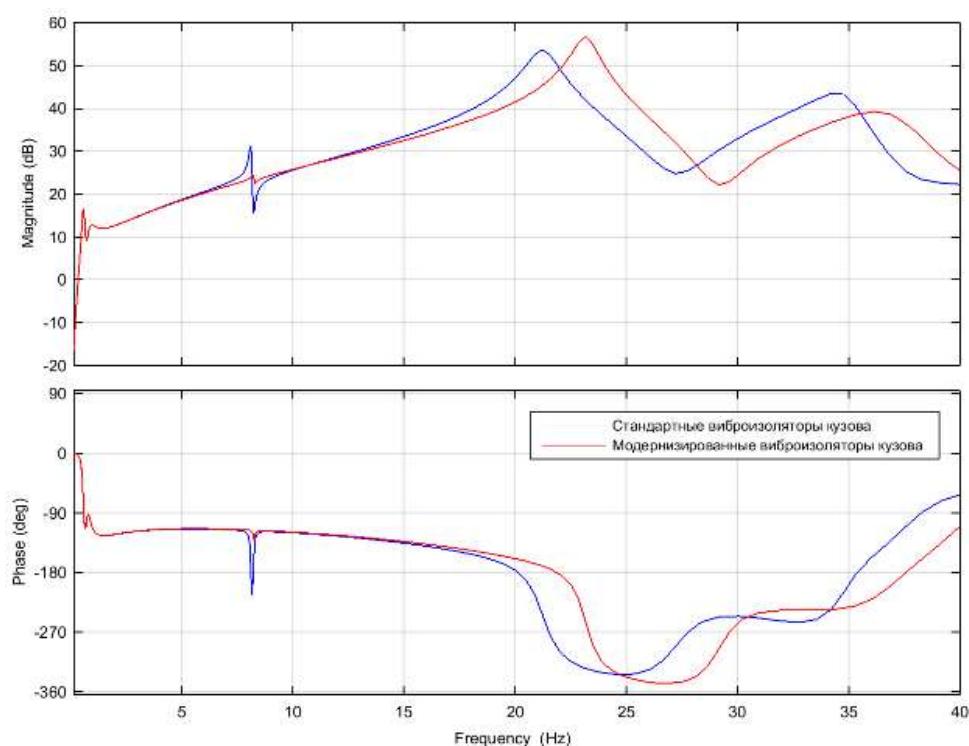


Рисунок 3 - АЧХ и ФЧХ вибропреремещений кузова при кинематическом воздействии на передние колеса (жесткость виброизоляторов увеличена на 30 %)

Исследования проводились в диапазоне частот от 0 до 40 Гц, так как именно в этот диапазон попадают все собственные частоты системы. На основе результатов исследований построено семейство АЧХ и ФЧХ модели при использовании виброизоляторов кузова с уменьшенной и увеличенной на 30 % жесткостью. Примеры полученных АЧХ и ФЧХ виброперемещений представлены на рисунок 2 и 3, виброускорений – на рисунок 4 и 5.



*Рисунок 4 - АЧХ и ФЧХ виброускорений кузова при кинематическом воздействии на все колеса
(жесткость виброизоляторов уменьшена на 30 %)*



*Рисунок 5 - АЧХ и ФЧХ виброускорений кузова при кинематическом воздействии на передние колеса
(жесткость виброизоляторов увеличена на 30 %)*

3. Анализ полученных характеристик

Анализ полученных характеристик свидетельствует о том, что уменьшение жесткости всех виброизоляторов на 30 % приводит к увеличению виброускорений и виброперемещений кузова в диапазоне частот 5-7 Гц, 11-20 Гц и 24-30 Гц, а незначительное ее уменьшение наблюдается только в диапазонах 20-23 Гц и 30-40 Гц. При поперечно-угловых колебаниях ее увеличение имеет место в диапазоне частот 13-27 Гц, в других диапазонах она остается примерно постоянной. При продольно-угловых колебаниях виброускорения и виброперемещения возрастают в диапазонах 5-7 Гц, 10-20 Гц и 25-32 Гц. Снижение вибонагруженности наблюдается только в диапазоне 20-25 Гц.

Увеличение жесткости всех виброизоляторов на 30 % приводит к увеличению вибонагруженности при вертикальных колебаниях в диапазонах частот 7-13 Гц, 22-27 Гц и 37-40 Гц; ее незначительное снижение наблюдается только в диапазонах частот 15-23 Гц и 27-35 Гц. При поперечно-угловых колебаниях вибонагруженность увеличивается в диапазоне 32-40 Гц, а в остальных диапазонах остается постоянной. При продольно-угловых колебаниях вибонагруженность увеличивается в диапазонах частот 22-27 Гц и 36-40 Гц и незначительно снижается в диапазонах 14-22 Гц и 27-35 Гц.

Увеличение жесткости передних виброизоляторов на 30 % с уменьшением жесткости задних на 30 % приводит к увеличению вибонагруженности кузова при вертикальных колебаниях в диапазоне частот 22-30 Гц. При поперечно-угловых колебаниях вибонагруженность остается практически одинаковой во всем диапазоне частот от 0 до 40 Гц. При продольно-угловых колебаниях она возрастает в диапазонах 22-31 Гц и 35-40 Гц. Незначительное уменьшение вибонагруженности при всех видах колебаний начинается только в верхнем диапазоне частот, начиная с 35 Гц.

Наилучшие результаты по снижению вибонагруженности кузова наблюдаются при снижении жесткости передних виброизоляторов на 30 % с одновременным увеличением жесткости задних на 30 %. Так, при вертикальных колебаниях она уменьшается в диапазоне 20-35 Гц, в остальных диапазонах остается постоянной. На поперечно-угловые колебания изменения жесткости в этих пропорциях практически не оказывает никакого влияния. При продольно-угловых колебаниях вибонагруженность уменьшается также в диапазоне 20-35 Гц, в остальных диапазонах практически не изменяется.

4. Оценка эффективности изменения упругих характеристик виброизоляторов

Для определения наилучших значений жесткости виброизоляторов выполнена средневзвешенная оценка их эффективности. Она используется для количественного сравнения двух или более виброизоляторов, когда их АЧХ различаются в разных частях частотного диапазона. Оценка позволяет определить приоритетность определенных частот, присваивая им весовые коэффициенты, и получить обобщенную характеристику эффективности. Формула взвешенной оценки:

$$E = \int_{f_1}^{f_2} \omega(f) T(f) df,$$

где E – интегральная оценка эффективности виброизолятора (меньшее значение свидетельствует о лучшей виброизоляции);

f_1, f_2 – нижняя и верхняя границы частотного диапазона;

$\omega(f)$ – весовая функция, отражающая важность каждой частоты в диапазоне. Она может быть константой или функцией, зависящей от частоты. Целесообразно применение в качестве весовой функции экспериментальных значений вибонагруженности кузова в частотном диапазоне, либо их спектральную плотность.

$T(f)$ – коэффициент передачи вибрации на частоте f , который определяется как отношение амплитуды выходного виброперемещения к амплитуде входного (обычно определяется из АЧХ).

При дискретных данных АЧХ интеграл заменяется суммированием:

$$E = \sum_{i=1}^N \omega(f_i) T(f_i) \Delta f,$$

где f_1, f_2 – дискретные частоты;
 Δf – шаг изменения частоты;
N – количество частотных точек в диапазоне.

Полученные значения средневзвешенной оценки эффективности виброизоляторов представлены в таблице 2.

Таблица 2 - Средневзвешенная оценка эффективности виброизоляторов

Колебания	Начальная модель	70 % перед. 70 % задн.	130 % перед. 130 % задн.	130 % перед. 70 % задн.	70 % перед. 130 % задн.
Вертикальные	77,79	79,26	77,88	78,34	77,71
Продольно-угловые	10,45	10,63	10,53	11,04	10,28
Поперечно-угловые	164,37	165,50	164,12	165,43	164,09

Анализ данных таблицы свидетельствует о том, что минимальные значения средневзвешенной оценки эффективности виброизоляторов достигаются при уменьшении жесткости на 30 % передних виброизоляторов и увеличении на 30 % задних – для всех видов колебаний.

Таким образом, наилучшая виброзащита салона микроавтобуса обеспечивается при значениях $C_{\text{перед}} = 322000 \text{ Н/м}$ и $C_{\text{зад}} = 598000 \text{ Н/м}$.

Выводы

1. На основе разработанной математической модели специального микроавтобуса «Скорая медицинская помощь» выполнены расчетные исследования собственных частотных свойств колебаний кузова на виброизоляторах устройства его крепления к раме. Выполнен анализ влияния на собственные частоты уменьшения-увеличения жесткости виброизоляторов на 30 %. Проанализированы возможности резонансных явлений при колебаниях с данными собственными частотами.

2. Получены амплитудно- и фазочастотные характеристики вертикальных, продольно-угловых и поперечно-угловых колебаний кузова на виброизоляторах, на основе которых выполнен анализ возможностей снижения вибонагруженности салона микроавтобуса за счет различных сочетаний уменьшения-увеличения жесткости передних и задних виброизоляторов.

3. Выполнена средневзвешенная оценка эффективности виброизоляторов, которая показала, что наилучшая виброзащита салона микроавтобуса обеспечивается при уменьшении жесткости на 30 % передних виброизоляторов и увеличении на 30 % задних – для всех видов колебаний.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Удиванов, Е.С. Анализ вертикальных виброускорений салона автомобиля скорой медицинской помощи / Е.С. Удиванов // Конкурс научно-исследовательских работ студентов Волгоградского государственного технического университета (г. Волгоград, 25-29 апреля 2022 г.): тез. докл. / редкол.: С. В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.] / редкол.: С. В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ, Отдел координации научных исследований молодых ученых УНИИ, Общество молодых ученых. – Волгоград, 2022. – С. 110-111.
2. Вибрации в конструкциях автомобилей скорой медицинской помощи / Е.С. Удиванов, М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев, А.И. Искалиев // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2022. – № 2 (39). – С. 45-50.
3. Совершенствование устройства крепления кузова к раме автомобиля скорой медицинской помощи / Е.В. Клементьев, В.В. Шеховцов, П.В. Потапов, Н.С. Соколов-Добрев, Е.С. Удиванов, А.В. Евсеева, Н.М. Лазаренков // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. - 2025. - № 1 (50). - С. 71-77. - DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-71-77.
4. Евсеева, А.В. Конструктивные мероприятия по совершенствованию виброзащиты салона микроавтобусов скорой помощи / А.В. Евсеева // XXIX Региональная конференция молодых ученых и исследователей Волгоградской области (г. Волгоград, 16 сентября – 15 ноября 2024 г.): сб. материалов конф. / редкол.: С. В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2024. – С. 59.

5. П. м. 231722 Российская Федерация, МПК G01M 13/02 Виброизолирующее крепление кузова к раме транспортного средства / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, П.В. Потапов, Е.В. Клементьев, А.В. Евсеева, Е.С. Удиванов, А.И. Искалиев; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2025.

6. П. м. 231736 Российская Федерация, МПК G01M 13/02 Виброизолирующее крепление кузова к раме транспортного средства / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, П.В. Потапов, Е.В. Клементьев, А.В. Евсеева, Е.С. Удиванов, А.И. Искалиев; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2025.

7. Разработка динамической и математической моделей микроавтобуса скорой медицинской помощи для анализа характеристик системы виброзащиты салона / Е.В. Клементьев, В.В. Шеховцов, П.В. Потапов, Н.С. Соколов-Добрев, Е.С. Удиванов, А.В. Евсеева, А.А. Лавренюк // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. - 2025. - № 1 (50). - С. 61-70. - DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-61-70.

Годжаев Захид Адыгезалович

доктор технических наук,
профессор, член-корреспондент
РАН, заместитель директора
ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 109428, РФ,
г. Москва, 1-й Институтский
проезд, дом 5, тел. (499) 171-43-49,
fic51@mail.ru.

Шеховцов Виктор Викторович

доктор технических наук,
профессор, профессор кафедры
«Техническая эксплуатация и
ремонт автомобилей»
Волгоградского государственного
технического университета,
400005, РФ, г. Волгоград, пр-т
Ленина, 28, тел. (8442) 24-81-16,
shehovtsov@vstu.ru.

Соколов-Добрев Николай Сергеевич

доцент кафедры «Техническая
эксплуатация и ремонт
автомобилей» Волгоградского
государственного технического
университета, 400005, РФ, г.
Волгоград, пр-т Ленина, 28, тел.
(8442) 24-81-16,
cran_berry@mail.ru.

Потапов Павел Викторович

доцент кафедры «Техническая
эксплуатация и ремонт
автомобилей» Волгоградского
государственного технического
университета, 400005, РФ, г.
Волгоград, пр-т Ленина, 28, тел.
(8442) 24-81-62,
paulflinx@gmail.com.

Клементьев Евгений Владимирович

аспирант кафедры «Техническая
эксплуатация и ремонт
автомобилей» Волгоградского
государственного технического
университета, 400074, Волгоград,
ул. Академическая 1, тел. (8442)
97-48-67, e-eevgenii@mail.ru.

Долотов Александр Александрович

доцент кафедры «Техническая
эксплуатация и ремонт
автомобилей» Волгоградского
государственного технического
университета, 400005, РФ, г.
Волгоград, пр-т Ленина, 28, тел.
(8442) 24-81-16,
a_dolotov@vstu.ru.

Евсеева Апполинария Владимировна

аспирант кафедры «Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей» Волгоградского государственного технического университета, 400005, РФ, г. Волгоград, пр-т Ленина, 28, тел. (8442) 24-81-16, evseeva_apollinariya@mail.ru.

GODZHAEV Z.A., SHEKHOVTSOV V.V., SOKOLOV-DOBREV N.S., POTAPOV P.V.,
KLEMENTIEV E.V., DOLOTOV A.A., EVSEEVA A.V.

**COMPUTATIONAL STUDIES AIMED TO SELECTION
OF PARAMETERS OF SPRING CHARACTERISTICS OF AMBULANCE
VAN CABIN VIBRATION ISOLATORS**

Abstract. This paper presents results of computational studies of natural frequencies of the cabin on mounts made by the authors on the base of the developed mathematical model. Also, analysis of influence of increased and reduced vibration isolators stiffness by 30% on natural frequencies was made. Possibilities of resonance occurrence for mentioned natural frequencies were analyzed. Amplitude- and phase-frequency responses of vertical, longitudinal-angular and lateral-angular body vibrations on mounts were obtained. It provides further analysis of possible ways for reducing vibration load of the van cabin due using of various combinations of increased and reduced stiffnesses of front and rear vibration isolators (mounts). Made weighted average estimation of vibrations isolators efficiency shown that the best vibration protection of the van cabin from every type of vibrations is provided when front vibration isolators have stiffness reduced by 30% and rear vibration isolators have stiffness increased by 30%.

Keywords: van, body mount, mathematical model, natural frequencies, amplitude- and phase-responses, cabin vibration protection.

BIBLIOGRAPHY

1. Udivanov, E.S. Analiz vertikalnyh vibrouskorenij salona avtomobilya skoroj medicinskoj pomoshchi / E.S. Udivanov // Konkurs nauchno-issledovatelskih rabot studentov Volgogradskogo gosudarst-vennogo tekhnicheskogo

universiteta (g. Volgograd, 25-29 aprelya 2022 g.): tez. dokl. / redkol.: S. V. Kuzmin (otv. red.) [i dr.] / redkol.: S. V. Kuzmin (otv. red.) [i dr.]; VolgGTU, Otdel koordinacii nauchnyh issle-dovanij molodyh uchenyh UNiI, Obshchestvo molodyh uchenyh. – Volgograd, 2022. – C. 110-111.

2. Vibracii v konstrukciyah avtomobilej skoroj medicinskoj pomoshchi / E.S. Udivanov, M.V. Lya-shenko, V.V. Shekhovcov, E.V. Klementev, A.I. Iskaliev // Energo- i resursosberezenie: promyshlennost i transport. – 2022. – № 2 (39). – C. 45-50.

3. Sovershenstvovanie ustrojstva krepleniya kuzova k rame avtomobilya skoroj medicinskoj pomoshchi / E.V. Klementev, V.V. Shekhovcov, P.V. Potapov, N.S. Sokolov-Dobrev, E.S. Udivanov, A.V. Evseeva, N.M. Lazarenkov // Energo- i resursosberezenie: promyshlennost i transport. – 2025. – № 1 (50). – C. 71-77. – DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-71-77.

4. Evseeva, A.V. Konstruktivnye meropriyatiya po sovershenstvovaniyu vibrozashchity salona mikro-avtobusov skoroj pomoshchi / A.V. Evseeva // XXIX Regionalnaya konferenciya molodyh uchenyh i issledovatelej Volgogradskoj oblasti (g. Volgograd, 16 sentyabrya – 15 noyabrya 2024 g.): sb. materialov konf. / redkol.: S. V. Kuzmin (otv. red.) [i dr.]; VolgGTU [i dr.]. – Volgograd, 2024. – C. 59.

5. P. m. 231722 Rossijskaya Federaciya, MPK G01M 13/02 Vibroizoliruyushchee kreplenie kuzova k rame transportnogo sredstva / V.V. Shekhovcov, M.V. Lyashenko, P.V. Potapov, E.V. Klementev, A.V. Evseeva, E.S. Udivanov, A.I. Iskaliev; FGBOU VO VolgGTU. – 2025.

6. P. m. 231736 Rossijskaya Federaciya, MPK G01M 13/02 Vibroizoliruyushchee kreplenie kuzova k rame transportnogo sredstva / V.V. Shekhovcov, M.V. Lyashenko, P.V. Potapov, E.V. Klementev, A.V. Evseeva, E.S. Udivanov, A.I. Iskaliev; FGBOU VO VolgGTU. – 2025.

7. Razrabotka dinamicheskoy i matematicheskoy modeley mikroavtobusa skoroj medicinskoj pomoshchi dlya analiza harakteristik sistemy vibrozashchity salona / E.V. Klementev, V.V. Shekhovcov, P.V. Pota-pov, N.S. Sokolov-Dobrev, E.S. Udivanov, A.V. Evseeva, A.A. Lavrenyuk // Energo- i resursosberezenie: promyshlennost i transport. – 2025. – № 1 (50). – C. 61-70. – DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-61-70.

Godzhaev Zakhid Adygezalovich

doctor in technical science,
professor, Corresponding Member of
RAS, vice director of FSBSI FSAC
VIM, 109428, Russia, Moscow, 1st
Institutsky proezd, 5, tel (499)171-
43-49, ffc51@mail.ru.

Shekhovtsov Viktor Viktorovich

doctor in technical science,
professor, professor of Technical
Operation and Service of
Automobiles Department, Volgograd
state technical university, 400005,
RF, Volgograd, Lenin ave. 28, tel.
(8442) 24-81-62,
shehovtsov@vstu.ru

Sokolov-Dobrev Nikolay Sergeevich

candidate of technical science,
docent at Technical Operation and
Service of Automobiles Department,
Volgograd state technical university,
400005, RF, Volgograd, Lenin ave.
28, tel. (8442) 24-81-62,
cran_bery@mail.ru.

Potapov Pavel Viktorovich

candidate of technical science,
docent at Technical Operation and
Service of Automobiles Department,
Volgograd state technical university,
400005, RF, Volgograd, Lenin ave.
28, tel. (8442) 24-81-62,
paulflinx@gmail.com

Klementiev Evgeniy Vladimirovich

postgraduate student at the Technical
Operation and Service of
Automobiles Department, Volgograd
state technical university, 400005,
RF, Volgograd, Lenin ave. 28, tel.
(8442) 24-81-62, e-
eevgenii@mail.ru

Dolotov Aleksandr Aleksandrovich

Associate Professor at the Technical
Operation and Service of
Automobiles Department, Volgograd
state technical university, 400005,
RF, Volgograd, Lenin ave. 28, tel.
(8442) 24-81-62,
dolotov_aleks@mail.ru

Evseeva Appolinariya Vladimirovna

postgraduate student at the Technical Operation and Service of Automobiles Department, Volgograd state technical university, 400005, RF, Volgograd, Lenin ave. 28, tel. (8442) 24-81-62, evseeva_apollinariya@mail.ru

© Годжаев З.А., Шеховцов В.В., Соколов-Добрев Н.С., Потапов П.В., Клементьев Е.В., Долотов А.А., Евсеева А.А., 2025

ГОДЖАЕВ З.А., ШЕХОВЦОВ В.В., ПОТАПОВ П.В., КЛЕМЕНТЬЕВ Е.В.,
ДОЛОТОВ А.А., ЕВСЕЕВА А.А.

НОВЫЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ УСТРОЙСТВА КРЕПЛЕНИЯ КУЗОВА К РАМЕ МИКРОАВТОБУСА «СКОРАЯ ПОМОЩЬ»

Аннотация. В статье показано, что высокая вибронагруженности салона специальных отечественных микроавтобусов «Скорая медицинская помощь» во время транспортировки пациентов в городских условиях и в сельской местности оказывает негативное влияние на состояние здоровья перевозимого пациента, вызывает повышенную утомляемость медперсонала и сбои в работе установленного в салоне медицинского оборудования и приборов. Вибрационные нагрузки в салон передаются от рамы автомобиля через устройство крепления кузова к раме: в вертикальном направлении – от ходовой системы и подвески остова при перемещениях по неровностям пути; в продольном и поперечном направлениях – инерционные нагрузки при изменениях скорости и направления движения (разгон, торможение, поворот). В статье рассмотрены предложенные авторами варианты новых технических решений устройств крепления кузова к раме, обладающих более высокими упруго-диссипативными свойствами и обеспечивающих вследствие этого лучшую защиту от перечисленных вибрационных нагрузок пациента, медперсонала и медицинских приборов.

Ключевые слова: микроавтобус, кузов, устройство крепления, вибрационные нагрузки, виброизолятор, упруго-демпфирующие свойства, снижение вибронагруженности салона.

Введение

Парк специальных автомобилей «Скорой помощи» в большинстве медицинских учреждений страны состоит преимущественно из микроавтобусов отечественного, редко зарубежного производства. Их используют для транспортировки пациентов в городских, пригородных условиях, а также в сельской местности. Из отечественных в основном используются разные модели и модификации машин семейства «Газель», изначально рассчитанные на использование в качестве маршрутных такси. Их салон оснащается кушеткой для транспортировки больного, сиденьями для медперсонала и сопровождающего, необходимым медицинским оборудованием и приборами (рисунок 1). Существенные изменения в устройство автомобилей, касающиеся специального конструирования кузова, систем подпрессоривания автомобиля и кузова, не вносятся. Тем временем опыт показывает [1, 2], что условия шумо-виброзащищенности салона таких машин оказываются недостаточными. При перемещении в сельской местности по грунтовым дорогам ускорения в салоне от колебаний кузова на подвеске превышают допустимые нормы. Движение в городских условиях предусматривает частые режимы поворота, разгона-торможения на перекрестках и в потоке машин, при этом в салоне пациент, медперсонал и оборудование испытывают инерционные нагрузки в продольном и поперечном направлениях движения. Эти нагрузки оказывают негативное влияние на состояние пациента и медперсонала, на работоспособность и точность показаний медицинских приборов. Из опыта известно [2], что в ряде случаев имеют место сбои в работе приборов, нередки случаи ухудшения состояния здоровья транспортируемого пациента именно в результате действия вибрации и переменных инерционных нагрузок. Следовательно, актуальными являются работы, направленные, в том числе, на совершенствование системы подпрессоривания кузова микроавтобуса, на использование в конструкции его крепления к раме более эффективных виброизоляторов.

1. Конструкция штатного крепления кузова микроавтобуса к раме

Устройство крепления кузова к раме штатного микроавтобуса отечественного производства включает в себя от восьми до двенадцати (для разных микроавтобусов) упругих опор (рисунок 2), типовая конструкция которых представлена на рисунок 3.

Каждая опора представляет собой резинометаллический виброизолятор, упруго-демпфирующим элементом которого является запрессованная в кронштейн опоры резиновая подушка. При динамических воздействиях на кузов со стороны рамы именно она воспринимает колебательные нагрузки, действующие в вертикальном, продольном и поперечном направлениях.



Рисунок 1 - Оборудование салона специального микроавтобуса: а – левой части; б – правой части

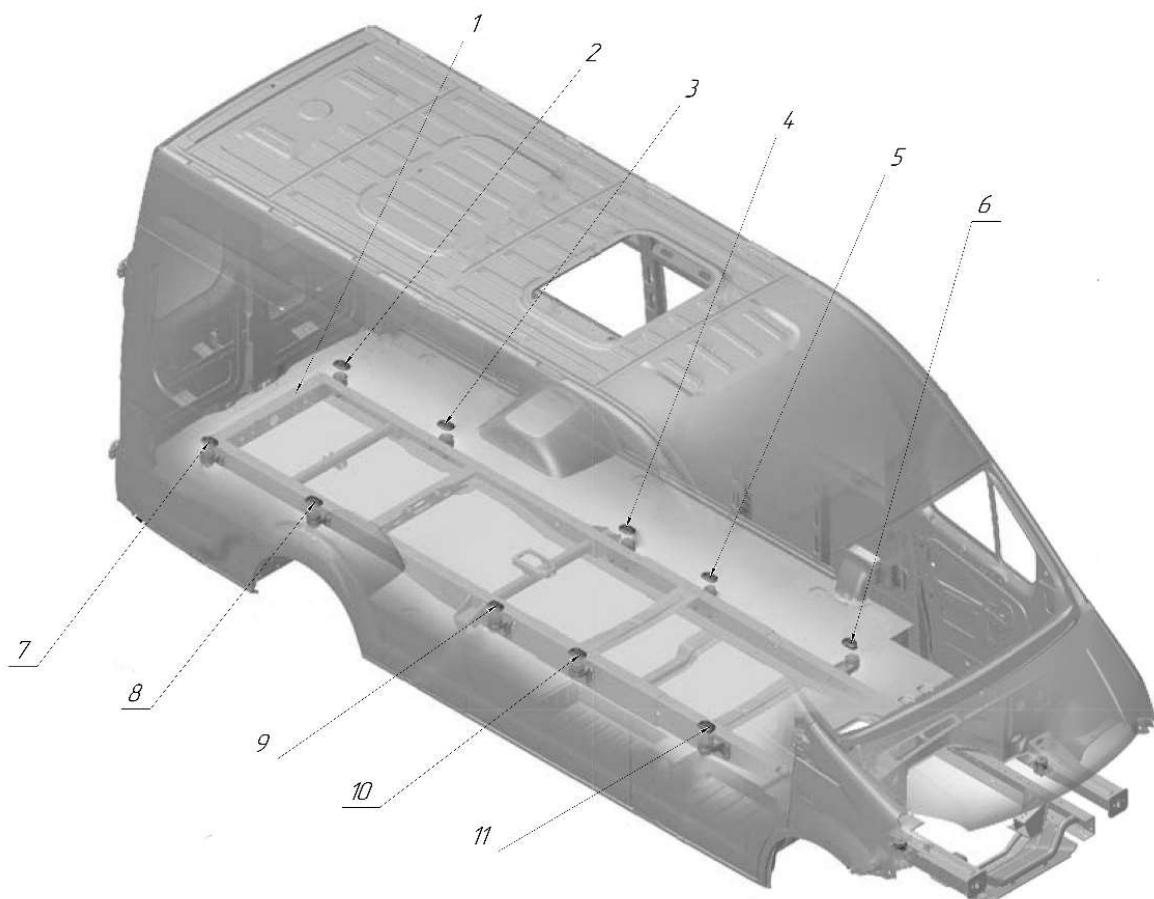


Рисунок 2 - Схема размещения опор кузова микроавтобуса



Рисунок 3 - Конструкция упругой опоры крепления кузова к раме

Недостатком этого устройства являются недостаточные виброизолирующие свойства для защиты салона от вибраций, генерируемых двигателем, трансмиссией, ходовой системой и подвеской автомобиля, и недостаточные демпфирующие свойства при действии знакопеременных инерционных нагрузок во время переходных режимов движения (разгон, торможение).

Опыт показывает [3, 4], что эти подушки за счет своей упругости обеспечивают возможность незначительных (в пределах 1-2 миллиметров) вертикальных и еще менее значительных горизонтальных перемещений кузова относительно рамы при воздействиях со стороны двигателя, трансмиссии, ходовой системы и подвески микроавтобуса, обеспечивая лишь частичную виброзащиту салона. Резиновые подушки должны иметь достаточную жесткость для восприятия веса кузова со всем оборудованием и персоналом, следствием чего является отмеченный выше малый упругий ход при восприятии нагрузок. За счет этой высокой жесткости резиновым материалом подушек в основном осуществляется защита от высокочастотных колебаний и частично от среднечастотных, при этом энергия колебаний поглощается за счет внутреннего трения при низкоамплитудных знакопеременных деформациях объемов резины, а от обладающих наибольшими амплитудами и высокой колебательной энергией низкочастотных нагрузок резинометаллические виброизоляторы обеспечивают недостаточную защиту [3].

2. Технические предложения по совершенствованию конструкции опор

2.1. С разной жесткостью в продольном и поперечном направлениях

На установившихся режимах движения автомобиля при практически постоянной скорости величина динамической составляющей инерционных нагрузок, действующих на упругие опоры кузова в продольном и поперечном направлениях, колеблется в незначительных пределах. Существенно большие нагрузки опоры испытывают на переходных режимах движения (разгон, торможение), а также при движении в режиме поворота и при боковых кренах.

Создана математическая модель колебательной системы кузова на опорах [5], расчетные исследования на которой показали, что в салоне машины на разных режимах движения величина инерционных нагрузок в продольном (при торможении) и поперечном (при повороте) направлениях существенно отличается. При этом случаи экстренного торможения для избежания столкновений в расчет не принимались как недопустимые и опасные для здоровья транспортируемого пациента. Следовательно, и опоры крепления кузова к раме должны обладать разными упруго-демпфирующими свойствами в продольном и поперечном направлениях. Тем временем в штатной конструкции упругих опор эти свойства одинаковы, так как нагружается и продольными, и поперечными усилиями одинаковый объем материала резиновой подушки.

Для исправления этого недостатка предложено техническое решение [6] упругой опоры, в котором резиновая подушка имеет неодинаковые размеры в продольном и поперечном направлениях. Расчеты показали, что в продольном направлении система подпрессоривания кузова должна обеспечивать больший упругий ход, чем в поперечном, то

есть ее жесткость в поперечном направлении должна быть больше. Внешний вид такой опоры должен быть следующим (рисунок 4).

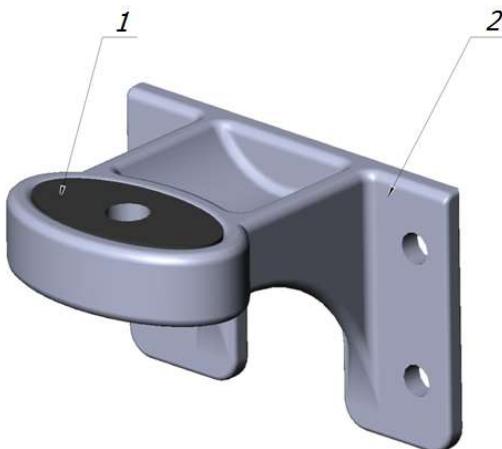


Рисунок 4 - Предложенная конструкция опоры: 1 – резиновая подушка; 2 – кронштейн

2.2. С двумя резиновыми подушками разной жесткости

Для того, чтобы обеспечить больший упругий ход подушки в вертикальном направлении, предложено техническое решение [7], в котором использованы две установленные навстречу друг другу резиновые подушки (рисунок 5).

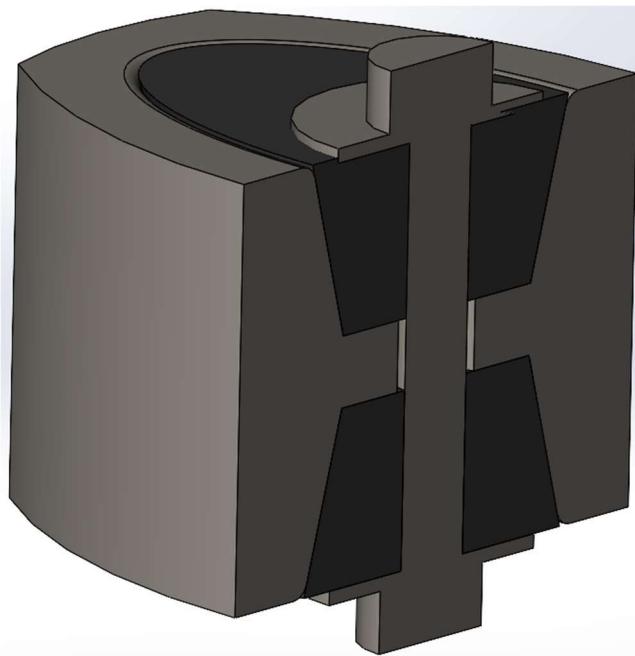


Рисунок 5 - Трехмерная модель опоры

При этом верхняя подушка овально-конической формы должна быть выполнена из резины с большей жесткостью, так как на нее приходится часть веса кузова, а нижняя подушка такой же формы – с меньшей жесткостью, чтобы обеспечить больший упругий ход кузова при колебаниях и меньшие вертикальные ускорения, что будет обеспечивать более комфортные условия в салоне для пассажира, медперсонала и оборудования.

2.3. С резиновыми подушками под углом

Для снижения вибрационной нагруженности салона специального микроавтобуса во время движения предложено выполнить установку резиновой подушки в каждом виброизоляторе под углом в 45° к его вертикальной оси (рисунок 6).

Упругая опора [8] включает в себя кронштейн 1 и виброизолятор 2 (рисунок 6), в центре нижнего основания 3 которого установлена втулка 4 со сферической внутренней поверхностью, в которую соответствующим этой поверхности сферическим концом установлен центральный стержень 5, на верхней резьбовой части которого установлены гайка 6 и шайба 7, контактирующая с наружной поверхностью пола салона 8, с внутренней поверхностью которого контактирует колоколообразное верхнее основание 9 виброизолятора, на внутренней поверхности которого установлена внутренняя коническая втулка 10, на наружной поверхности конической части нижнего основания 3 виброизолятора установлена наружная коническая втулка 11, а между внутренней поверхностью внутренней конической втулки 10 и наружной поверхностью наружной конической втулки 11 под углом 45° к вертикали установлена резиновая подушка 12, при этом нижнее основание 3 виброизолятора соединяется с кронштейном 1 при помощи крепежных элементов 13, а кронштейн 1 соединяется с рамой при помощи крепежных элементов 14.

Такое техническое решение позволяет существенно улучшить виброзащитные свойства каждой опоры за счет увеличения объема упруго-демпфирующего материала виброизолятора 2 (по сравнению со штатным устройством крепления кузова к раме), воспринимающего вертикально направленные колебательные нагрузки со стороны рамы, за счет своих упругих свойств снижающего амплитуды этих нагрузок, а за счет демпфирующих свойств обеспечивающего поглощение колебательной энергии этих нагрузок, а также за счет увеличения объема упруго-демпфирующего материала виброизолятора 2, воспринимающего горизонтально направленные колебательные знакопеременные инерционные нагрузки в местах соединения кузова специального микроавтобуса с рамой во время переходных режимов движения, снижать амплитуды и обеспечивать поглощение энергии этих нагрузок в существенно большей степени, чем штатное устройство крепления кузова к раме специального микроавтобуса.

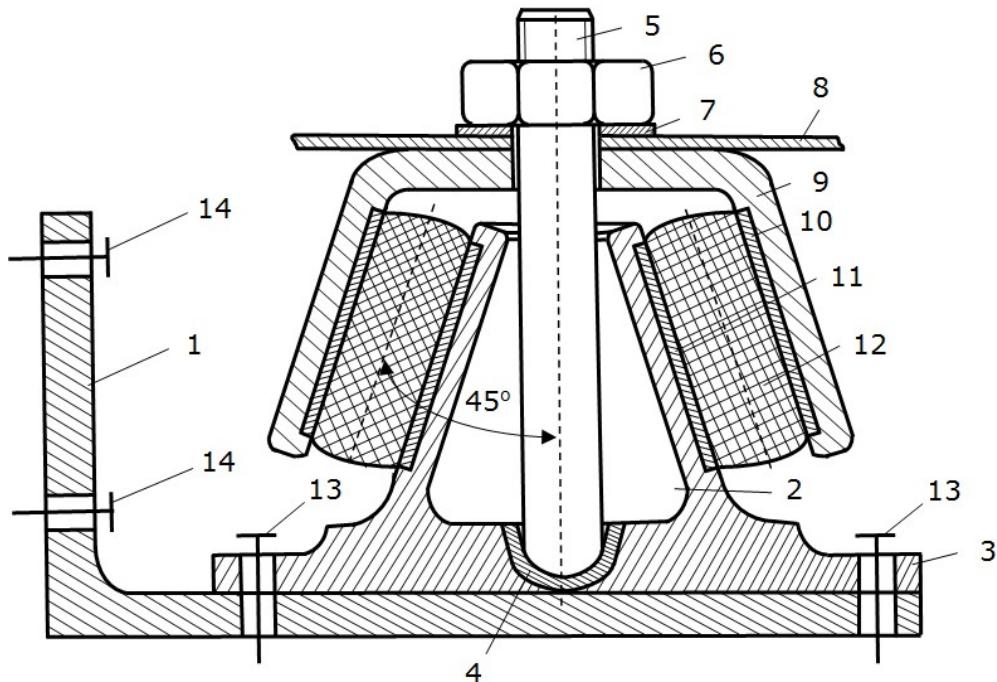


Рисунок 6 - Техническое решение упругой опоры с резиновыми подушками под углом: 1 – кронштейн; 2 – виброизолятор; 3 – нижнее основание виброизолятора; 4 – втулка; 5 – центральный стержень; 6 – гайка; 7 – шайба; 8 – пол салона; 9 – верхнее основание виброизолятора; 10 – наружная коническая втулка; 11 – внутренняя коническая втулка; 12 – резиновая подушка; 13, 14 – крепежные элементы

2.4. С демпфирующим элементом в упругой опоре

В следующем техническом решении (рисунок 7) для повышения демпфирующих свойств виброизолятора 2 предложено установить в верхнюю часть втулки 4 со сферической

опорной поверхностью втулку 15 из материала с повышенными фрикционными свойствами [9].

Во время движения специального микроавтобуса при передаче колебательных движений от рамы к кузову и наоборот постоянно будут иметь место относительные перемещения центрального стержня 5 виброзолятора и втулки 15 из материала с повышенными фрикционными свойствами, за счет повышенного трения поверхностей которых увеличиваются демпфирующие свойства виброзолятора, снижаются амплитуды указанных относительных перемещений и обеспечивается поглощение колебательной энергии в существенно большей степени, чем в штатном устройстве крепления кузова к раме.

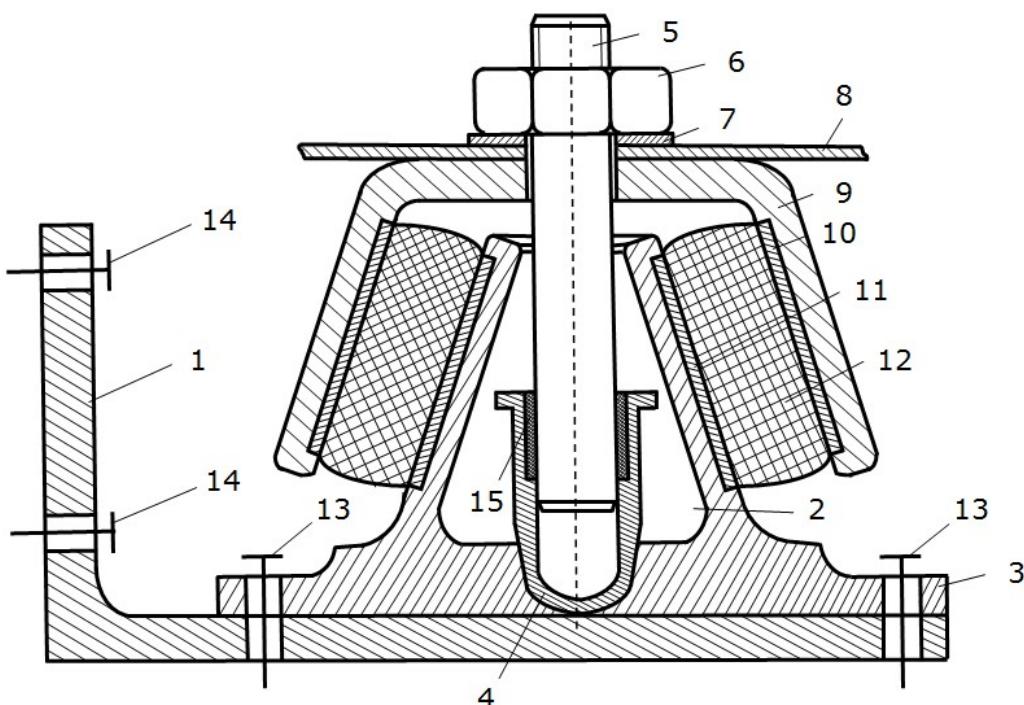


Рисунок 7 - Техническое решение упругой опоры с демпфирующими элементом

Вывод

Предложены новые технические решения устройств крепления кузова к раме специального микроавтобуса «Скорая медицинская помощь» с улучшенными упруго-демпфирующими свойствами, позволяющие снизить уровень вибонагруженности салона от вертикальных колебательных нагрузок со стороны ходовой системы и подвески остова автомобиля во время движения в сельской местности и в городских условиях, а также от инерционных нагрузок во время совершения автомобилем разгона, торможения и поворотов, что позволяет обеспечивать улучшенную защиту от вибраций перевозимого пациента, медперсонала, приборов и оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Удиванов, Е.С. Анализ вертикальных виброускорений салона автомобиля скорой медицинской помощи / Е.С. Удиванов // Конкурс научно-исследовательских работ студентов Волгоградского государственного технического университета (г. Волгоград, 25-29 апреля 2022 г.): тез. докл. / редкол.: С. В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.] / редкол.: С. В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ, Отдел координации научных исследований молодых ученых УНИИ, Общество молодых ученых. – Волгоград, 2022. – С. 110-111.
2. Вибрации в конструкциях автомобилей скорой медицинской помощи / Е.С. Удиванов, М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов, Е.В. Клементьев, А.И. Искалиев // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2022. – № 2 (39). – С. 45-50.
3. Шеховцов, В.В. Виброзоляторы в конструкциях колесных и гусеничных машин: монография / В.В. Шеховцов. – Москва: Инфра-Инженерия, 2024. – 444 с.

4. Резинометаллические виброзоляторы в системах подпрессоривания кабин колесных и гусеничных машин / Д.В. Бусалаев, М.В. Ляшенко, В.В. Шеховцов, П.В. Потапов, М.В. Морков, Е.В. Клементьев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2023. – № 4 (360). – С. 209-220. – DOI: 10.33979/2073-7408-2023-360-4-209-220.

5. Разработка динамической и математической моделей микроавтобуса скорой медицинской помощи для анализа характеристик системы виброзащиты салона / Е.В. Клементьев, В.В. Шеховцов, П.В. Потапов, Н.С. Соколов-Добрев, Е.С. Удиванов, А.В. Евсеева, А.А. Лавренюк // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2025. – № 1 (50). – С. 61-70. – DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-61-70.

6. Евсеева, А.В. Конструктивные мероприятия по совершенствованию виброзащиты салона микроавтобусов скорой помощи / А.В. Евсеева // XXIX Региональная конференция молодых ученых и исследователей Волгоградской области (г. Волгоград, 16 сентября – 15 ноября 2024 г.): сб. материалов конф. / редкол.: С. В. Кузьмин (отв. ред.) [и др.]; ВолгГТУ [и др.]. – Волгоград, 2024. – С. 59.

7. Совершенствование устройства крепления кузова к раме автомобиля скорой медицинской помощи / Е.В. Клементьев, В.В. Шеховцов, П.В. Потапов, Н.С. Соколов-Добрев, Е.С. Удиванов, А.В. Евсеева, Н.М. Лазаренков // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. – 2025. – № 1 (50). – С. 71-77. – DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-71-77.

8. П. м. 231722 Российская Федерация, МПК G01M 13/02 Виброизолирующее крепление кузова к раме транспортного средства / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, П.В. Потапов, Е.В. Клементьев, А.В. Евсеева, Е.С. Удиванов, А.И. Искалиев; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2025.

9. П. м. 231736 Российская Федерация, МПК G01M 13/02 Виброизолирующее крепление кузова к раме транспортного средства / В.В. Шеховцов, М.В. Ляшенко, П.В. Потапов, Е.В. Клементьев, А.В. Евсеева, Е.С. Удиванов, А.И. Искалиев; ФГБОУ ВО ВолгГТУ. – 2025.

Годжаев Захид Адыгезалович
доктор технических наук,
профессор, член-корреспондент
РАН, заместитель директора
ФГБНУ ФНАЦ ВИМ, 109428, РФ,
г. Москва, 1-й Институтский
проезд, дом 5, тел. (499) 171-43-
49, fic51@mail.ru.

Шеховцов Виктор Викторович
доктор технических наук,
профессор, профессор кафедры
«Техническая эксплуатация и
ремонт автомобилей»
Волгоградского государственного
технического университета,
400005, РФ, г. Волгоград, пр-т
Ленина, 28, тел. (8442) 24-81-16,
shehovtsov@vstu.ru.

Потапов Павел Викторович
доцент кафедры «Техническая
эксплуатация и ремонт
автомобилей» Волгоградского
государственного технического
университета, 400005, РФ, г.
Волгоград, пр-т Ленина, 28, тел.
(8442) 24-81-62,
paulflinx@gmail.com.

Клементьев Евгений Владимирович
аспирант кафедры «Техническая
эксплуатация и ремонт
автомобилей» Волгоградского
государственного технического
университета, 400074, Волгоград,
ул. Академическая 1, тел. (8442)
97-48-67, e-evgennii@mail.ru.

Долотов Александр Александрович
доцент кафедры «Техническая
эксплуатация и ремонт
автомобилей» Волгоградского
государственного технического
университета, 400005, РФ, г.
Волгоград, пр-т Ленина, 28, тел.
(8442) 24-81-16,
a_dolotov@vstu.ru.

Евсеева Апполинария Владимировна
аспирант кафедры «Техническая
эксплуатация и ремонт
автомобилей» Волгоградского
государственного технического
университета, 400005, РФ, г.
Волгоград, пр-т Ленина, 28, тел.
(8442) 24-81-16,
evseeva_apollinariya@mail.ru.

GODZHAEV Z.A., SHEKHOVTSOV V.V., POTAPOV P.V., KLEMENTIEV E.V.,
DOLOTOV A.A., EVSEEVA A.V.

NEW TECHNICAL SOLUTIONS OF AMBULANCE VAN BODY MOUNTS ON FRAME

Abstract. This article shows that high vibrations in cabin of domestic ambulance vans during patients transportation in city conditions and in rural area negatively impacts on patients health status, generates increased fatigue of medical personnel and faulty operation of medical equipment installed inside cabin. Vibration loads from frame are transferred to cabin via body mount. These vibrations are generated in vertical direction by chassis and suspension during motion on uneven road, in longitudinal and lateral directions – by inertial loads at motion speed and direction changing (acceleration, braking, turning). This paper describes new schemes of body mounts proposed by the authors which have better spring-damping characteristics and thus provide better vibration protection from mentioned vibrations for patients, medical personnel and equipment.

Keywords: van, body, mount, vibration loads, vibration isolator, spring-damping characteristics, reducing of cabin vibration loading

BIBLIOGRAPHY

1. Udivanov, E.S. Analiz vertikalnyh vibrouskorenij salona avtomobilya skoroj medicinskoj pomoshchi / E.S. Udivanov // Konkurs nauchno-issledovatel'skih rabot studentov Volgogradskogo gosudarst-vennogo tekhnicheskogo universiteta (g. Volgograd, 25-29 aprelya 2022 g.): tez. dokl. / redkol.: S. V. Kuzmin (otv. red.) [i dr.] / redkol.: S. V. Kuzmin (otv. red.) [i dr.]; VolgGTU, Otdel koordinacii nauchnyh issle-dovanij molodyh uchenyh UNiI, Obschestvo molodyh uchenyh. – Volgograd, 2022. – C. 110-111.
2. Vibracii v konstrukciyah avtomobilej skoroj medicinskoj pomoshchi / E.S. Udivanov, M.V. Lya-shenko, V.V. Shekhovcov, E.V. Klementev, A.I. Iskaliev // Energo- i resursosberezenie: promyshlennost i transport. – 2022. – № 2 (39). – C. 45-50.
3. Shekhovcov, V.V. Vibroizolyatory v konstrukciyah kolesnyh i gusenichnyh mashin: monografiya / V.V. Shekhovcov. – Moskva; Vologda: Infra-Inzheneriya, 2024. – 444 s.
4. Rezinometallicheskie vibroizolyatory v sistemah podressorivaniya kabin kolesnyh i gusenich-nyh mashin / D.V. Busalaev, M.V. Lyashenko, V.V. Shekhovcov, P.V. Potapov, M.V. Morskov, E.V. Klementev // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. – 2023. – № 4 (360). – C. 209-220. – DOI: 10.33979/2073-7408-2023-360-4-209-220.
5. Razrabotka dinamicheskoy i matematicheskoy modeley mikroavtobusa skoroj medicinskoj pomo-shchi dlya analiza harakteristik sistemy vibrozashchity salona / E.V. Klementev, V.V. Shekhovcov, P.V. Pota-pov, N.S. Sokolov-Dobrev, E.S. Udivanov, A.V. Evseeva, A.A. Lavrenyuk // Energo- i resursosberezenie: promyshlennost i transport. – 2025. – № 1 (50). – C. 61-70. – DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-61-70.
6. Evseeva, A.V. Konstruktivnye meropriyatiya po sovershenstvovaniyu vibrozashchity salona mikro-avtobusov skoroj pomoshchi / A.V. Evseeva // XXIX Regionalnaya konferenciya molodyh uchenyh i issledova-telej Volgogradskoj oblasti (g. Volgograd, 16 sentyabrya – 15 noyabrya 2024 g.): sb. materialov konf. / redkol.: S. V. Kuzmin (otv. red.) [i dr.]; VolgGTU [i dr.]. – Volgograd, 2024. – C. 59.
7. Sovershenstvovanie ustrojstva krepleniya kuzova k rame avtomobilya skoroj medicinskoj pomo-shchi / E.V. Klementev, V.V. Shekhovcov, P.V. Potapov, N.S. Sokolov-Dobrev, E.S. Udivanov, A.V. Evseeva, N.M. Lazarenkov // Energo- i resursosberezenie: promyshlennost i transport. – 2025. – № 1 (50). – C. 71-77. – DOI: 10.35211/2500-0586-2025-1-50-71-77.
8. P. m. 231722 Rossijskaya Federaciya, MPK G01M 13/02 Vibroizoliruyushchee kreplenie kuzova k rame transportnogo sredstva / V.V. Shekhovcov, M.V. Lyashenko, P.V. Potapov, E.V. Klementev, A.V. Evseeva, E.S. Udivanov, A.I. Iskaliev; FGBOU VO VolgGTU. – 2025.
9. P. m. 231736 Rossijskaya Federaciya, MPK G01M 13/02 Vibroizoliruyushchee kreplenie kuzova k rame transportnogo sredstva / V.V. Shekhovcov, M.V. Lyashenko, P.V. Potapov, E.V. Klementev, A.V. Evseeva, E.S. Udivanov, A.I. Iskaliev; FGBOU VO VolgGTU. – 2025.

Godzhaev Zakhid Adygezalovich
doctor in technical science,
professor, Corresponding Member
of RAS, vice director of FSBSI
FSAC VIM, 109428, Russia,
Moscow, 1st Institutsky proezd, 5,
tel (499)171-43-49, fic51@mail.ru.

Shekhovtsov Viktor Viktorovich
doctor in technical science,
professor, professor of Technical
Operation and Service of
Automobiles Department, Volgograd
state technical university,
400005, RF, Volgograd, Lenin ave.
28, tel. (8442) 24-81-62,
shehovtsov@vstu.ru

Potapov Pavel Viktorovich
candidate of technical science, docent
at Technical Operation and Service
of Automobiles Department,
Volgograd state technical university,
400005, RF, Volgograd, Lenin ave.
28, tel. (8442) 24-81-62,
paulflinx@gmail.com

Klementiev Evgeniy Vladimirovich
postgraduate student at the
Technical Operation and Service of
Automobiles Department,
Volgograd state technical university,
400005, RF, Volgograd, Lenin ave.
28, tel. (8442) 24-81-62, e-
eevgenii@mail.ru

Dolotov Aleksandr Aleksandrovich
Associate Professor at the Technical
Operation and Service of
Automobiles Department, Volgograd
state technical university, 400005,
RF, Volgograd, Lenin ave. 28, tel.
(8442) 24-81-62,
dolotov_aleks@mail.ru

Evseeva Appolinariya Vladimirovna
postgraduate student at the Technical
Operation and Service of
Automobiles Department, Volgograd
state technical university, 400005,
RF, Volgograd, Lenin ave. 28, tel.
(8442) 24-81-62,
evseeva_apollinariya@mail.ru

ГОЛЕНКОВ В.А., РАДЧЕНКО С.Ю., ДОРОХОВ Д.О.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ СТАРЕНИЯ ДЛЯ ТОНКИХ ЛЕНТ ИЗ БРОНЗЫ МАРКИ БрБ2 НА ПОКАЗАТЕЛЬ ТВЕРДОСТИ

Аннотация. Исследовано влияние параметров процесса при дисперсионном твердении тонких лент из сплава БрБ2. Показано, что температура выдержки имеет определяющие значение для процесса увеличения микротвердости. Приведены данные по микроструктуре тонких лент из сплава БрБ2 при различных температурах старения.

Ключевые слова: обработка металлов давлением, бронза марки БрБ2, испытание на твердость по Виккерсу, старение, тонкие ленты.

Введение.

Для приборостроения важным элементом является токопроводящие контактные элементы, которые испытывают множественные переключения. В совокупности, с тенденцией уменьшения массы изделий, все более востребованным является использование лент из сплава БрБ2 толщиной менее 0,1мм. Данный материал сочетает высокие упругие, прочностные, электрические свойства, при многоцикловом нагружении, по сути играя роль «электропроводящей пружины» в изделиях. Из тонких лент сплава БрБ2 изготавливают контакты, пружины, мембранные для радиоэлектроники, электротехники, автоматики систем управления и т.д. [1-3]

ГОСТом 1789-2013 предусмотрена толщина лент до 0,02мм, хотя в практике производства толщины менее 0,05мм называют фольгой, в дальнейшем, под тонкими лентами будем понимать толщины в диапазоне от 0,05 до 0,1мм. Для лент в рассматриваемом диапазоне нормативным документом предусмотрено только требование по твердости согласно Виккерсу: для мягких - не более 130HV, твердых (деформированное после закалки на 30-40% по расчету относительных деформаций) – не менее 170HV; после старения (дисперсионного твердения) соответственно не менее 330 и 360HV. Отсутствие требований по испытанию на растяжение, глубины выдавливания по Эриксену связано со сложностью проведения (чувствительность оборудования) и разнотечениями в методологическом подходе к испытаниям для рассматриваемых толщин. Установка только нижней границы по твердости не всегда оправдана, так как иногда возникают требования к большей технологической пластичности при изготовлении готового элемента прибора.

Постановка задачи.

При анализе источников [4, 5] и требований ГОСТа 1789-2013 понятно, что существенное влияние на показатели твердости оказывают температура и время старения. В [4. стр. 33, рисунок 20] даны сведения для марки БрБ2 о зависимости твердости от времени старения при температурах 450°C и 210°C, для первой температуры максимум значений достигается при 2,5ч, затем идет снижение, а при второй наблюдается рост при продолжительности процесса. Стоит отметить, что показатель твердости при более низкой температуре дисперсионного твердения выше. Так же в [4. стр. 37, рисунок 29] представлено изменение твердости закаленных образцов в зависимости от температуры 150°C и 210°C и времени от 3 до 300мин. На рисунок 31 [4. стр. 40] показаны зависимости твердость-время выдержки при температурах 340°C и 320°C видно достижение максимума в районе 350 HV при 3-4ч. В [4. стр. 28], приведены данные об отрицательном влиянии продолжительности выдержки при температурах закалки 780°C для тонких полос БрБ2. В работе [5] выведена зависимость времени нахождения ленты в проходной закалочной печи от ее толщины в следующем виде:

$$\tau = 55 \cdot \ln(h) + 168, \quad (1)$$

где τ - время выдержки, с;

h - толщина проката, мм.

В [5] описаны стандартные режимы старения: 320°C с выдержкой 2ч из твердого состояния и 3ч из мягкого. Наиболее полно вопрос зависимости механических свойств

(временное сопротивление и относительное) рассмотрен в [5 стр. 62-68] в следующих диапазонах: $\tau=3\text{-}240\text{мин}$ при температурах: 240; 320; 400; 480°C - в зависимости от начального упрочнения (3 градации) и его отсутствия (т.е. закаленное состояние). Для температур 400 и 480°C характерно снижение временного сопротивления при росте времени, при 240°C наблюдается рост в рассматриваемом временном интервале. Для температуры 240°C характерно смещение максимума достигнутого временного сопротивления от 4ч при закаленном (мягкое состояние) до 1ч для твердого состояния при росте σ_B от 1300 до 1450МПа.

Из приведенного выше анализа можно выделить наиболее исследованный диапазон 210-480°C, при этом большинство данных относится к температуре 320-50°C при времени нахождении в печи от 2,5 до 5ч, при этом охлаждение происходит на воздухе. Указанные параметры соотносятся с рекомендацией ГОСТа 1789-2013 Приложение Б [3] для методики проверки качества излома бериллиевой бронзы на наличие расслоений. В то же время приведенные данные не говорят о толщине исследуемых образцов ленты и не приводят полные данные о начальном состоянии продукции перед термической обработкой. В работе [3] нет указанных недостатков, но и данные приведены только для дискретного значения в 315°C по разным толщинам лент. Следует отметить, что при старении тонких лент, кроме указанных аспектов следует учитывать тип печи, в которой происходит процесс, так как в них важную роль играют процессы окисления, которые неминуемо произойдут при охлаждении на воздухе. Поэтому, для тонких лент из сплава БрБ2, важно использовать термическую обработку в защитной среде или в вакууме и процедуру охлаждения проводить вместе с печью.

Из анализа [2-5] и производственной практики о назначении режимов старения для тонких лент из сплава БрБ2, очевидны частные решения для конкретных типоразмеров и требований конструкции. Таким образом, задача исследования режимов старения: температуры нагрева и времени выдержки - для тонких лент из сплава БрБ2 является актуальной.

Технология.

Для исследования были использованы заготовки марки БрБ2 толщиной 0,12мм со следующим химическим составом (см. таблица 1), определённом на спектрометре эмиссионном МСА модификации МСАII V5 производства ООО «Спектральная лаборатория».

Таблица 1 - Химический состав исследуемых образцов, %

Химический элемент	Fe	Si	Ni+Co	Al	Cu	Pb	Be	Сумма примесей
Фактический состав	0,09	0,06	0,48	0,05	97,2	0,005	1,9	0,42
Требования ГОСТ 18175-78	не более 0,15	не более 0,15	0,2-0,5	не более 0,15	ост.	не более 0,005	1,8-2,1	не более 0,5

Механические свойства приведены в таблице 2. Используемое оборудование: машина испытательная универсальная РЭМ-50-А-1-1 фирмы «Метротест»; микротвердомер ПМТ-ЗМ фирмы «Восток-7»; машина для испытания на глубину выдавливания фирмы «Erichsen».

Общая технология холодной пластической деформации заключается в деформировании $\varepsilon=30\ldots40\%$, с последующей закалкой 780°C и далее по этому циклу до достижения требуемых толщин.

Прокатку осуществляли по схеме 0,12-0,09-0,08мм ($\varepsilon=33,3\%$) на 6-ти валковом реверсивном прокатном стане с диаметром рабочих валков 75мм, опорных 165мм (начальное состояние приведено в таблица 2). Лента была в исходном мягким состоянии, прокатку вели с передним и задним натяжением. Прокат проводили с ширины 127мм, для получения готовой тонкой ленты в 120мм (т.е. финальной операцией является обрезка по ширине), при этом значимого уширения не наблюдали (см. рисунок 1). Аналогично, только по схеме: 0,08-0,06-0,05 ($\varepsilon=37,5\%$) получили ленты толщиной 0,05мм (начальное состояние приведено в таблица 2). Лента после прокатки имеет следующие механические свойства (см. таблица 3) и термически обрабатывается (см. рисунок 2) согласно следующей программе (рисунок 3).



Рисунок 1 - Лента в толщине 0,08мм марки БрБ2.



Рисунок 2 - Отжиговая печь PT-V1200-2531C фирмы «Zhengzhou Protech Technology Co., Ltd.».

Таблица 2 - Механические свойства исследуемых лент перед прокаткой

Состояние согласно ГОСТ 1789-2013	Толщина, мм	Временное сопротивление разрыву, σ_b , МПа	Относительное удлинение, %	Твердость, HV
мягкое	0,12	503,35	20,34	121,90
после старения (320°C $\tau=3$ ч охлаждение на воздухе)	0,12	1226,56	4,15	404,20
после закалки 780°C $\tau=5$ мин нагрев вместе с печью, мягкое состояние	0,08	462,18	38,21	113,37

Таблица 3 - Механические свойства исследуемых лент в толщине 0,08мм перед и после старения

Состояние согласно ГОСТ 1789-2013	Толщина, мм	Временное сопротивление разрыву, σ_b , МПа	Относительное удлинение, %	Твердость, HV	Глубина выдавливания, мм
твердое	0,08	789,63	2,53	260,93	3,85
после старения по режиму на рисунок 3	0,08	-	-	430,27	-
твердое	0,05	771,98	2,23	253,50	3,80
после старения по режиму на рисунок 3	0,05	-	-	421,50	-

Выбор ступенчатого отжига обусловлен характером работы промышленной печи – РТ-V1200-2531C фирмы «Zhengzhou Protech Technology Co., Ltd. Пример измерения миктровердости представлен на рисунок 4. Ступенчатый нагрев может быть легко заменен на плавный в дальнейших лабораторных исследованиях корректировкой скорости нагрева.

Таким образом, при режимах (см. рисунок 3) получаем существенный (более чем в 1,5 раза) рост твердости, что отвечает нормам ГОСТ 1789-2013, но может не соответствовать

требованиям конкретной конструкторской документации, где могут требоваться меньшие значения приращения параметра. Для сравнения приведем данные о росте твердости для лент большей толщины, состаренных по следующему режиму 320°C $\tau=3\text{ч}$ охлаждение на воздухе: мягкая лента $s = 0,15$; $HV_{ucx.} = 140,7$ рост в 2,88 раза; мягкая лента $s = 0,3$; $HV_{ucx.} = 107,3$ рост в 3,53 раза; твердая лента $s = 0,32$; $HV_{ucx.} = 266,7$ рост в 1,61 раза; твердая лента $s = 0,45$; $HV_{ucx.} = 279,7$ рост в 1,62 раза; мягкая лента $s = 2,0$; $HV_{ucx.} = 139,4$ рост в 2,55 раза.

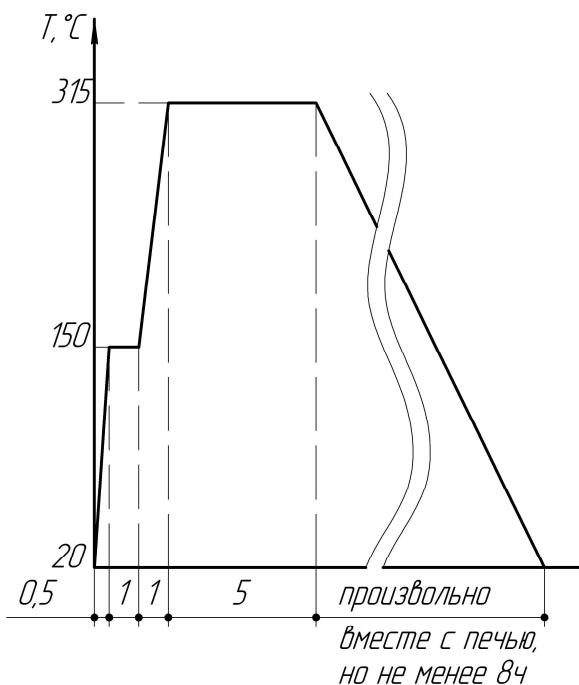


Рисунок 3 - Режим дисперсионного твердения

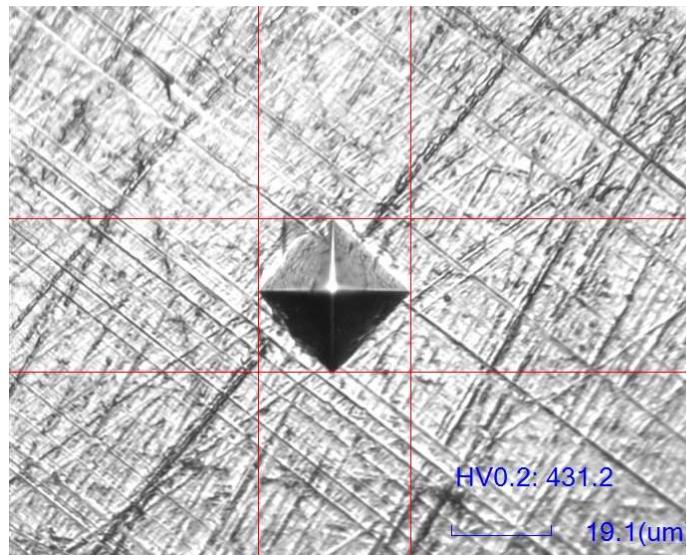


Рисунок 4 - Пример измерения микротвердости на ПМТ-3М

Исследование.

Для решения задачи исследования режимов старения: температуры нагрева и времени выдержки (для тонких лент из сплава БрБ2) использовали образцы толщиной 0,08 и 0,05мм. Для термической обработки использовали схему на рисунок 5 и лабораторную электрическую муфельную печь с камерой размерами: 200x110x285мм, максимальной температурой нагрева 1300°C модели LOIP LF-7/13-V2 производства фирмы АО "Лабораторное оборудование и приборы"(см. рисунок 6). Использование данной печи, вместо печей с защитной или вакуумной атмосферой оправдано, так используются сравнительно небольшие образцы и измерение твердости проводится на запрессованных и шлифованных образцах (см. рисунок 7), тем самым исключая влияние окисленного слоя. На данных образцах в последствии изучали структуру тонких лент со стороны поверхности проката.

На основе анализа [4, 5] было выбрано два времени выдержки: 3ч и 5ч и диапазон температур в интервале $150\text{--}480^{\circ}\text{C}$. Полученные статистически обработанные данные, представлены в виде таблицы 4 и графиков на рисунок 7 (для наглядности точки соединены пунктирными кривыми для различных толщин и режимов выдержки). Назначение времени более малой выдержки неоправданно, так как реальные процессы происходят в закрытых печах, а масса садки значительна, поэтому следует закладывать запас на прогрев полного объема.

Для интервала $150\text{--}315^{\circ}\text{C}$ характерен рост, далее, очевидно, наступает спад, что так же подтверждается данными [4]. Продолжительность процесса ведет к росту показателей твердости в интервалах до 315°C , но он незначителен (для температуры 315°C и $\tau=3\text{ч}$ - $HV = 417,50$, а для $\tau=5\text{ч}$ - $HV = 430,27$). В целом изменение микротвердости для рассматриваемых режимов в зависимости от времени $\tau=3\text{ч}$ или $\tau=5\text{ч}$ не превышает 4%, а для

толщин $s=0,05$ и $s=0,08\text{мм}$ – 7% (см. рисунок 7). Таким образом, основным влияющим фактором можно признать температуру дисперсионного твердения.

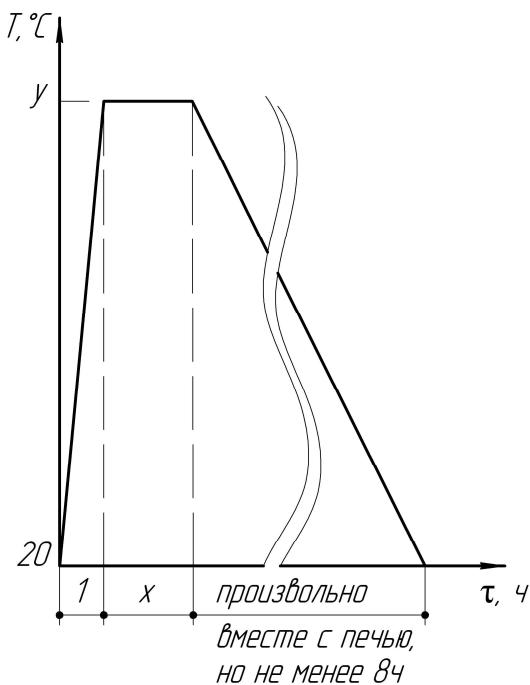


Рисунок 5 - Режим дисперсионного твердения в лабораторной печи

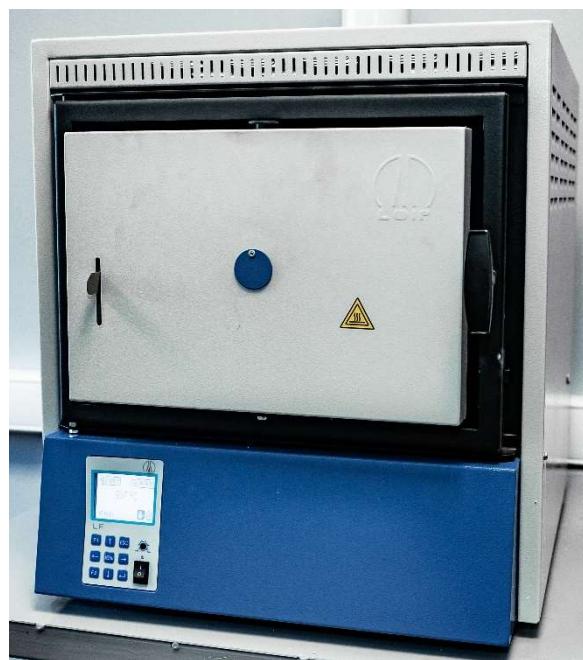


Рисунок 6 - Лабораторная электрическая муфельная печь АО "Лабораторное оборудование и приборы"

Таблица 4 - Твердость тонких лент при различных режимах старения

Толщина, мм	Время старения (время выдержки на режиме старения), x (см. рисунок 5), ч	Температура старения, y (см. рисунок 5), $^{\circ}\text{C}$	Твердость после старения, HV
0,08	5	480	197,90
0,08	5	315	430,27
0,08	5	250	387,50
0,08	3	480	219,47
0,08	3	315	417,50
0,08	3	290	449,93
0,08	3	250	380,10
0,08	3	210	276,13
0,08	3	180	280,80
0,08	3	150	272,57
0,05	5	480	180,47
0,05	5	315	424,50
0,05	5	250	369,93
0,05	3	290	424,27
0,05	3	180	262,20
0,05	3	150	257,20

Из рисунка 7 хорошо видно, что для $\tau=3\text{ч}$, $s=0,08\text{мм}$ и интервала $210\text{--}315^{\circ}\text{C}$, данные можно описать квадратичной зависимостью, при этом величина коэффициента детерминации $R^2=0,97$. Так как данные для различных толщин и времен выдержки весьма близки, то можно говорить о начале разработки математической модели, которая позволит прогнозировать изменение микротвердости в диапазоне прироста 1,1–1,8 для тонких лент из сплава БрБ2.

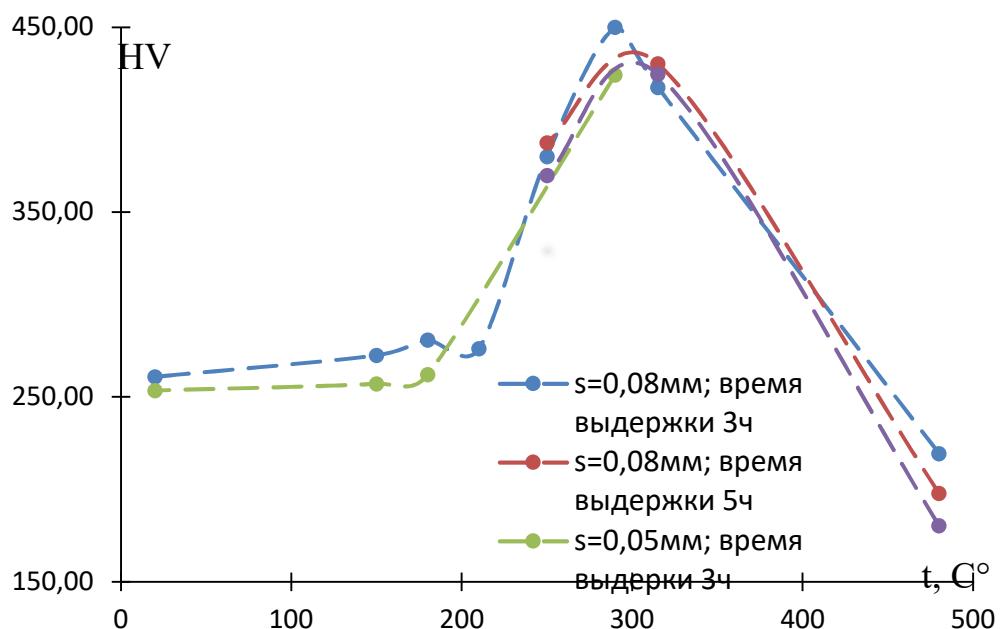


Рисунок 7 - Твердость тонких лент при различных режимах старения

Объяснение данных рисунок 7 и таблица 4 можно дать путем анализа структуры сплава БрБ2 состаренных при разных температурах, но при одних и тех же временных параметрах. На рисунок 8-13 приведены фотографии с увеличение х1000 после травления (кислота соляная - 100мл, кислота азотная - 10мл, вода - 100 мл, температура раствора 60-70°C, время травления 7мин). Перед прокаткой имеем структуру со средним размером зерна в 20мкм (рисунок 8), которое трансформируется при деформации в вытянутые зерна размерами 10-15мкм, данное состояние является исходным для последующего старения. При температуре старения в 210°C (рисунок 9) наблюдается мелкозернистая картина с выпадением различных фаз, границы зерен трудноразличимы. Для 250°C картина аналогична (рисунок 11), но с более явным выпадением фаз и более четкими границами зерен. При старении 315°C $\tau=3\text{ч}$ наблюдаем хорошо различимое равновесное зерненное строение с размером порядка 5-10мкм, с явно видимым выпадением фазы по границам (рисунок 12). Для термической обработки 480°C (рисунок 13) характерно мелкозернистое строение с размером зерен менее 5мкм. Рассмотренные картины строения микроуровня (рисунок 8-13) позволяют отследить эволюцию строения и хорошо объясняют изменение микротвердости для тонкой ленты из сплава БрБ2. Аналогичные результаты исследования шлифов получены для толщины 0,05мм и времени старения 5ч.

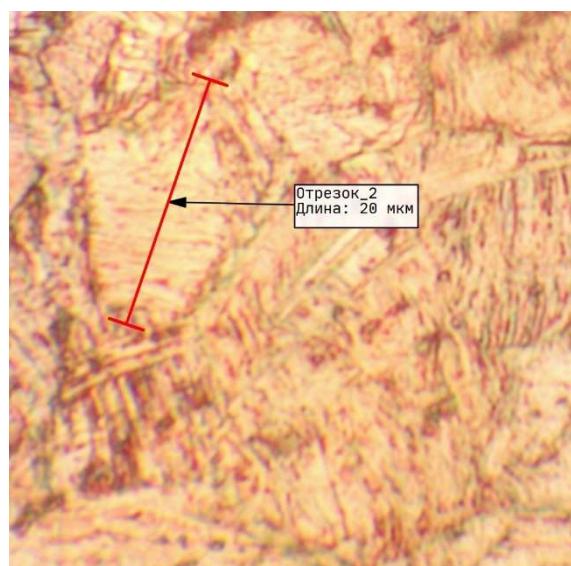


Рисунок 8 - Толщина 0,12 состояние мягкое

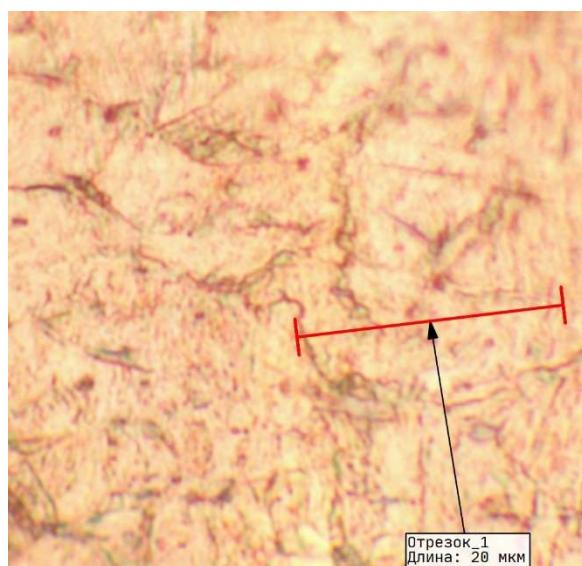


Рисунок 9 - Толщина 0,08 состояние твердое

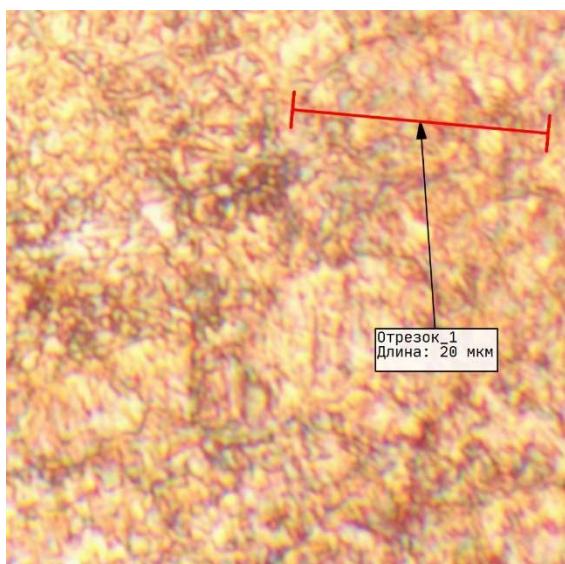


Рисунок 10 - Толщина 0,08 старение 210°C, 3ч.

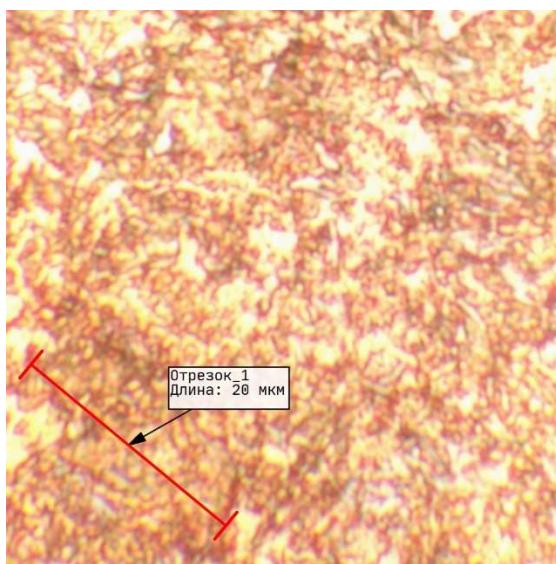


Рисунок 11 - Толщина 0,08 старение 250°C, 3ч

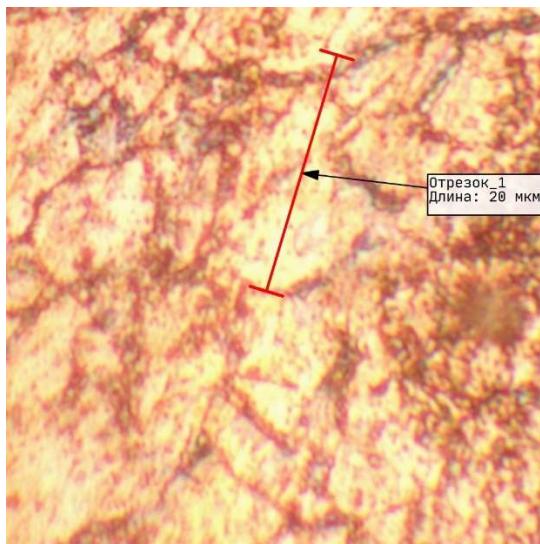


Рисунок 12 - Толщина 0,08 старение 315°C, 3ч

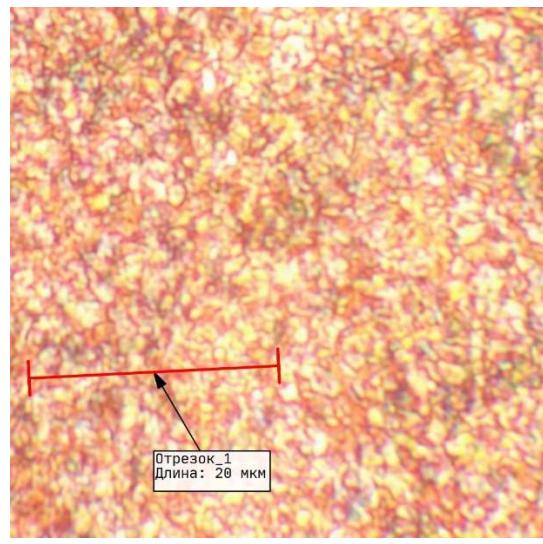


Рисунок 13 - Толщина 0,08 старение 480°C, 3ч

Заключение.

По результатам исследований было проведено старение тонкой ленты в толщине 0,08 из сплава БрБ2 в промышленной печи (см. рисунок 2), массой в 27,26кг режим по рисунок 5 $x=3\text{ч}$, $y=315^{\circ}\text{C}$ и получен результат: $HV = 427,6$, что говорит о хорошей сходимости с данными исследований (разница в результатах не превышает 2,4%). Приведенные данные позволяют приблизиться к решению задачи установления режимов старения, в первую очередь температуры нагрева, для тонких лент из сплава БрБ2. В целом, возможность управлять (путем выбора режимов старения) таким важным параметром, как микротвердость для сплава БрБ2 открывает новые перспективы его использования в виде тонких лент в различных приборах и устройствах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Райков, Ю. Н. Обработка меди: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности "Обработка металлов давлением" / Ю. Н. Райков; Ю. Н. Райков. – Москва: Ин-т цветметобработка, 2006.
2. Исследование вакуумного старения тонких лент из бериллиевой бронзы [Текст] / Голенков В.А., Радченко С.Ю., Д.О. Дорохов // «Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии». – Орел: ОГУ имени И.С. Тургенева, № 6(368). — 2024г.
3. Пастухова Ж. П. Пружинные сплавы цветных металлов / Ж. П. Пастухова, А. Г. Раухштадт. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва: Металлургия, 1984. - 363 с.

4. Зисельман В. Л. Исследование и усовершенствование технологии производства лент из бериллиевой бронзы, обеспечивающей улучшение качества проката: диссертация кандидата технических наук: 05.16.05. - Москва, 2006. - 118 с.: ил.

Радченко Сергей Юрьевич
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С.
Тургенева», г. Орел
Доктор технических наук,
профессор, проректор по
научно-технологической
деятельности и аттестации
научных кадров
302020, г. Орел, Наугорское
шоссе, 29
Тел. +7(4862)47–50–71
E-mail: radsu@rambler.ru

Голенков Вячеслав Александрович
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С.
Тургенева», г. Орел
Доктор технических наук,
профессор,
руководитель научной школы
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. +7(4862)43–26–06
E-mail: president@ostu.ru

Дорохов Даниил Олегович
ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С.
Тургенева», г. Орел
Доктор технических наук,
доцент, профессор кафедры
машиностроения
302020, г. Орел, Наугорское
шоссе, 29
Тел. +79102084402
E-mail: ddostu@mail.ru

GOLENKOV V.A., RADCHENKO S.Y., DOROHOV D.O.

STUDY OF THE INFLUENCE OF AGING PARAMETERS FOR THIN BRONZE STRIPS OF BrB2 GRADE ON THE HARDNESS INDEX

Annotation. The influence of the process parameters during dispersion hardening of thin tapes made of BrB2 alloy is investigated. It is shown that the holding temperature is crucial for the process of increasing the microhardness for the product. Data on the microstructure of thin tapes made of BrB2 alloy at various aging temperatures are presented.

Keywords: metal pressure treatment, BrB2 grade bronze, Vickers hardness test, aging, thin tapes.

BIBLIOGRAPHY

1. Raikov, Yu. N. Copper processing: a textbook for university students studying in the specialty "Metalworking by pressure" / Yu. N. Raikov; Yu. N. Raikov. Moscow: Tsvetmetobrabotka Institute, 2006.
2. Golenkov V.A., Radchenko S.Yu., Dorokhov D.O. Investigation of vacuum aging of thin beryllium bronze tapes // Fundamental and applied problems of engineering and technology. – The eagle: I.S. Turgenev OSU, No. 6(368). -- 2024.
3. Pastukhova J. P. Spring alloys of non-ferrous metals / J. P. Pastukhova, A. G. Rakhshtadt. - 2nd ed., revised. and add. Moscow: Metallurgiya Publ., 1984. 363 p.
4. Ziselman V. L. Research and improvement of beryllium bronze ribbon production technology, which improves the quality of rolled products: dissertation of Candidate of Technical Sciences: 05.16.05. Moscow, 2006. 118 p.: ill.

Radchenko Sergey Yuryevich
«Orel State University named after
I.S. Turgenev», Orel
Ph.D., professor, vice-rector for
scientific and technological activities
and certification of scientific
personnel
302020, Orel, Naugorskoe Shosse, 29
Ph.: +7(4862)47–50–71
E-mail: radsu@rambler.ru

Golenkov Vyacheslav Aleksandrovich
«Orel State University named after I.S.
Turgenev», Orel
Ph.D., professor, head of scientific
school
302020, Orel, Naugorskoe Shosse, 29
Ph.: +7(4862)43–26–06
E-mail: president@ostu.ru

Dorokhov Daniil Olegovich
«Orel State University named
after I.S. Turgenev», Orel
Ph.D., assistant professor,
professor, department of
mechanical engineering
302020, Orel, Naugorskoe
Shosse, 29
Ph.: +79102084402
E-mail: ddostu@mail.ru

© Голенков В.А., Радченко С.Ю., Дорохов Д.О., 2025

НИЗМЕЕВ А.А., ДОРОХОВ Д.О.

ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ ОБРАБОТКА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕД СВАРКОЙ С ПОМОЩЬЮ РАДИАЛЬНОГО ОБЖАТИЯ В ЕДИНИЧНОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Аннотация. В статье рассмотрен процесс радиального обжатия, как процесс комплексного локального нагружения очага деформации. На примере предварительной обработки цилиндрических заготовок перед сваркой взамен токарной операции показано преимущество радиального обжатия. Дано сравнение режимов обработки и производительности процесса, отмечены преимущества и недостатки замены токарной операции на радиально-обжимную. Показано, что при высокой загрузке металорежущего оборудования, радиальное обжатие позволит сократить время обработки.

Ключевые слова: радиальное обжатие, комплексное локальное нагружение очага деформации, обжимные бойки, расчет энергосиловых параметров, повышение производительности.

Введение

Рассмотрим схему процесса радиального обжатия (см. рисунок 1). В процессе деформирования на заготовку действуют следующие силы: деформирования P со стороны обжимных бойков; сила подачи на ход P_s со стороны зажимной головки; сила сопротивления зажатию заготовки $P_{\text{сопр}}$. Параллельно приведем общую схему комплексного локального нагружения очага деформации (КЛН-деформирование) [1, 2] (см. рисунок 2).

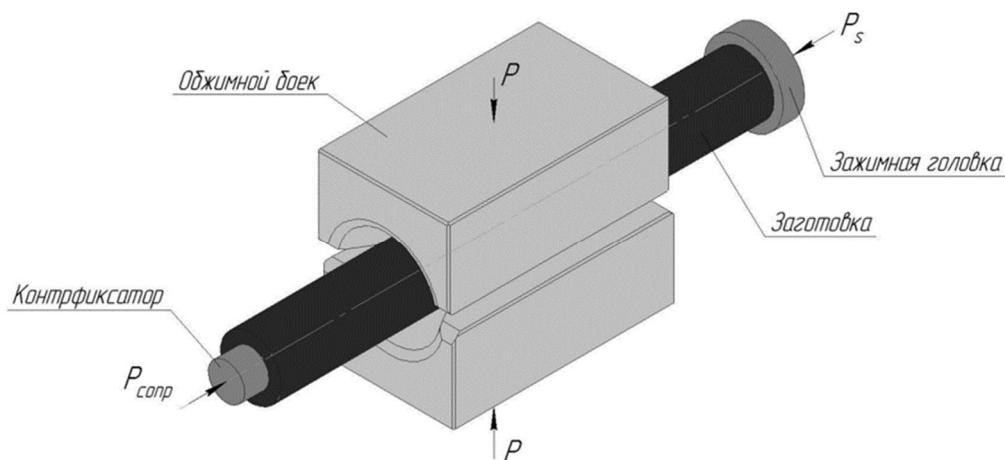


Рисунок 1 - Схема приложения сил при радиальном обжатии

КЛН-деформирование – это совокупность процессов обработки металлов давлением, в которых очаг пластического деформирования намеренно создается приложением двух и более нагрузок, одна из которых воздействует на значительный объем заготовки (глобальное нагружение), а другая носит локальный характер и формирует подвижную зону деформации со сложным напряженным состоянием [1, 2]. Заготовка глобально нагружена [1, 2] некоторой силой (или системой сил и моментов M_g), отображающихся на рисунке 2 в виде результата: некоторого распределения напряжений f . Параллельно заготовка локально деформируется комплексом инструментов 1, 2, ..., n , перемещающихся по траекториям Ω_1 , Ω_2 и так далее. Указанные инструменты локализуют очаг деформации, обеспечивая интенсивное пластическое течение малой части объема заготовки. При своем движении инструменты и (или) заготовка обеспечивают перемещение очага деформации. В результате одни и те же части заготовки могут подвергаться как однократному, так и многократному приложению локальных нагрузок, что в итоге обеспечивает эффективность процесса формоизменения и/или упрочнения. [1, 2]

Из описания процессов, представленных на рисунок 1 и 2 очевидно, что радиальное обжатие следует рассматривать, как разновидность КЛН-деформирования: заготовка глобально нагружена силой подачи на ход P_s и силой сопротивления зажатию заготовки $P_{\text{сопр}}$,

а локально – силой деформирования Р со стороны обжимных бойков. Очаг пластического деформирования лежит между обжимными бойками и уже упрочнённым участком (объем металла прошел деформацию), в совокупности с еще не деформированной частью заготовки.

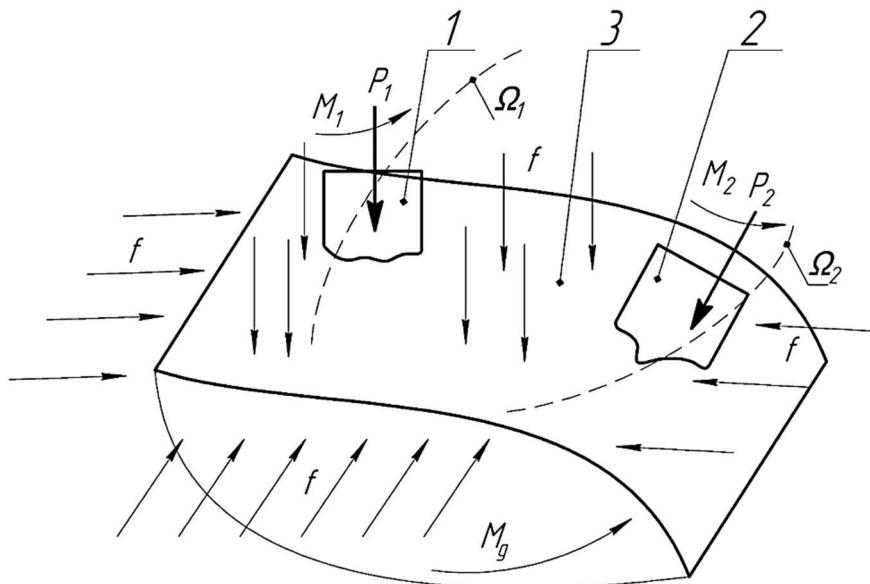


Рисунок 2 - Общая схема процессов КЛН-деформирования:

1, 2 - комплекс инструментов локального деформирования; 3 - заготовка; P_i , M_i - силы и моменты на инструментах; f - напряжения от сил, создающих глобальное нагружение; M_g - момент, приложенный к заготовке в процессе обработки; Ω_i - траектории движения инструментов [1, 2]

Рассмотрение радиального обжатия, как процесса КЛН-деформирования следует начать с инженерного расчета энергосиловых параметров по уже известным зависимостям и на примере реальной технологической задачи.

Поставка задачи

Технологический процесс сварки требует выполнения множества предварительных операций, от которых зависит качество шва [3]. Одной из них является предварительная механическая обработка и подготовка кромок свариваемых деталей для обеспечения надежного сварного соединения согласно требованиям конструкторской документации. После разделки комок и стыковки между заготовками образуется углубление, в котором формируется сварной шов.

Существует несколько способов разделки кромок [3-5]:

1. Ручная разделка с использованием слесарного инструмента и растворителей, удаляющих органические и неорганические загрязнения с поверхностей под сварку. Это самый простой и доступный способ, требующий минимум оборудования и оснастки. Используется наждачная бумага, напильник или угловая шлифовальная машинка для образования кромок. Главный недостаток – низкая производительность.

2. Предварительная механическая обработка свариваемых деталей. Используется металлорежущее оборудование (токарные, фрезерные, строгальные станки и т.п.).

3. Термическая разделка, включающая в себя газовую и плазменную резку. Этот метод быстрый и эффективный, но требует специального оборудования.

Существенным преимуществом метода радиального обжатия в его рассмотрении, как метода КЛН-деформирования является, высокая производительность и возможность механизации процесса [6-7]. В условиях единичного и мелкосерийного производства радиальное обжатие может служить альтернативой токарной обработки практически без потери производительности. Таким образом, использование метода радиального обжатия для предварительной обработки цилиндрических деталей перед сваркой является перспективным.

Технология.

В качестве исходной заготовки применяется прокат стальной горячекатаный круглый из стали 20 диаметром 32 мм.

Согласно требованиям конструкторской документации механическая обработка бонки заключается в формировании ступени $\varnothing 32 \times 14$ мм, выполняемая на токарной операции. Сами бонки привариваются к листам швом H1-Δ4 ГОСТ 14771-76. Согласно стандарту

нахлесточный шов Н1 выполняется по замкнутому контуру с одной стороны без скоса кромок. Чертеж сборочной единицы позволяет определить, что центральное отверстие в двух бонках выполняется в рычаге после сварки для обеспечения соосности, а фланец Ø32 мм является свободной поверхностью и не подвергается механической обработке, а цилиндрическая ступень Ø30^{+0,2}_{0,6} с шероховатостью поверхности Ra=12,5 мкм может быть получена радиальным обжатием. При этом конусность, образуемая радиально-обжимными бойками, будет служить упором в осевом направлении при установке бонки в отверстия листов перед сваркой.

Выбор параметров процесса и расчет энергосиловых параметров выполнен по методике Радюченко Ю.С., приведенной в [6]. Исходные данные для расчета:

- начальный диаметр заготовки $d_1 = 32$ мм;
- конечный диаметр с учетом поля допуска $d_2 = 30,5$ мм;
- коэффициент трения между заготовкой и инструментом $\mu = 0,2$;
- механические свойства стали 20 ГОСТ 1050-2013: твердость HB≤163, предел текучести $\sigma_t = 245$ МПа, предел прочности $\sigma_b = 410$ МПа [8].

Определяем относительную степень деформации ε :

$$\varepsilon = \frac{d_1^2 - d_2^2}{d_1^2} = \frac{32^2 - 30,5^2}{32^2} = 0,09 \quad (1)$$

Исходя из относительной степени деформации, коэффициента трения между заготовкой и инструментом, а также формой детали приняты следующие конструктивные размеры бойков:

- угол заходного конуса $\alpha = 9^\circ 30'$;
- длина заходного конуса $l_k = 14$, мм;
- длина калибрующего участка $l_{\eta} = 7$ мм;
- число бойков в комплекте – 2 шт.

Учитывая небольшую относительную степень деформации, обжатие будет осуществляться в холодном виде, а заходный конус бойков будет представлять собой коническую поверхность (см. рисунок 3). Такая форма заходного конуса является наиболее технологичной и простой в изготовлении. Начальная длина заготовки l_0 определяется из условия постоянства объема при обработке металлов давлением, мм [4]:

$$l_0 = \frac{V}{0,785d_1^2} = \frac{20969}{0,785 \cdot 32^2} \approx 26 \quad (2)$$

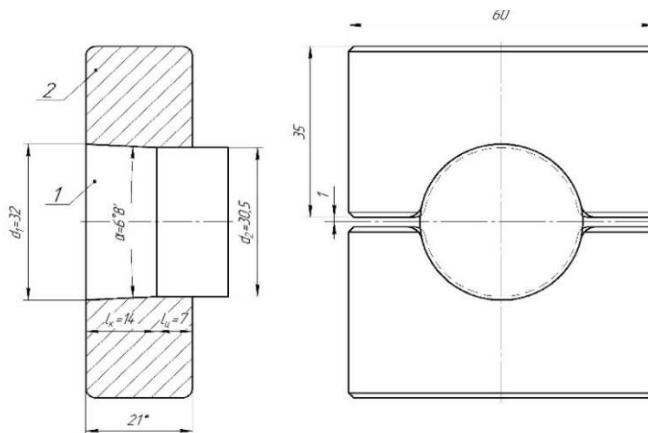


Рисунок 3 - Схема обжатия детали

Среднее значение предела текучести материала заготовки с учетом упрочнения, МПа:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m_u} + \sigma_{m_k}}{2} \quad (3)$$

где σ_{m_u} – предел текучести материала заготовки до обжатия;

σ_{m_k} – предел текучести материала заготовки после деформации с учетом упрочнения.

Предел текучести с учетом поверхностного упрочнения при $\varepsilon \leq 0,2$ определяем по зависимости, приведенной в [7]:

$$\sigma_{m_k} = -25 + 80C + 36\varepsilon^{0,23}, \quad (4)$$

где σ_{m_k} – предел прочности материала заготовки с учетом упрочнения, кгс/мм²;

С – содержание углерода в материале заготовки, для стали 20 ГОСТ 1050-2013 принято 0,2% [8].

Предел текучести с учетом упрочнения, вычисленный по формуле (4), составил $\sigma_{m_k} = 500$ МПа, а средний предел текучести $\sigma_t = 497$ МПа.

Диаметр нейтральной поверхности d_0 , разделяющей зоны растяжения и сжатия металла заготовки, вычисляется по формуле:

$$d_0 = \frac{d_1}{1 + \varepsilon(\xi + vtg\alpha)}, \quad (5)$$

где v , ξ – коэффициенты, характеризующие неравномерность влияния коэффициента трения μ . По [6, 10] принято $\xi=0,26$, $v=0,5$.

По формуле (5) получаем $d_0 = 30,933$ мм.

Усилие деформирования на заходном конусе бойка P_k определяется по формуле:

$$P_k = \frac{d_0^2 \sigma_m}{4\mu} \left(\left[\left[\frac{d_1}{d_0} \right]^{\frac{4\mu}{tg\alpha}} - 1 \right] + \left[\left[\frac{d_0}{d_2} \right]^{\frac{4\mu}{tg\alpha}} - 1 \right] \right) \quad (6)$$

Среднее удельное усилие:

$$P_{y_c} = \frac{P_k \cdot 4tg \frac{\alpha}{2}}{d_1^2 - d_2^2} \quad (7)$$

Площадь проекции очага деформации:

$$F_n = \frac{d_1^2 - d_2^2}{4tg \frac{\alpha}{2}} \quad (8)$$

Полная работа формоизменения:

$$A_n = 1,25 P_{y_c} \cdot 0,785 d_1^2 \cdot l_0 \cdot \ln \frac{d_1^2}{d_2^2} \cdot \left(I + \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2}} + \frac{2}{3} \cdot \frac{tg \frac{\alpha}{2}}{\ln \frac{d_1^2}{d_2^2}} \right), \quad (9)$$

где P_{y_c} – среднее удельное усилие обжатия;

Машинное время радиального обжатия t_m рассчитывается по формуле [1]:

$$t_m = \frac{60l_0}{\left(s - \frac{s \cdot (d_1^2 - d_2^2)}{d_1^2} \right) \cdot f \cdot n \cdot p}, \quad (10)$$

где s – шаг подачи заготовки на обжатие;

n – частота вращения сепаратора обжимного механизма или заготовки, либо число двойных ходов обжимного инструмента;

f – коэффициент скольжения рабочего привода машины;

p – число опорных элементов (роликов) в обойме привода обжимной машины.

Необходимая мощность обжатия вычисляется по формуле:

$$N = \frac{A_n}{1000 \cdot 102 \cdot t_m} \quad (11)$$

Рассчитанные по формулам (6)-(11) параметры радиального обжатия и их сравнение с токарной обработкой приведены в таблица 1. Режимы резания при точении взяты с базовой технологией.

Эскиз готовых изделий представлен на рисунке 4. Сварной шов выполняется согласно требованиям конструкторской документации. Технология и режимы сварки остаются без изменений.

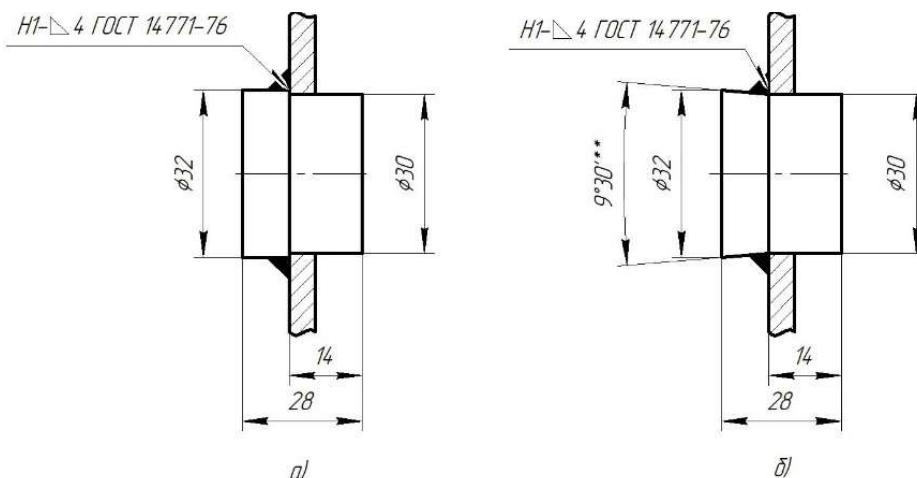


Рисунок 4 - Технологический эскиз сварки бонки, предварительно обработанной:
 а – на токарной операции; б – на радиально-обжимной операции;
 ** – размер, получаемый инструментом

Таблица 1 – Режимы обработки и энергосиловые параметры на операциях

Параметр	Радиально-обжимная операция	Токарно-винторезная операция
Применяемое оборудование	Шпиндельная ротационно-обжимная машина В2226	Токарно-винторезный станок 16К20
Размеры исходной заготовки перед операцией, мм	Ø32×26	Ø32×28
Коэффициент использования материала	0,73	0,7
Материал инструмента	штамповая сталь Х12Ф1 ГОСТ 5950-2000	быстро режущая сталь Р6М5 ГОСТ 19265-73
Режимы обработки	<ul style="list-style-type: none"> – шаг подачи заготовки $s=0,3$ мм/обжатие; – частота вращения сепаратора механизма обжатия $n=350$ об/мин; – коэффициент скольжения рабочего привода машины $f=1,0$ 	<ul style="list-style-type: none"> – глубина резания $t=0,75$ мм – количество проходов $i=1$; – продольная подача $s=0,2$ мм/об; – частота вращения шпинделя $n=200$ об/мин; – скорость резания $V=24$ м/мин
Затрачиваемое усилие	<ul style="list-style-type: none"> – усилие обжатия $P_k=106$ кН – среднее удельное усилие $P_{yc}=0,37$ кН/мм² – полная работа формоизменения $A_p=3700$ кН·мм 	Сила резания $P_z=1128$ Н
Потребляемая мощность N , кВт	4,2	0,52
Машинное время операции t_m , мин	0,88	0,67*

* взято оперативное время (сумма основного и вспомогательного времени на переходе)

Заключение.

Рассмотрен процесс радиального обжатия, как процесс комплексного локального нагружения очага деформации. На примере предварительной обработки цилиндрических заготовок перед сваркой взамен токарной операции показано преимущество радиального обжатия. Последнее показали путем сравнения, после инженерного расчёта энергосиловых

параметров процессов. Общие выводы при практическом инженерном сравнении двух путей получения конечного узла следующие:

1. Усилие и затраты электроэнергии при радиальном обжатии в несколько раз больше, чем при токарной обработке.

2. Производительность радиального обжатия немногого уступает токарной операции. Оперативное время перехода продольного точения составляет 0,67 мин, а машинное время обжатия такой же ступени занимает 0,88 мин (т.е. выше на 31%). Режимы обжатия приняты исходя из условия максимальной стойкости бойков. Равная производительность с точением может быть достигнута только на предельной частоте вращения сепаратора $n=400$ об/мин для ротационно-обжимной машины В2226 (при этом машинное время $t_m=0,68$ мин). Производительность процесса может быть повышена путем увеличения шага подачи заготовки s , частоты вращения заготовки или сепаратора n и увеличения числа опорных роликов в конструкции обжимного механизма p .

3. При радиальном обжатии снижаются отходы металла в виде стружки и немного возрастает коэффициент использования материала, что позволяет сократить транспортные расходы и расходы на утилизацию отходов производства.

4. Учитывая большую потребляемую мощность, перспективным направлением модернизации технологии радиального обжатия является снижение энергозатрат процесса, в том числе путем применения обжимных бойков с переменным углом заходного конуса [11-12].

5. Радиальное обжатие может служить альтернативой токарной операции при предварительной обработке цилиндрических деталей перед сваркой только в условиях повышенной загрузки металлорежущего оборудования. Ведь единичное производство характеризуется последовательным видом движения предметов труда, при котором каждая последующая технологическая операция начинается только после окончания предыдущей, и высоким коэффициентом загрузки оборудования, который может достигать 80-90% на каждый станок. Замена токарной операции на радиально-обжимную сокращает время межоперационного пролеживания деталей, связанные с ними издержки и конечную себестоимость продукции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Голенков, В.А. Теория и технология валковой штамповки / В.А. Голенков, С.Ю. Радченко, Д.О. Дорохов. – Москва: Издательский дом "Оружие и технологии", 2019. – 393 с. – ISBN 978-5-93799-077-8. – EDN MWAXUA.
2. Дорохов, Д.О. Управляемое градиентное упрочнение осесимметричных изделий комплексным локальным нагружением очага деформации: дис. докт. техн. наук: 05.02.09. — Орел: 2018. — 283 с.
3. Николаев, Г.А. Расчет, проектирование и изготовление сварных конструкций: учеб. пособие для машиностроительных ВУЗов / Г.А. Николаев, С.А. Куркин, В.А. Винокуров. – М.: Высшая школа, 1971. – 760 с., ил.
4. Золотоносов, Я.Д. Сварочное производство. Современные методы сварки: учебное пособие / Я.Д. Золотоносов, И.А. Крутова. – Казань: Казанский государственный архитектурно-строительный университет, ЭБС АСВ, 2016. – 216 с. – Текст: электронный // Электронно-библиотечная система IPR BOOKS: [сайт]. – URL: <http://www.iprbookshop.ru/73320.html> – Режим доступа: для авторизир. пользователей.
5. Дедюх, Р.И. Технология сварочных работ: сварка плавлением: учебное пособие для СПО / Р.И. Дедюх. – Москва: Юрайт, 2019. – 169 с., ил.
6. Радюченко, Ю.С. Ротационное обжатие / Ю.С. Радюченко. – М.: Машиностроение, 1972. – 176 с., ил.
7. Асфандияров, Р.Н. Исследование потенциала ротационного обжатия как метода интенсивной пластической деформации / Р.Н. Асфандияров, Г.И. Рааб, В.И. Семенов // Нефтегазовые технологии и новые материалы проблемы и решения. – 2015. – Выпуск 4(9). – С. 381–387.
8. Марочник сталей и сплавов: справочник – 2-е изд., доп. и испр. / А.С. Зубченко, М.М. Колосков, Ю.В. Каширский и др.; под общ. ред. А.С. Зубченко. – М.: Машиностроение, 2003. – 784 с., ил.
9. Кроха, В.А. Кривые упрочнения металлов при холодной деформации / В.А. Кроха. – М.: Машиностроение, 1968. – 131 с., ил.
10. Любвин В.И. Обработка металлов радиальным обжатием / В.И. Любвин. – М.: Машиностроение, 1975. – 248 с., ил.
11. Низмеев, А.А. Проектирование инструмента для производства заготовки детали «Вал колонки» холодным радиальным обжатием / А.А. Низмеев // Ресурсосберегающие технологии в металлургии и машиностроении: сборник научных трудов №1 (38) 2022 – Луганск: Изд-во ЛГУ им. В. Даля, 2022. – С. 21–29.
12. А. с. 1590187 СССР, МПК В 21 J 13/02. Инструмент для радиальной ковки цилиндрических заготовок / И.Г. Трофимов, В.Л. Боев, А.М. Меркулов и др. (СССР). – 4392069/25-27; заявл. 15.03.88; опубл. 07.09.90, Бюл. № 33. – 2 с., ил.

Низмеев Александр Александрович

АО «Навлинский завод «Промсвязь», р.п. Навля,
Брянская обл.
Инженер-конструктор
242130, Брянская обл., р.п. Навля,
ул. Комсомольская, д. 1
E-mail: scientist95@yandex.ru

Дорохов Даниил Олегович

ФГБОУ ВО «ОГУ им. И.С. Тургенева», г. Орел
Доктор технических наук, доцент, профессор
кафедры машиностроения
302020, г. Орел, Наугорское шоссе, 29
Тел. +79102084402
E-mail: ddostu@mail.ru

NIZMEYEV A.A., DOROHOV D.O.

PRE-TREATMENT OF CYLINDRICAL WORKPIECES BEFORE WELDING BY RADIAL SWAGING IN A SINGLE PRODUCTION

Abstract. *The article considers the process of radial compression as a process of complex local loading of the deformation site. Using the example of pretreatment of cylindrical workpieces before welding instead of turning, the advantage of radial compression is shown. A comparison of processing modes and process performance is given, the advantages and disadvantages of replacing the turning operation with a radial crimping operation are noted. It is shown that with a high load of metal-cutting equipment, radial compression will reduce the processing time.*

Keywords: radial compression, complex local loading of the deformation site, crimping strikers, calculation of energy-strength parameters, increased productivity.

BIBLIOGRAPHY

1. Golenkov, V. A. Theory and technology of roller stamping / V. A. Golenkov, S. Y. Radchenko, D. O. Dorokhov. – Moscow: Publishing House "Weapons and Technologies", 2019. – 393 p. – ISBN 978-5-93799-077-8. – EDN MWAXUA.
2. Dorokhov, D. O. Controlled gradient hardening of axisymmetric products by complex local loading of the deformation site: dissertation. Technical Sciences: 02/05/09. — Orel: 2018. — 283 p.
3. Nikolaev, G.A. Calculation, design and manufacture of welded structures: textbook. manual for engineering universities / G.A. Nikolaev, S.A. Kurkin, V.A. Vinokurov. – M.: Higher School, 1971. – 760 p., ill.
4. Zolotonosov, Ya.D. Welding production. Modern welding methods: a textbook / Ya.D. Zolotonosov, I.A. Krutova. – Kazan: Kazan State University of Architecture and Civil Engineering, EBS DIA, 2016. - 216 p. – Text: electronic // IPR BOOKS Electronic Library system: [website]. – URL: <http://www.iprbookshop.ru/73320.html> – Access mode: for authorization. users.6. Marochnik staley i splavov: spravochnik – 2-e izd., dop. i ispr. / A.S. Zubchenko, M.M. Koloskov, Y.V. Kashirskiy i dr.; pod obshchey red. A.S. Zubchenko. – M.: Mashinostroyeniye, 2003. – 784 s., il.
5. Dedyukh, R.I. Welding technology: fusion welding: a textbook for PDF / R.I. Dedyukh. – Moscow: Yurait, 2019. 169 p., ill.
6. Radyuchenko, Yu.S. Rotary compression / Yu.S. Radyuchenko. – M.: Mashinostroenie, 1972. – 176 p., ill.
7. Asfandiyarov, R.N. Investigation of the potential of rotary compression as a method of intensive plastic deformation / R.N. Asfandiyarov, G.I. Raab, V.I. Semenov // Oil and gas technologies and new materials, problems and solutions. – 2015. – Issue 4(9). – pp. 381-387.
8. Vintage of steels and alloys: handbook – 2nd ed., supplement. and ispr. / A.S. Zubchenko, M.M. Koloskov, Yu.V. Kashirsky et al.; under the general editorship of A.S. Zubchenko. – M.: Mashinostroenie, 2003. – 784 p., ill.
9. Krokha, V.A. Curves of metal hardening during cold deformation / V.A. Krokha. – M.: Mashinostroenie, 1968. – 131 p., ill.
10. Lyubvin V.I. Processing of metals by radial compression / V.I. Lyubvin. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 248 p., ill.
11. Nizmeev, A.A. Designing a tool for the production of a billet of a column shaft part by cold radial compression / A.A. Nizmeev // Resource-saving technologies in metallurgy and mechanical engineering: collection of scientific papers No. 1 (38) 2022 - Lugansk: Publishing House of the Leningrad State University named after V. Dahl, 2022. – pp. 21-29.
12. A. S. 1590187 USSR, IPC B 21 J 13/02. A tool for radial forging of cylindrical blanks / I.G. Trofimov, V.L. Boev, A.M. Merkulov et al. (USSR). – 4392069/25-27; application no. 03/15/88; publ. 09/07/90, Bul. no. 33. – 2 p., ill.

Nizmeyev Alexander Alexandrovich

JSC «Navlinsky Plant «Promsvyaz», Navlya settlement,
Bryansk region
Design Engineer
242130, Bryansk region, Navlya settlement,
Komsomolskaya str., 1
E-mail: scientist95@yandex.ru

Dorokhov Daniil Olegovich

«Orel State University named after I.S. Turgenev», Orel
Ph.D., assistant professor, professor, department of
mechanical engineering
302020, Orel, Naugorskoe Shosse, 29
Ph.: +79102084402
E-mail: ddostu@mail.ru

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА СКОРОСТИ ГРУППОВОГО ДВИЖЕНИЯ ПАЛЛЕТ ПО ГРАВИТАЦИОННОМУ РОЛИКОВОМУ КОНВЕЙЕРУ СТЕЛЛАЖА

Аннотация. Паллеты при их движении по гравитационному роликовому конвейеру стеллажа собираются в группы. В статье представлен анализ движения паллет на гравитационном роликовом конвейере стеллажа в процессе его загрузки и разгрузки. Скорость движения группы паллет зависит от конструкции тормозных роликов и принципа используемого тормозного устройства – фрикционного или магнитного типа. Разработана математическая модель скорости движения группы паллет по группе фрикционного тормозного ролика и магнитного тормозного ролика. Анализ расчетов скорости группового движения показали, что скорость движения группы паллет больше скорости движения одиночной паллеты вне зависимости от конструкции тормозного ролика и определяется коэффициентом скорости группы паллет. Максимальный коэффициент скорости группы достигается при количестве паллет в группе, равной 2-м, при этом для фрикционных тормозных роликов максимальный коэффициент скорости группы зависит от массы паллет и составляет 1,04...1,16, а для магнитных тормозных роликов не зависит от массы паллет и составляет 2.

Ключевые слова: фрикционный тормозной ролик, магнитный тормозной ролик, гравитационный роликовый конвейер, гравитационный стеллаж, группа паллет.

1. Введение.

Одним из самых простых и дешевых решений для транспортирования грузов является гравитационный роликовый конвейер (далее ГРК) [1; 2]. В настоящее время ГРК применяется в гравитационных системах хранения грузов, состоящих из металлоконструкции и установленных в них ГРК [3; 4; 5; 6].

Самой распространённой грузовой единицей в транспортно-складской отрасли является деревянный поддон с размещенным на ней грузом (далее паллета). За период 2017-2021 гг. продажи деревянных поддонов в РФ выросли в 2,1 раза – с 23,5 до 49,4 млн шт. [7]. Использование гравитационных стеллажей для паллет обеспечивает высокую плотность хранения и производительность их отгрузки, а также позволяет осуществлять отгрузку паллет по принципу FIFO («первый пришел – первый ушел») [8].

Исследованиям гравитационных стеллажей для паллет посвящены работы [9; 10; 11; 12; 13], в которых рассматривается их конструкция, особенности их использования при разной технологии обработки паллетированных грузов, а также особенности расчета отдельных элементов металлоконструкции стеллажей.

В качестве элементов безопасности ГРК стеллажей применяются устройство остановки и разделения паллет (далее УОРП) и тормозные ролики фрикционного или магнитного типов [14; 15]. Существующие исследования ограничиваются математическими моделями движения паллеты по тормозному ролику, позволяющими обеспечить безопасную скорость её движения по ГРК стеллажа с учетом работоспособности УОРП. Однако, при движении грузов на ГРК наблюдается их стремление при разомкнутом движении собираться в группы, что приводит к ударам грузов между собой и возникновению динамических усилий на элементы конструкции ГРК [2].

Целью данной работы является анализ этапов движения паллет по ГРК стеллажа с учетом наличия тормозных роликов фрикционного или магнитного типов, а также разработка математической модели расчета скорости группового движения паллет по ГРК стеллажа.

2. Этапы движения паллет по гравитационному роликовому конвейеру с устройствами безопасности

Рассмотрим этапы движения паллет на ГРК стеллажа длиной $L_{ГРК}$ с УОРП и с тормозными роликами, расположенными равномерно с шагом L_{Tp} ($L_{Tp} > L_p$, L_p – длина паллеты), при этом первый тормозной ролик установлен на расстоянии X_0 от упора УОРП (Рисунок 1).

Этапы движения паллеты при загрузке паллет на ГРК стеллажа

Этапы движения первой паллеты на ГРК стеллажа (Рисунок 2):

- движение по несущим роликам между тормозными роликами (при условии, что шаг L_{Tp} расстановки тормозных роликов больше длины l_p паллеты);

- наезд на тормозной ролик со скоростью V_H наезда и последующее торможение паллеты до скорости $V_{уст}$ установившегося движения;
- равномерное движение паллеты со скоростью $V_{уст}$ установившегося движения по тормозному ролику [15];
- далее цикл повторяется до момента удара первой загруженной паллеты в концевой упор ГРК или её наезда на лапу УОРП.

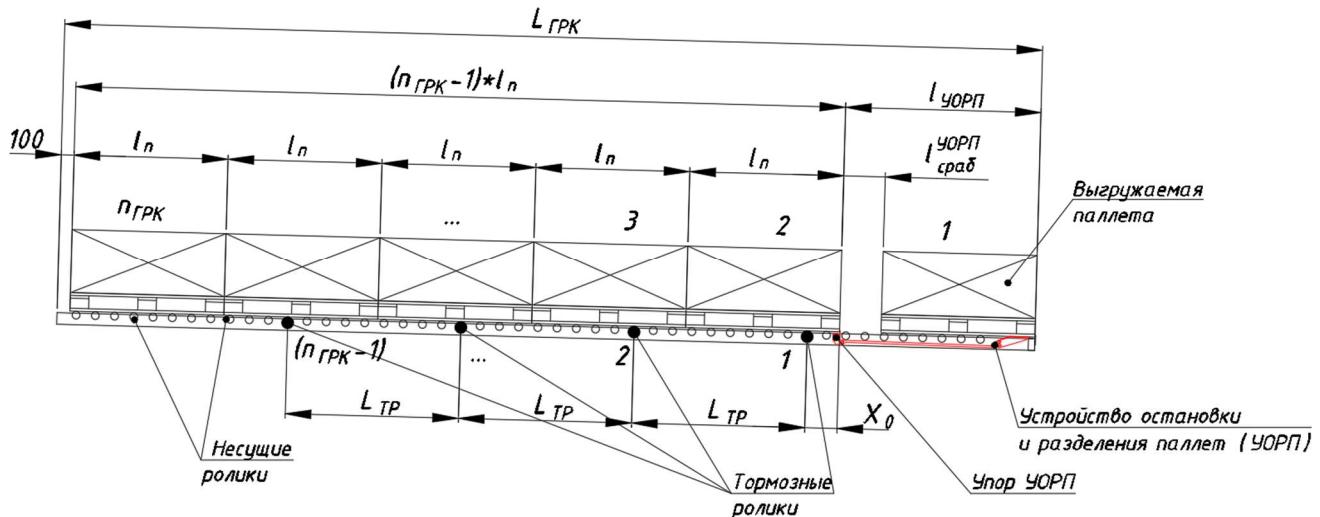


Рисунок 1 – Схема ГРК стеллажа с устройствами безопасности

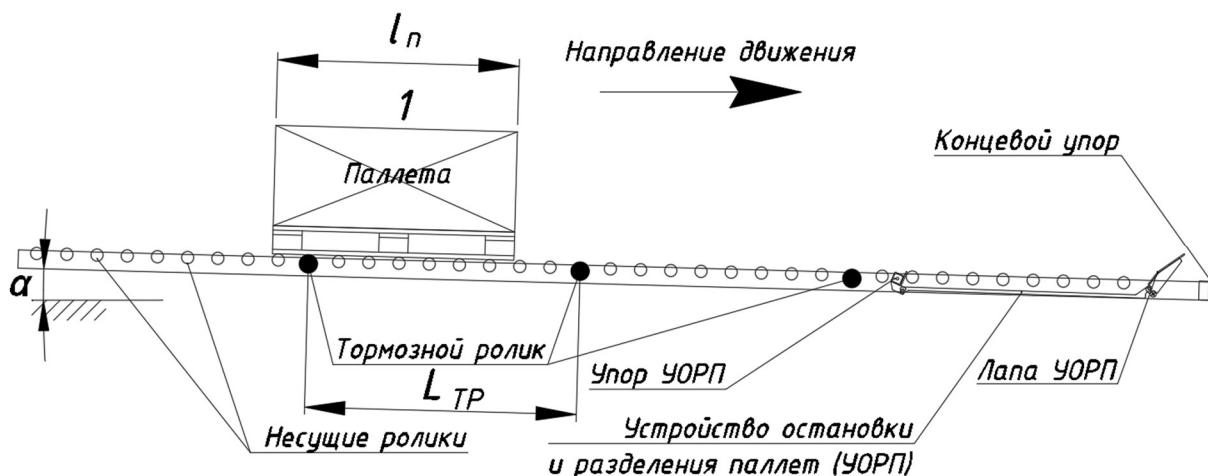


Рисунок 2 – Движение первой паллеты по ГРК стеллажа

Этапы движения паллет, следующих за первой паллетой, при их загрузке в ГРК стеллажа не отличаются от этапов движения первой загруженной паллеты за исключением того, что остановка второй загруженной паллеты осуществляется путем удара в упор УОРП, а всех последующих загруженных паллет путем удара в предыдущую паллету.

Этапы движения паллет при разгрузке паллет из ГРК стеллажа

Рассмотрим этапы движения паллет на ГРК стеллажа при разгрузке паллет из ГРК на примере ГРК стеллажа с 5-ю паллетами при шаге расстановки тормозных роликов $L_{TP}=1350$ мм и длине паллеты $l_n = 1200$ мм (рисунок 3).

При разгрузке 1-й паллеты упор УОРП под действием пружины возвращается в исходное положение. Тогда, согласно уравнению движения паллеты по тормозному ролику [15], 2-я и 3-я паллеты на ГРК стеллажа будут двигаться со скоростью $V_{уст}$ установившегося движения, а 4-я паллета будет испытывать давление 5-й паллеты, обеспечивая, тем самым их сомкнутое движение.

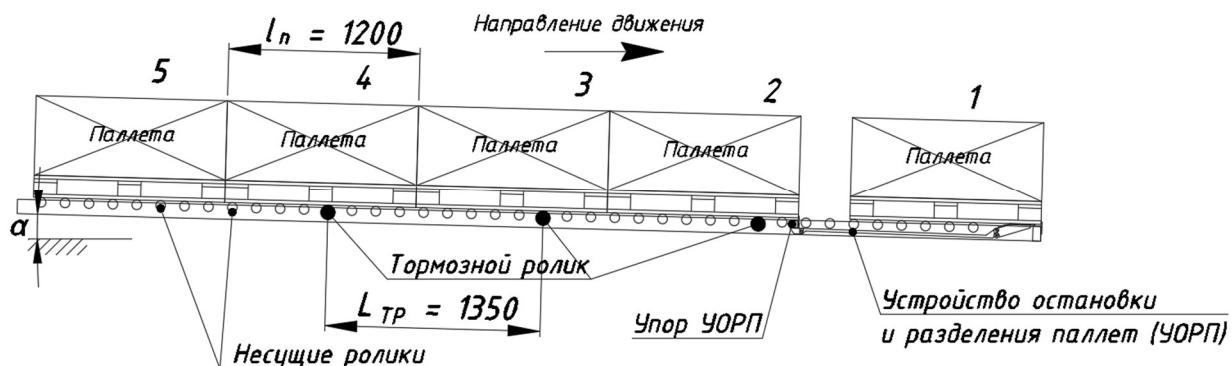


Рисунок 3 – ГРК стеллажа с 5-ю паллетами с шагом рассстановки тормозных роликов $L_{\text{тр}}=1350$ мм и длиной паллеты $l_{\Pi}=1200$ мм

Скорость сомкнутого движения двух паллет на тормозном ролике определяется по расчетной зависимости скорости установившегося движения и, соответственно, выше скорости установившегося движения одной паллеты [15]. Ввиду того, что группа из 4-ой и 5-ой паллет из-за превышения скорости $V_{\text{уст}}$ установившегося движения будет оказывать давление на впереди стоящую 3-ю паллету, движущуюся со скоростью $V_{\text{уст}}$, то образуется новая группа из 3-х паллет (3-я, 4-я и 5-я загруженные паллеты). Проводя дальнейшие аналогичные рассуждения для 2-й паллеты, все паллеты ГРК стеллажа, за исключением 1-й, будут иметь сомкнутый характер движения, и двигаться равномерно со скоростью установленного движения группы (Рисунок 4).

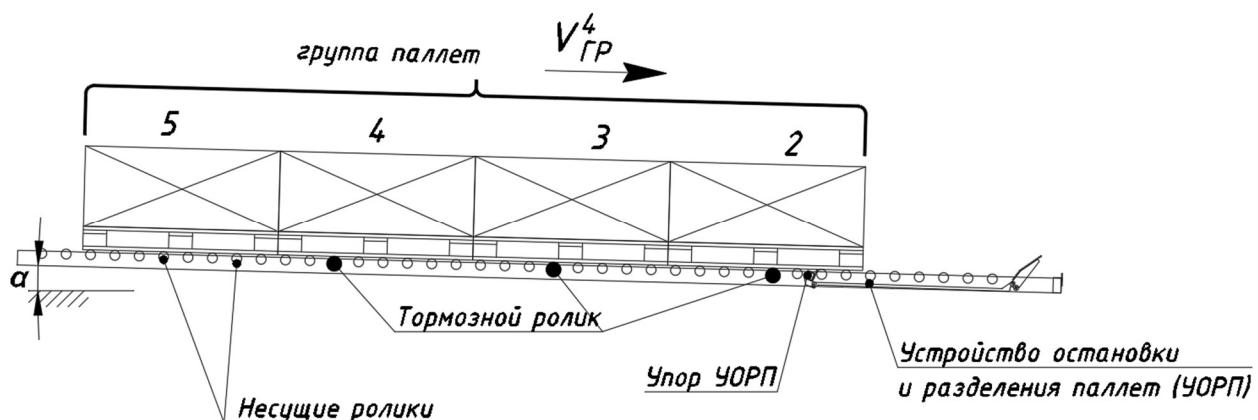


Рисунок 4 – Сомкнутое движение группы из 4-х паллет (со второй по пятую)

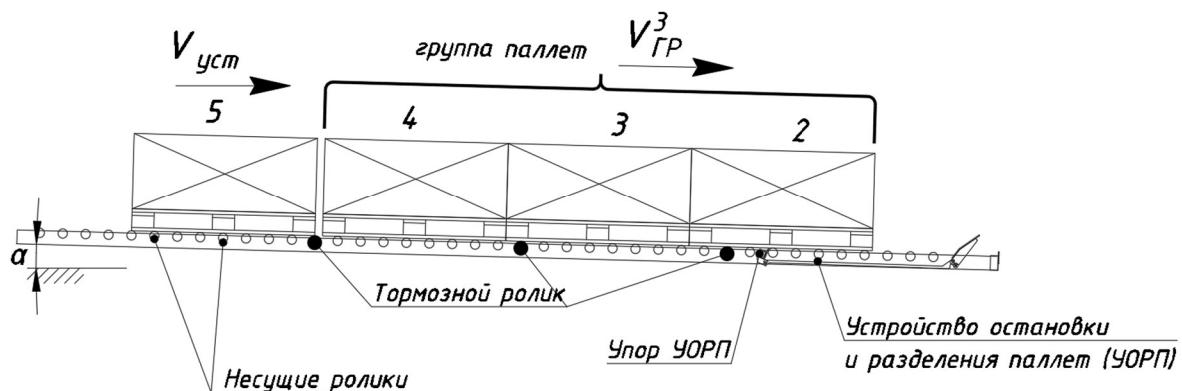


Рисунок 5 – Съезд 5-ой паллеты группы из 4-х паллет с тормозного ролика

Сомкнутое движение этой группы из прекратится после съезда 4-ой паллеты с тормозного ролика (рисунок 5).

Съезд 4-ой паллеты с тормозного ролика сопровождается разделением группы на группу из 3-х паллет (со 2-ой по 4-ую) и одиночную 5-ю паллету, т.к. происходит ее торможение на тормозном ролике до скорости $V_{уст}$ установившегося движения при одновременном разгоне группы из 3-х паллет (со 2-ой по 4-ую) со скорости сомкнутого движения группы из 4-х паллет до скорости сомкнутого движения группы из 3-х паллет.

Следующий этап работы ГРК стеллажа сопровождается разделением группы из 3-х паллет (со 2-ой по 4-ую) на группу из 2-х паллет (2-ую и 3-ю) и одиночную 4-ю паллету. (рисунок 6).

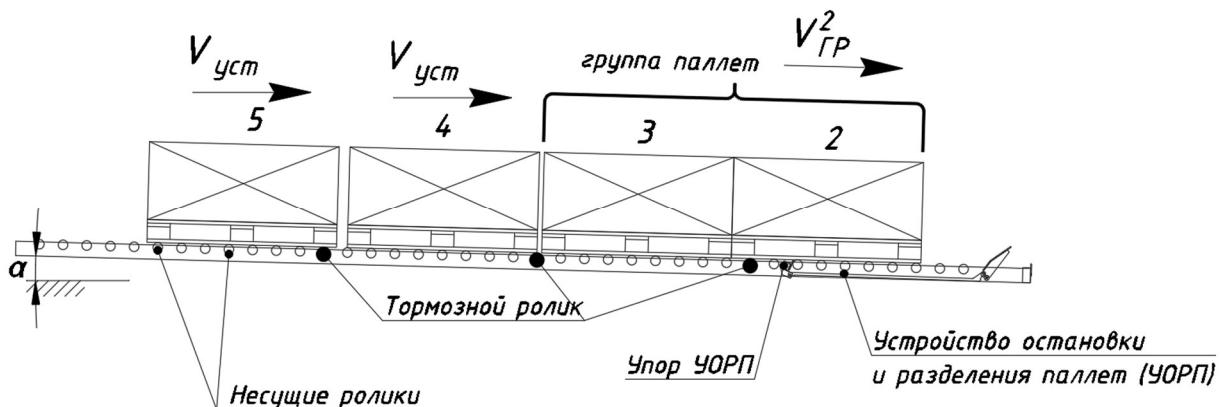


Рисунок 6 – Разделение группы из 3-х паллет на группу из 2-х паллет и одиночную паллету при работе ГРК стеллажа

Следующий этап работы ГРК стеллажа сопровождается разделением группы из 2-х паллет на одиночные паллеты (Рисунок 7), при этом достигается разомкнутое движение всех паллет на ГРК. Движение 3-й, 4-й и 5-й паллет, осуществляется по тормозному ролику со скоростью $V_{уст}$ установившегося движения, а 2-я паллета движется по несущим роликам равноускорено с ускорением, определяемым с учетом уклона роликового полотна.

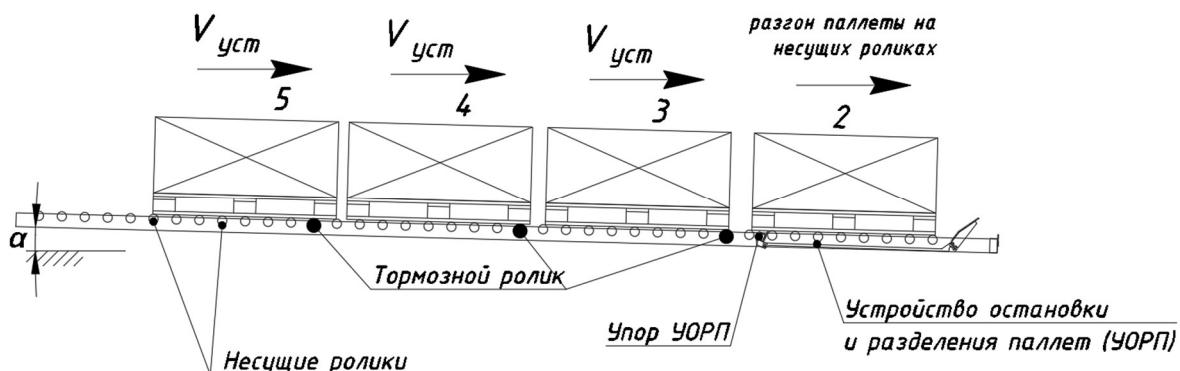


Рисунок 7 – Разделение группы из 2-х паллет и разомкнутое движение паллет при разгрузке

Проведенный анализ этапов движения паллет при их разгрузке из ГРК стеллажа показал, что для расчета движения паллет на ГРК необходима разработка математической модели скорости движения группы из n паллет по группе из m тормозных роликов.

3. Групповое движение паллет на гравитационном роликовом конвейере с устройствами безопасности

3.1. Скорость группы паллет при её движении по фрикционному тормозному ролику

Рассмотрим установленвшееся движение группы n паллет по группе фрикционных тормозных роликов (далее ФР) $m_{ФР}$. Сила нормального давления ФР для группы паллет определяется с учетом [15] для группы паллет и ФР

$$N_{(m_{ФР})}^{(n)} = \frac{D_{ФР} \cdot G \cdot (\tan \alpha - \mu)}{i_K \cdot D_{ВН} \cdot f \cdot (1 + u \cdot \eta_{ФР})} \cdot \frac{n}{m_{ФР}}, \quad (1)$$

где $D_{\Phi P}$ – диаметр ФР; G – сила тяжести паллеты; $\tan \alpha$ – уклон роликового полотна ГРК; w – сопротивление передвижению паллеты по ГРК; i_K – количество тормозных колодок ФР; D_{BH} – внутренний диаметр ФР; f – коэффициент трения скольжения между фрикционной накладкой и обечайкой ФР; u – передаточное отношение ФР; $\eta_{\Phi P}$ – КПД ФР; n – количество паллет в группе; $m_{\Phi P}$ – количество ФР в группе паллет.

Тогда скорость установившегося движения группы определяется с учетом скорости установившегося движения одиночной паллеты [15] и выражения (1)

$$V_{(m_{\Phi P})}^{(n)} = \sqrt{\left(\frac{D_{\Phi P}}{2u}\right)^2 \cdot \frac{1}{r \cdot c \cdot m_{\Gamma}} \left[\frac{D_{\Phi P} \cdot M \cdot g \cdot (\tan \alpha - w)}{i_K \cdot D_{BH} \cdot f \cdot (1+u \cdot \eta_{\Phi P})} \cdot (a - f \cdot b) \right] \cdot \frac{n}{m_{\Phi P}} + V_0^2}, \quad (2)$$

где r – расстояние от центра тяжести тормозной колодки до оси вращения ступицы центробежного тормоза ФР; $\cdot m_{\Gamma}$ – масса тормозной колодки; a , b , c – плечи действия соответственно сил нормального давления фрикционной накладки на обечайку ФР, трения и центробежной силы ФР [15]; V_0 – скорость срабатывания ФР.

Тогда скорость одиночной паллеты при её движении по ФР можно определить как скорость группы паллет при $n = 1$ по группе ФР $m_{\Phi P} = 1$, или $V_{(m_{\Phi P}=1)}^{(n=1)} = V_{1_{\Phi P}}$. Проведем преобразования выражения (2)

$$(V_{1_{\Phi P}})^2 = \left(\frac{D_{\Phi P}}{2u}\right)^2 \cdot \frac{1}{r \cdot c \cdot m_{\Gamma}} \left[\frac{D_{\Phi P} \cdot M \cdot g \cdot (\tan \alpha - w)}{i_K \cdot D_{BH} \cdot f \cdot (1+u \cdot \eta_{\Phi P})} \cdot (a - f \cdot b) \right] + V_0^2,$$

или

$$\left(\frac{D_{\Phi P}}{2u}\right)^2 \cdot \frac{1}{r \cdot c \cdot m_{\Gamma}} \left[\frac{D_{\Phi P} \cdot M \cdot g \cdot (\tan \alpha - w)}{i_K \cdot D_{BH} \cdot f \cdot (1+u \cdot \eta_{\Phi P})} \cdot (a - f \cdot b) \right] = (V_{1_{\Phi P}})^2 - V_0^2. \quad (3)$$

Тогда выражение (2) с учетом выражения (3) примет вид

$$V_{(m_{\Phi P})}^{(n)} = \sqrt{\left[(V_{1_{\Phi P}})^2 - V_0^2\right] \cdot \frac{n}{m_{\Phi P}} + V_0^2},$$

или

$$V_{(m_{\Phi P})}^{(n)} = \sqrt{\left(V_{1_{\Phi P}}\right)^2 \cdot \frac{n}{m_{\Phi P}} - V_0^2 \cdot \left(\frac{n}{m_{\Phi P}} - 1\right)}. \quad (4)$$

Проведем анализ скорости движения группы для данных ФР и ГРК, приведенных в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для анализа скорости группового движения паллет по ФР

Наименование параметра	Значение
<i>Параметры груза</i>	
Масса паллеты M , кг	250...1500
<i>Параметры ГРК</i>	
Уклон ГРК, $\tan \alpha$	0,04
Коэффициент сопротивления передвижению w	0,02
<i>Параметры ФР</i>	
Диаметр ФР $D_{\Phi P}$, м	0,089
Внутренний диаметр ФР D_{BH} , м	0,083
Передаточное отношение мультипликатора u	24
КПД ФР $\eta_{\Phi P}$	0,9
Количество тормозных колодок i_K	2
Масса тормозной колодки m_{Γ} , кг	0,04
Коэффициент трения фрикционной накладки по обечайке ФР f	0,44
Радиус действия центробежной силы r , м	0,0216
Расстояние до центра тяжести c , м	0,0293
Плечо силы нормального давления a , м	0,0288
Плечо силы трения b , м	0,0502
Скорость срабатывания V_0 , м/с	0,1654

На рисунке 8 представлены значения скорости установившегося движения группы паллет при $m_{\Phi P} = n - 1$ для данных ФР, приведенных в Таблице 1, рассчитанные по формуле

$$V_{(n-1)\Phi P}^{(n)} = \sqrt{\left(V_{1\Phi P}\right)^2 \cdot \frac{n}{n-1} - \frac{V_0^2}{n-1}}, \quad n > 1. \quad (5)$$

Анализ результатов расчёта по формуле (5) показал, что скорость $V_{(n-1)\Phi P}^{(n)}$ установившегося движения группы паллет по ФР превышает скорость $V_{1\Phi P}$ одиночной паллеты при её движении по ФР. Представим скорость движения группы выражением

$$V_{(n-1)\Phi P}^{(n)} = K_{(n-1)\Phi P}^{(n)} \cdot V_{1\Phi P}, \quad n > 1, \quad (6)$$

где $K_{(n-1)\Phi P}^{(n)}$ – коэффициент скорости группы n паллет по $(n-1)$ ФР.

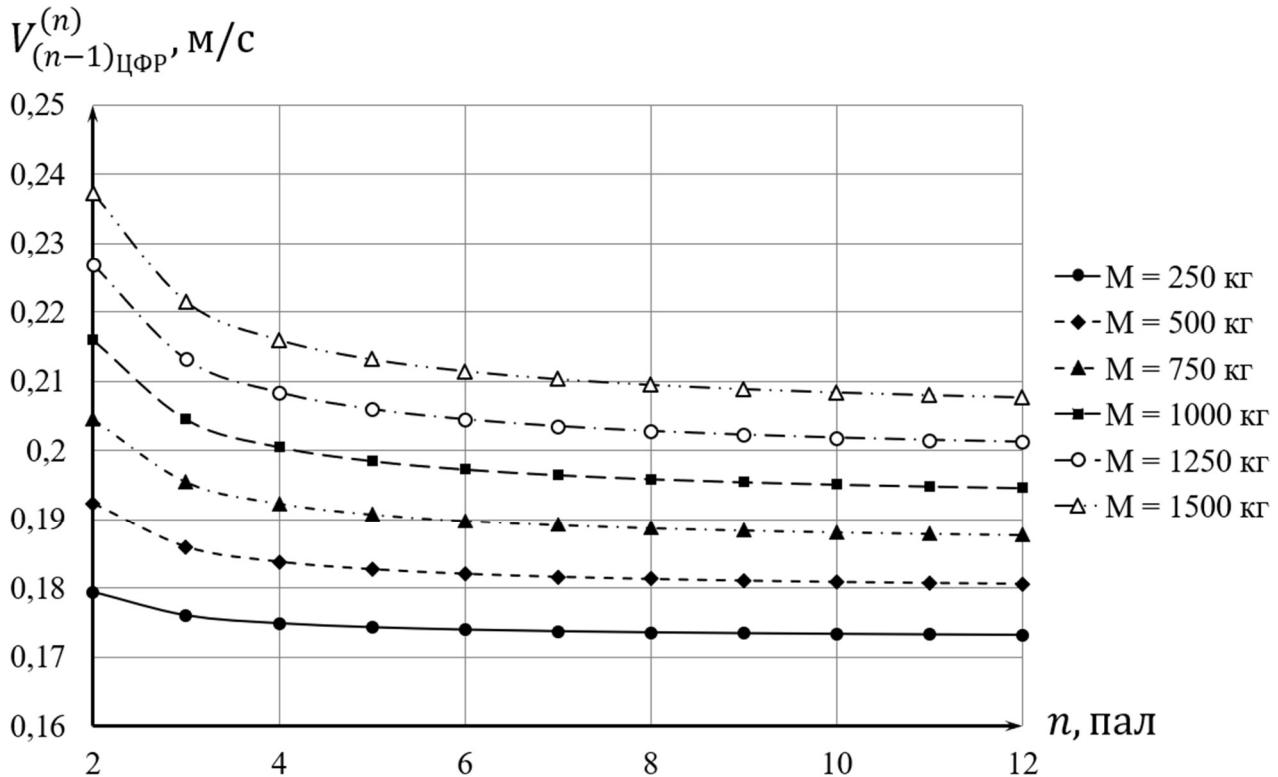


Рисунок 8 – Скорость установившегося движения группы n паллет по $(n-1)$ ФР в зависимости от количества n паллет в группе и массы M палеты

Коэффициенты скорости группы $K_{(n-1)\Phi P}^{(n)}$ для данных Таблицы 1 с использованием выражений (5) и (6), приведены в Таблице 2.

3.2. Скорость группы паллет при её движении по магнитному тормозному ролику

Рассмотрим установившееся движение группы n паллет по группе магнитных тормозных роликов (далее МР) m_{MP} . С учетом для группы паллет, а также с учетом роста количества пар магнитов пропорционально количеству МР [15]

$$V_{(m_{MP})}^{(n)} = \frac{D_{MP}^2 \cdot G \cdot (\tan \alpha - \mu)}{D_{BT}^2 \cdot \beta_N \cdot N_M \cdot (1+u \cdot \eta_{MP}) \cdot (1+u)} \cdot \frac{n}{m_{MP}}, \quad (7)$$

где D_{MP} – диаметр МР; G – сила тяжести паллеты; $\tan \alpha$ – уклон роликового полотна ГРК; w – сопротивление передвижению паллеты по ГРК; D_{BT} – диаметр установки магнитов МР; β_N – коэффициент магнитной вязкости МР; N_M – количество пар магнитов МР; u – передаточное отношение МР; η_{MP} – КПД МР; n – количество паллет в группе; m_{MP} – количество МР в группе паллет.

Скорость одиночной паллеты при её движении по МР можно определить как скорость группы паллет при $n = 1$ по группе МР $m_{MP} = 1$, или $V_{(m_{MP}=1)}^{(n=1)} = V_{1MP}$. Проведем преобразования выражения (7) с учетом скорости одиночной паллеты

$$V_{1MP} = \frac{D_{MP}^2 \cdot g \cdot (\tan \alpha - \mu)}{D_{BT}^2 \cdot \beta_N \cdot N_M \cdot (1+u \cdot \eta_{MP}) \cdot (1+u)} \cdot M.$$

Тогда выражение (7) примет вид

$$V_{(m_{MP})}^{(n)} = V_{1_{MP}} \cdot \frac{n}{m_{MP}}. \quad (8)$$

Таблица 2 – Коэффициент скорости группы $K_{(n-1)_{\Phi P}}^{(n)}$ установившегося движения группы n паллет по $(n - 1)$ ФР в зависимости от количества n паллет в группе и массы M паллеты

Масса паллеты M , кг	250	500	750	1000	1250	1500
Скорость установившегося движения одиночной паллеты $V_{1_{\Phi P}}$, м/с	0,1726	0,1794	0,1860	0,1924	0,1985	0,2045
Скорость срабатывания ФР V_0 , м/с	0,1654	0,1654	0,1654	0,1654	0,1654	0,1654
Кол-во паллет в группе n , пал	Коэффициент скорости группы $K_{(n-1)_{\Phi P}}^{(n)}$					
2	1,0397	1,0723	1,0995	1,1227	1,1427	1,1600
3	1,0200	1,0368	1,0509	1,0631	1,0737	1,0830
4	1,0134	1,0247	1,0342	1,0425	1,0497	1,0560
5	1,0101	1,0185	1,0258	1,0320	1,0375	1,0423
6	1,0081	1,0149	1,0207	1,0257	1,0301	1,0340
7	1,0067	1,0124	1,0173	1,0215	1,0252	1,0284
8	1,0058	1,0106	1,0148	1,0184	1,0216	1,0244
9	1,0050	1,0093	1,0130	1,0161	1,0189	1,0214
10	1,0045	1,0083	1,0115	1,0144	1,0168	1,0190
11	1,0040	1,0075	1,0104	1,0129	1,0152	1,0171
12	1,0037	1,0068	1,0095	1,0118	1,0138	1,0156

Проведем анализ скорости группового движения паллет по группе МР для данных МР и ГРК, приведенных в таблице 3.

Таблица 3 - Исходные данные для анализа скорости группового движения паллет по МР

Наименование параметра	Значение
<i>Параметры груза</i>	
Масса паллеты M , кг	250...1500
<i>Параметры ГРК</i>	
Уклон ГРК, $\tan \alpha$	0,04
Коэффициент сопротивления передвижению w	0,02
<i>Параметры МР</i>	
Диаметр МР D_{MP} , м	0,089
Диаметр установки магнитов МР D_{BT} , м	0,06
Передаточное отношение мультипликатора u	24
КПД МР η_{MP}	0,9
Количество пар магнитов N_M	для масс паллет до 750 кг – 4 пары; для масс паллет выше 750 кг – 8 пар
Коэффициент магнитной вязкости β_N , $(H \cdot c)/M$	0,583

На Рисунке 9 представлены значения скорости установившегося движения группы паллет при $m_{MP} = n - 1$, для данных МР, приведенных в Таблице 3 и рассчитанные по формуле

$$V_{(n-1)MP}^{(n)} = V_{1MP} \cdot \frac{n}{n-1}, \quad n > 1. \quad (9)$$

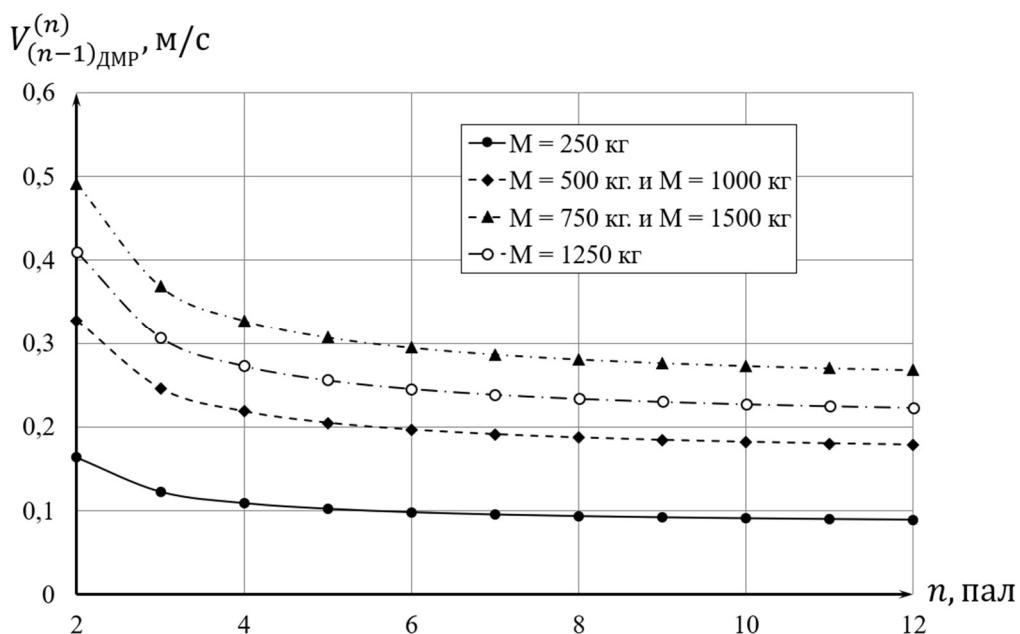


Рисунок 9 – Скорость установившегося движения группы $n - 1$ МР в зависимости от количества n паллет в группе и массы M паллеты

Анализ результатов расчёта по формуле (9) показал, что скорость $V_{(n-1)MP}^{(n)}$ установившегося движения группы паллет по МР превышает скорость V_{1MP} одиночной паллеты при её движении по МР. Представим скорость движения группы выражением

$$V_{(n-1)MP}^{(n)} = K_{(n-1)MP}^{(n)} \cdot V_{1MP}, \quad n > 1, \quad (10)$$

где $K_{(n-1)MP}^{(n)} = \frac{n}{n-1}$ – коэффициент скорости группы n паллет по $(n - 1)$ МР.

Коэффициент скорости группы $K_{(n-1)MP}^{(n)}$ зависит только от размера группы и не зависит от массы M паллеты. Зависимость коэффициента группы $K_{(n-1)MP}^{(n)}$ от количества n паллет в группе, полученная с учетом выражений (9) и (10), приведены на Рисунке 10.

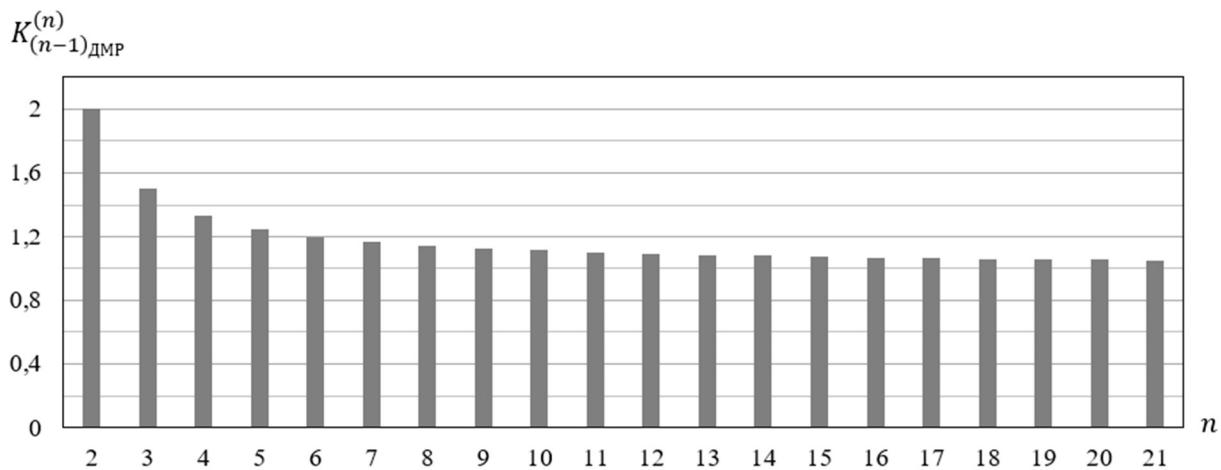


Рисунок 10 – Коэффициент скорости группы $K_{(n-1)MP}^{(n)}$ установившегося движения группы n паллет по группе $(n - 1)$ МР в зависимости от количества n паллет в группе

4. Заключение

1. Проведен анализ этапов движения паллет на ГРК стеллажа с учетом наличия тормозных роликов;
2. Разработана математическая модель расчета скорости установившегося движения группы паллет по группе тормозных роликов фрикционного и магнитного типов;
3. Скорость группового движения паллет по тормозным роликам превышает скорость установившегося движения одиночной паллеты и определяется с учетом коэффициента скорости группы $K_{(m)_{\Phi P}}^{(n)}$ и $K_{(m)_{MP}}^{(n)}$;
4. Приведен пример расчета скорости движения группы n паллет по группе ($n - 1$) ФР. При количестве паллет в группе, равном 2, коэффициент скорости группы достигает максимального значения, зависит от массы паллеты и составляет 1,04-1,16 для паллет массой от 250 до 1500 кг. При увеличении количества паллет в группе коэффициент скорости группы приближается к 1.
5. Приведен пример расчета скорости движения группы n паллет по группе ($n - 1$) МР. При количестве паллет в группе, равном 2, коэффициент скорости группы достигает максимального значения, не зависит от массы паллеты и равен 2. При увеличении количества паллет в группе коэффициент скорости группы приближается к 1.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лускань О.А. Основы теории импульсных инерционных конвейеров: диссертация... доктора технических наук: 05.05.04. Саратов. 2011. 307 с.
2. Ивановский К.Е., Раковщик А.Н., Цоглин А.Н. Роликовые и дисковые конвейеры и устройства. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.
3. Pallet & Carton Flow | EMEA | www.interroll.ru // URL: <https://www.interroll.com/products/pallet-handling/pallet-flow/pf-1100> (дата обращения: 09.01.2025)
4. Roller Racking For Pallets - Nedcon Silesia // URL: <https://nedcon.pl/produkty/regaly-przepluwowe-napalety/> (дата обращения: 09.01.2025).
5. Palettendurchlaufregal - Saar Lagertechnik // URL: <https://www.saar-lagertechnik.com/produkte/leistungsstarke-durchlaufregale-fuer-maximale-effizienz/> (дата обращения: 09.01.2025)
6. Pallet dynamic flow racks // URL: <https://www.ssi-schaefer.com/en-ca/products/storage/manual-storage/racking-systems/pallet-dynamic-flow-racks-1526038> (дата обращения: 09.01.2025).
7. Анализ рынка паллет (деревянных поддонов) в России в 2020-2024 гг, прогноз на 2025-2029 гг // URL: <https://businessstat.ru/catalog/id11833/> (дата обращения: 09.01.2025)
8. Алексеев В.И., Носко А.Л., Сафонов Е.В. Обзор и анализ конструкций гравитационных стеллажей для паллет // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. Электрон. журн. 2025. № 1. С. 43 – 54.
9. Zhuxi Chen, Xiaoping Li & Jatinder N.D. Gupta (2015) A bi-directional flow-rack automated storage and retrieval system for unit-load warehouses, International Journal of Production Research, 53:14, 4176-4188
10. Краус А.С., Шубин А.Н. Классификация повреждений стоек складских стеллажных конструкций // Механизация строительства. Том 78, № 6. 2017. С. 53-56.
11. R. Vučjanac, N. Miloradović, and S. Vulović. Dynamic storage systems // Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara, vol. 14, no. 1, p. 79, 2016.
12. Siddhartha Ray. Introduction to Materials Handling. (1st Ed. Edition). New Age International Pvt Ltd Publishers, 2017. 244 p
13. Structured comparison of pallet racks and gravity flow racks / Eo J. [et al.] // IIE Annual Conference and Expo. 2015. P. 1971-1980
14. Сафонов Е. В., Шарифуллин И. А., Носко А. Л. Устройства безопасной эксплуатации гравитационных роликовых конвейеров паллетного типа: Монография. М: Университетская книга, 2018. 72 с
15. Тормозные ролики для паллетных гравитационных стеллажей. Конструкция. Теория. Методы расчета. Эффективность применения: монография / Е. В. Сафонов, А. Л. Носко, И. А. Шарифуллин; под ред. А. Л. Носко. — Москва: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2024. — 115 с

Сафонов Евгений Викторович

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана, г. Москва
доцент, кафедра «Подъемно-транспортные системы»
105005, г. Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5, стр. 1,
Тел. 8 (926) 683-31-17
E-mail: safronov@bmstu.ru

SAFRONOV E.V.

MATHEMATICAL MODEL OF THE SPEED OF GROUP MOVEMENT OF PALLETS ON A GRAVITY ROLLER CONVEYOR RACK

Abstract. Pallets are assembled into groups as they move along the gravity roller conveyor of the rack. The article presents an analysis of the movement of pallets on a gravity roller conveyor of a rack during its loading and unloading. The speed of movement of a group of pallets depends on the design of the brake rollers and the principle of the braking device used – friction or magnetic type. A mathematical model of the speed of movement of a group of pallets according to the group size of a friction brake roller and a magnetic brake roller has been developed. The above mathematical models for calculating the speed of a group movement have shown that the speed of movement of a group of pallets is greater than the speed of movement of a single pallet, regardless of the design of the brake roller and is determined by the speed coefficient of the pallet group. The maximum speed coefficient of the group is achieved when the number of pallets in the group is 2, while for friction brake rollers the maximum speed coefficient of the group is 1.04, and for magnetic brake rollers - 2

Keywords: frictional brake roller, magnetic brake roller, gravity roller conveyor, gravity rack, group of pallet

BIBLIOGRAPHY

1. Luskan O.A. Osnovy teorii impulsnykh inertsionnykh konveyyerov: dissertatsiya... doktora tekhnicheskikh nauk: 05.05.04. Saratov. 2011. 307 s.
2. Ivanovskiy K.Ye., Rakovshchik A.N., Tsoglin A.N. Rolikovyye i diskovyye konveyery i ustroystva. M.: Mashinostroyeniye, 1973. 216 s.
3. Pallet & Carton Flow | EMEA | www.interroll.ru // URL: <https://www.interroll.com/products/pallet-handling/pallet-flow/pf-1100> (data obrashcheniya: 09.01.2025)
4. Roller Racking For Pallets - Nedcon Silesia // URL: <https://nedcon.pl/produkty/regaly-przeplywowe-napalety/> (data obrashcheniya: 09.01.2025)
5. Palettendurchlaufregal - Saar Lagertechnik // URL: <https://www.saar-lagertechnik.com/produkte/leistungsstarke-durchlaufregale-fuer-maximale-effizienz/> (data obrashcheniya: 09.01.2025)
6. Pallet dynamic flow racks // URL: <https://www.ssi-schaefer.com/en-ca/products/storage/manual-storage/racking-systems/pallet-dynamic-flow-racks-1526038> (data obrashcheniya: 09.01.2025)
7. Analiz rynka pallet (derevyannikh poddonov) v Rossii v 2020-2024 gg, prognoz na 2025-2029 gg // URL: <https://businessstat.ru/catalog/id11833/> (data obrashcheniya: 09.01.2025)
8. Alekseyev V.I., Nosko A.L., Safronov Ye.V. Obzor i analiz konstruktsiy gravitatsionnykh stellazhey dlya pallet // Mashiny i ustanovki: proyektirovaniye, razrabotka i ekspluatatsiya. Elektron. zhurn. 2025. № 1. S. 43 – 54
9. Zhuxi Chen, Xiaoping Li & Jatinder N.D. Gupta (2015) A bi-directional flow-rack automated storage and retrieval system for unit-load warehouses, International Journal of Production Research, 53:14, 4176-4188
10. Kraus A.S., Shubin A.N. Klassifikatsiya povrezhdennykh stoyek skladskikh stellazhnykh konstruktsiy // Mekhanizatsiya stroitelstva. Tom 78, № 6. 2017. S. 53-56
11. R. Vujanac, N. Miloradovic, and S. Vulovic. Dynamic storage systems // Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara, vol. 14, no. 1, p. 79, 2016.
12. Siddhartha Ray. Introduction to Materials Handling. (1st Ed. Edition). New Age International Pvt Ltd Publishers, 2017. 244 p
13. Structured comparison of pallet racks and gravity flow racks / Eo J. [et al.] // IIE Annual Conference and Expo. 2015. P. 1971-1980
14. Safronov Ye. V., Sharifullin I. A., Nosko A. L. Ustroystva bezopasnoy ekspluatatsii gravitatsionnykh rolikovyykh konveyyerov palletnogo tipa: Monografiya. M: Universitetskaya kniga, 2018. 72 s
15. Tormoznyye roliki dlya palletnykh gravitatsionnykh stellazhey. Konstruktsiya. Teoriya. Metody rascheta. Effektivnost primeneniya: monografiya / Ye. V. Safronov, A. L. Nosko, I. A. Sharifullin; pod red. A. L. Nosko. — Moskva: Izdatelstvo MGTU im. N. E. Baumana, 2024. — 115 s

Safronov Evgeniy Viktorovich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow

Associate Professor, «Hoisting and transport systems» department

105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

Ph. 8 (926) 683-31-17

E-mail: safronov@bmstu.ru

© Сафронов Е.В., 2025

АЛГОРИТМ ДВИЖЕНИЯ ПАЛЛЕТЫ ПО РОЛИКУ ДИНАМИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ ГРАВИТАЦИОННОГО СТЕЛЛАЖА

Аннотация. В современных условиях интенсивного развития логистической инфраструктуры и необходимости оптимизации складских площадей особую актуальность приобретают гравитационные стеллажи для паллет, для безопасной работы которых необходимо в гравитационном канале устанавливать тормозные ролики, ограничивающие скорость паллеты в допустимых пределах. На практике наибольшее применение нашли тормозные ролики магнитного и фрикционного типов, основным недостатком которых являются ограниченные эксплуатационные характеристики и невозможность регулировки тормозного усилия. В работе предлагается тормозной ролик, тормозная система которого включает в себя двигатель постоянного тока с постоянными магнитами, выходная шестерня которого через мультиплликатор связана с обечайкой ролика. При вращении обечайки ролика двигатель работает в режиме динамического торможения. По ранее полученным экспериментальным путем механическим характеристикам двигателя разработан алгоритм работы тормозного ролика динамического торможения. Алгоритм предполагает работу двигателя первого тормозного ролика динамического торможения в канале гравитационного стеллажа на естественной механической характеристике. Имея обратную связь по скорости ролик определяет массу передвигающейся по нему паллеты и подбирает для нее наиболее эффективную механическую характеристику, на которую настраивает двигатели всех следующих тормозных роликов.

Ключевые слова: тормозной ролик, гравитационный роликовый конвейер, паллета, динамическое торможение, алгоритм движения.

Введение

В условиях роста требований к логистической эффективности и оптимизации складских пространств гравитационные стеллажные системы приобретают особую значимость [1, 2]. Данные системы обеспечивают высокую плотность хранения за счет реализации принципа FIFO (First In, First Out), что особенно востребовано в пищевой промышленности, фармацевтике и других отраслях с критичными сроками годности продукции [2-5]. Внедрение гравитационных систем позволяет сократить эксплуатационные затраты по сравнению с традиционными паллетными стеллажами за счет уменьшения времени доступа к грузам и минимизации использования погрузочной техники [6, 7]. Ключевым элементом в конструкции гравитационного стеллажа является гравитационный конвейер (ГРК) (рисунок 1), который устанавливается на раму стеллажа под углом, что дает возможность паллете перемещаться по роликам ГРК под действием силы тяжести [7].

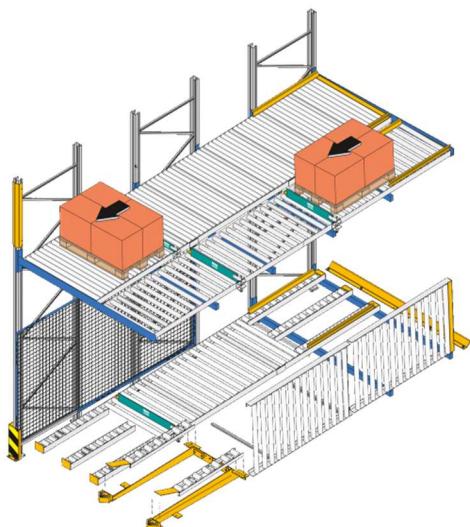


Рисунок 1 – Гравитационный стеллаж для паллет

Для ограничения скорости паллеты применяются тормозные ролики, фрикционного или магнитного типов [8-11]. Подобные прототипы имеют ограниченные эксплуатационные характеристики и не предусматривают регулировки тормозного усилия во время эксплуатации [12]. В данной работе предлагается тормозной ролик, принцип работы которого основан на преобразовании механической энергии вращения обечайки ролика в электрическую путем использования электрической машины малой мощности, в цепь которой подключается тормозная нагрузка, что позволяет регулировать тормозное усилие, создаваемое тормозным роликом, без его демонтажа и разборки. В работах [12, 13] для опытного отечественного образца тормозного ролика был подобран двигатель постоянного тока с постоянными магнитами, который при подключении в цепь якоря тормозного сопротивления работает в режиме динамического торможения.

В работе предлагается разработанный алгоритм движения паллеты по ролику динамического торможения (РДТ) на основе ранее полученных экспериментальных механических характеристик его двигателя.

Алгоритм работы РДТ в канале гравитационного стеллажа

Алгоритм работы РДТ предусматривает работу первого тормозного ролика в гравитационном канале ГРК на заранее установленной характеристике, по которой затем подбирается наиболее эффективная характеристика для следующих за ним тормозных роликов в канале (рисунок 2). Так как массы паллет в одном канале могут варьироваться от 250 до 1500 кг, первый РДТ настраивается на работу на естественной механической характеристике, на которой скорость паллеты с максимальной массой не будет превышать допустимую. Предлагаемое решение позволяет увеличить ресурс работы следующих за первым РДТ. При прохождении паллеты по первому РДТ на естественной характеристике определяется ее масса из ранее полученных зависимостей. Для полученной массы паллеты M определяется максимальная скорость паллеты по формуле $V_{max} = \sqrt{\frac{59,52}{M}}$ [14]. Полученное значение V_{max} сравнивается со скоростями паллеты на всех механических характеристиках (естественной и искусственных) и выбирается из них та скорость, при которой обеспечивается наибольшая производительность ГРК и условие непревышения допустимой скорости.

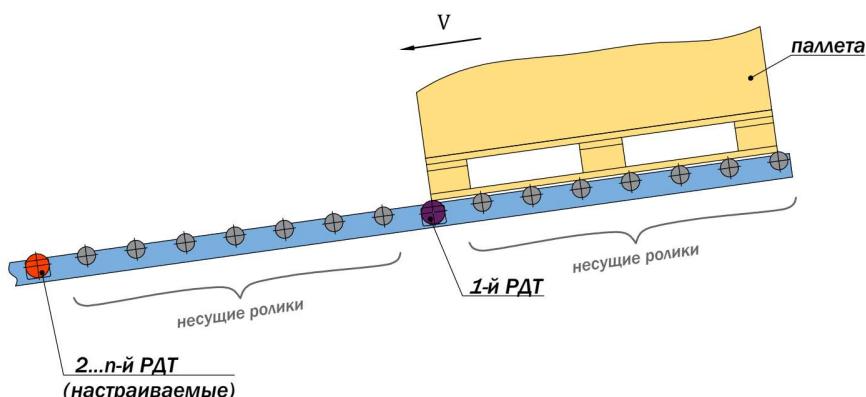


Рисунок 2 – Схема ГРК с установленными РДТ для работы по алгоритму выбора эффективной характеристики

Проверка работы алгоритма на лабораторном стенде

Работа предложенного алгоритма проверялась на лабораторном стенде, имитирующем движение паллеты по тормозному ролику (рисунок 3) [15]. Привод 1, размещенный на станине 2 через муфту 3 приводит во вращательное движение обечайку РДТ 4. На обечайке закреплен канат 5, второй конец которого соединен с грузовой подвеской 6.

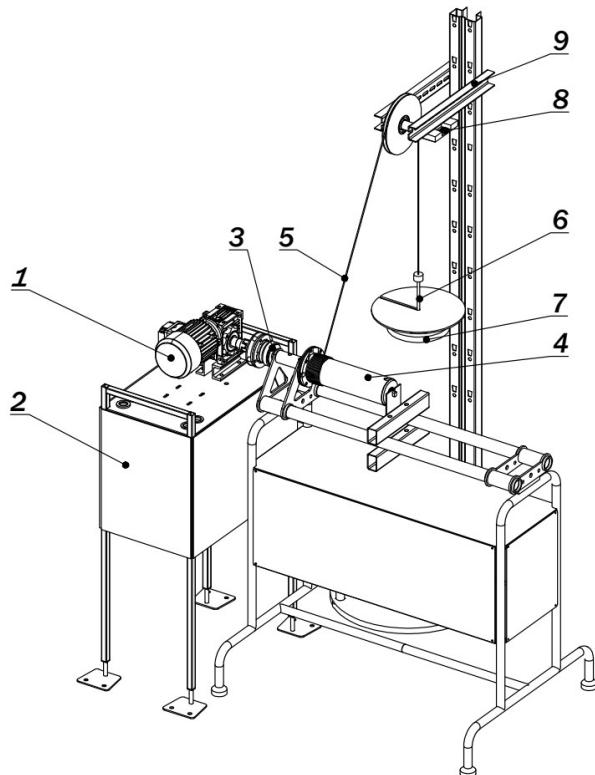


Рисунок 3 – Схема лабораторного стенда для испытания тормозных роликов для паллет

В обечайку ролика 4 установлена тормозная вставка 10, состоящая из мультиплликатора 11, выходная шестерня которого контактирует с шестерней 13 на валу двигателя 12. Также выходная шестерня мультиплликатора входит в зацепление с шестерней 15 на валу энкодера 14, который предназначен для определения скорости вращения обечайки РДТ (рисунок 4).

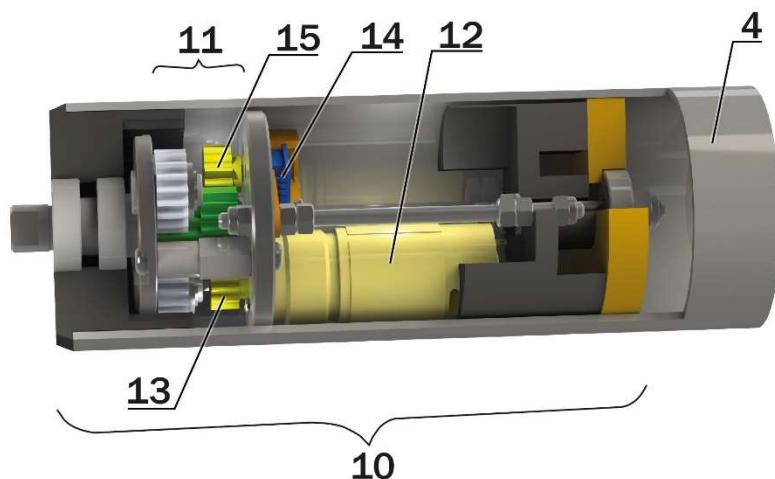


Рисунок 4 – Общий вид РДТ

На грузовой подвеске 6 устанавливается груз 7, масса которого определяется из математической модели движения паллеты по ГРК (рисунок 2):

$$V = \frac{\pi^2 D_{TP} \eta_{dB}}{1800 \cdot u_M \cdot u_{M-P}} \cdot \frac{(R_\alpha + R_d)}{(C_e \Phi)^2} \cdot \left(\frac{D_{TP} \cdot g \cdot (\tan \alpha - w)}{2 \cdot u_M \cdot u_{M-P} \cdot \eta_M \cdot \eta_{M-P}} M - M_C \right), \quad (1)$$

где V – скорость движения паллеты по РДТ, м/с; $D_{TP} = 89$ – внешний диаметр обечайки 4, мм; u_M – передаточное отношение мультиплликатора 11; u_{M-P} – передаточное отношение мотор-редуктора (редуктора, находящегося в одном корпусе с двигателем 12); η_M – КПД

многоплоскостного мультиплексора 11 ; η_{M-P} – КПД редуктора, встроенного в мотор-редуктор (КПД редуктора, находящегося в одном корпусе с двигателем 12); $\eta_{дв}$ – КПД двигателя 12 ; M – масса паллеты, кг; $g = 9,81$ – ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; $\alpha = 1,7 \dots 2,8^\circ$ – угол наклона ГРК (с учетом малости угла можно принять $\sin \alpha \approx \tan \alpha$, $\cos \alpha \approx 1$); $w = 0,02$ – приведенный коэффициент сопротивления передвижению паллеты по роликовому полу ГРК; M_C – механический момент сопротивления двигателя, Нм.

Из выражения (1) для угла наклона ГРК $\alpha = 2,3^\circ$ масса груза $7 m$ эквивалентна массе паллеты M в соотношении:

$$\frac{m}{M} = \operatorname{tg} \alpha - w = 0,02 .$$

Движение паллеты по РДТ (рисунок 5) имитируется при опускании груза под действием силы тяжести от верхней точки (300 мм от дальномера) до нижней точки (1500 мм от дальномера). Дистанция спуска в 1200 мм определяется длиной используемых на складах EURO и FIN поддонов.

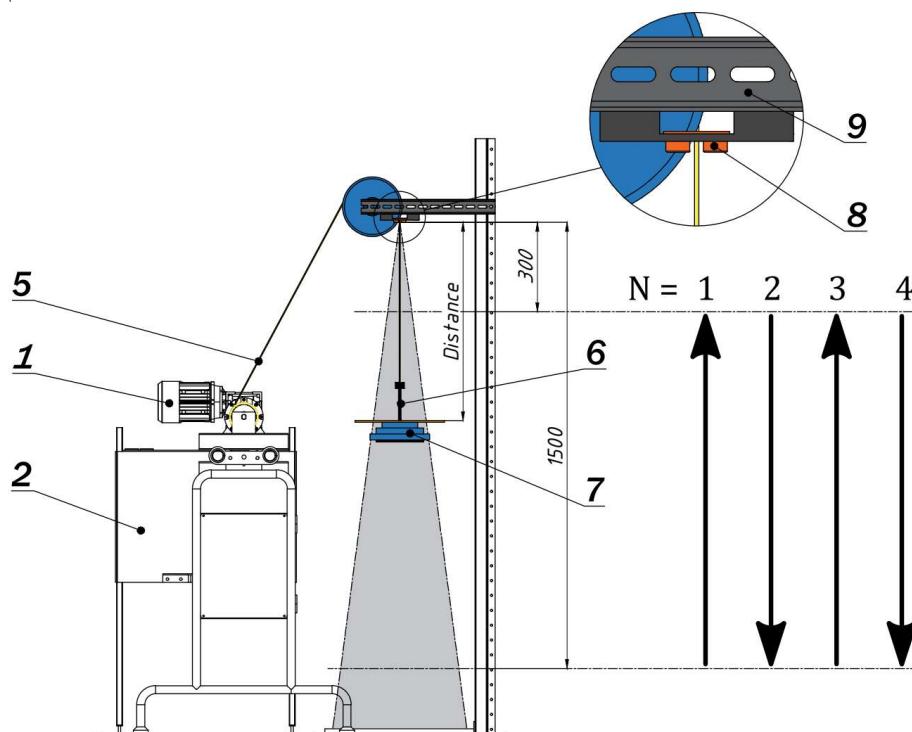


Рисунок 5 – Схема измерительной системы лабораторного стенда для испытания алгоритма движения паллеты по РДТ

Проверка алгоритма проводилась на 4-х этапах (рисунок 5):

- 1-й этап ($N = 1$): подъем груза до верхней точки;
- 2-й этап ($N = 2$): спуск груза при работе двигателя РДТ на естественной механической характеристике;
- 3-й этап ($N = 3$): подъем груза до верхней точки;
- 4-й этап ($N = 4$): спуск груза при работе двигателя РДТ на выбранной механической характеристике.

2-й этап ($N = 2$) имитирует движение паллеты по первому РДТ в ГРК, 4-й этап ($N = 4$) – по следующим за ним РДТ (2...n-й РДТ).

Обратная связь по скорости осуществляется с помощью инкрементального энкодера 14 (рисунок 4). Отслеживание положения груза производится с помощью дальномера HCSR04 8, закрепленного на кронштейне 9 (рисунок 5).

Цифровой блок для обработки сигналов с датчиков и передачи информации на ПК построен на модели микроконтроллера Arduino UNO Rev3 16, схема подключения датчиков и электромеханических реле к которому показана на рисунке 6. При подаче сигнала на электромеханические реле 17 и 18 двигатель 12 настраивается на искусственные и естественную механические характеристики соответственно. При подаче сигнала на электромеханическое реле 19 замыкается электромагнитная муфта 3, на электромеханическое реле 20 – включается привод 1.

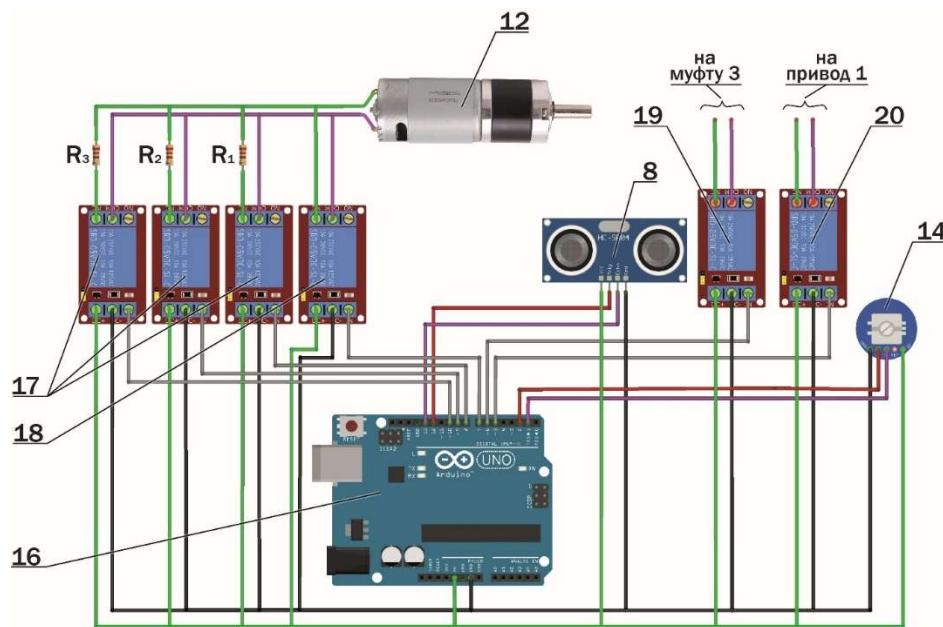


Рисунок 6 – Схема подключения датчиков и электромеханических реле к микроконтроллеру Arduino UNO Rev3

На блок-схеме (рисунок 7) приведен алгоритм программы, установленной в микроконтроллер 16. Пуск программы производится при грузе 7 расположенному в нижнем положении.

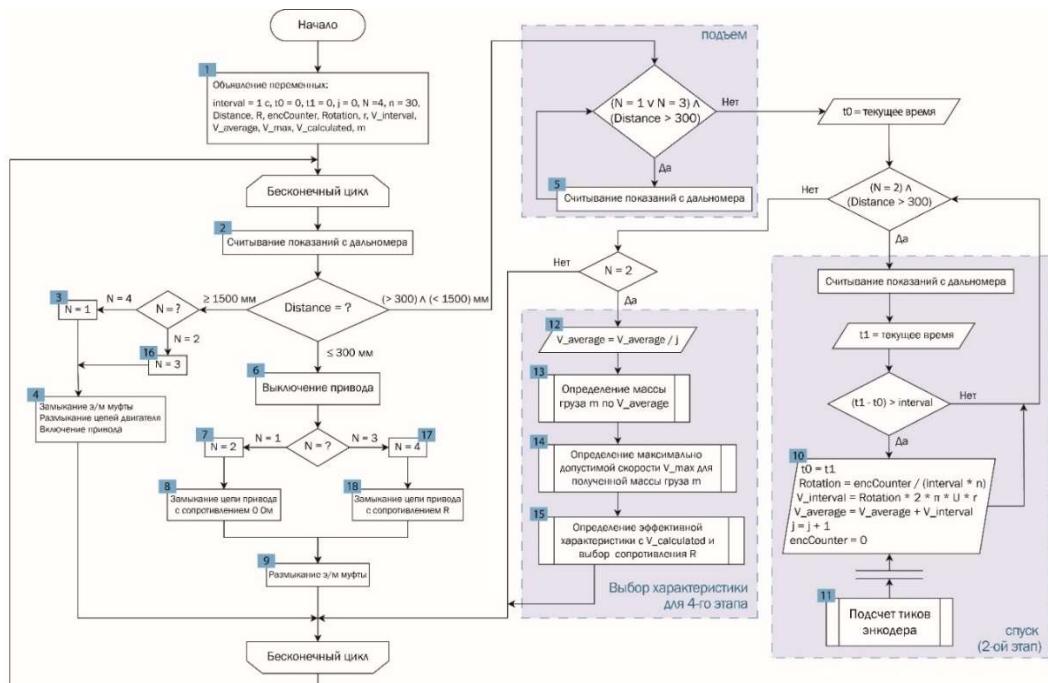


Рисунок 7 – Блок-схема программы микроконтроллера

Переменной счетчика этапов передвижения груза присваивается значение $N = 4$ (блок 1). После чего программа начинает работать в бесконечном цикле. Считывается сигнал с дальномера 8 (блок 2). Система управления (далее СУ) получает информацию о местонахождении подвески 6 с грузом 7 (рисунок 3). А именно $Distance > 1500$ мм. Происходит присваивание переменной счетчика этапов значения $N = 1$ (блок 3).

Начинается первый этап работы алгоритма. СУ подает сигнал на замыкание электромагнитной муфты 3, и включение привода 1 (блок 4). РДТ начинает вращаться, наматывая канат 5 и поднимая груз 7. Программа заходит в цикл считывания показаний с дальномера 8 (блок 5). При достижении грузом верхней точки привод 1 отключается (блок 6). Переменной счетчика этапов присваивается значение $N = 2$ (блок 7).

Начинается второй этап работы алгоритма. Двигатель 12 РДТ настраивается на естественную механическую характеристику (блок 8). Электромагнитная муфта 3 размыкается (блок 9), и груз 7 под действием силы тяжести начинает движение вниз. Система управления (СУ) запускает алгоритм измерения мгновенной скорости спуска груза 7 за заданный промежуток времени равный 1 секунде и средней скорости прохождения всей дистанции от верхней точки до нижней с помощью энкодера 14 (блок 10-12). Измеренная средняя скорость спуска соответствует средней скорости движения паллеты по первому РДТ в канале ГРК, двигатель которого работает на естественной механической характеристике.

Масса груза m рассчитывается по известной естественной механической характеристике, полученной экспериментальным путем, которая связывает скорость спуска с массой груза. В неё подставляется средняя скорость спуска, определённая на втором этапе работы алгоритма, после чего СУ выдаёт искомое значение массы m (блок 13). По уравнению, полученному в работе [14] определяется допустимая скорость V_{max} для полученной массы груза m (блок 14):

$$V_{max}(m) = \sqrt{\frac{1,19}{m}}$$

Определение наиболее эффективной механической характеристики для РДТ, расположенных в гравитационном канале после первого тормозного ролика, включает следующие этапы (блок 15):

1. Полученную массу груза m последовательно подставляют в механические характеристики двигателя начиная с естественной;
2. Для каждой характеристики последовательно выполняется:
 - 2.1. Расчет скорости $V_{расч}(m, R)$ для заданной массы m по известной зависимости скорости от массы для добавочного сопротивления R ;
 - 2.2. Сравнение расчетной скорости $V_{расч}(m, R)$ с допустимой скоростью $V_{max}(m)$ (рисунок 8);

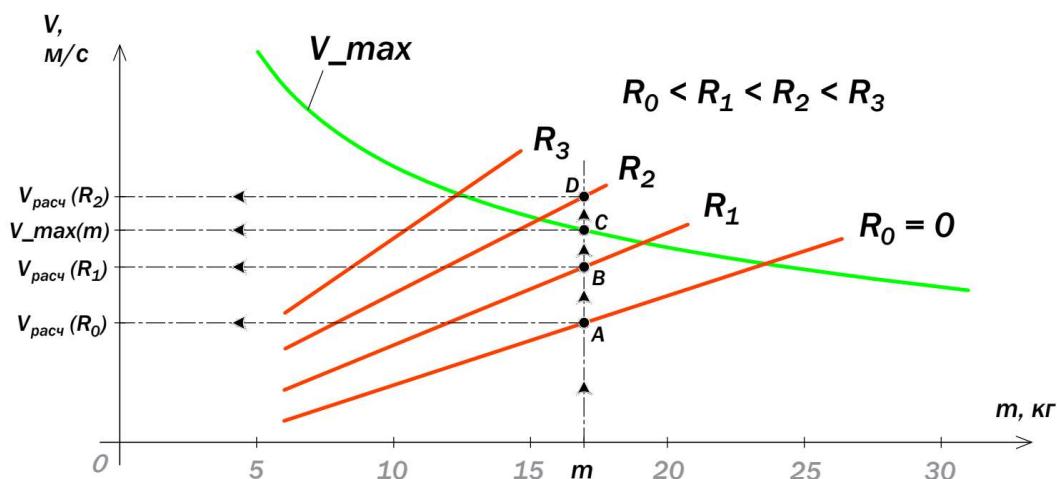


Рисунок 8 – График определения эффективной характеристики для полученной массы паллеты

3. Сравнение начинается с естественной характеристики (точка А, сопротивление $R_0 = 0$). При выполнении условия $V_{\text{расч}}(m, R) \leq V_{\text{max}}(m)$ осуществляется переход к анализу следующей характеристики. Процесс продолжается до первого нарушения неравенства (точка D, где $V_{\text{расч}}(m, R) > V_{\text{max}}(m)$). В этом случае выбирается предыдущая проанализированная характеристика (сопротивление R_1 , точка В).

4. Если для всех доступных характеристик в заданном интервале сопротивлений выполняется условие $V_{\text{расч}}(m, R) \leq V_{\text{max}}(m)$, алгоритм автоматически выбирает характеристику с максимальным значением добавочного сопротивления.

Третий этап алгоритма аналогичен первому. Дальномер 8 определяет расстояние до груза Distance > 1500 мм, СУ присваивает переменной счетчика этапов значение N = 3 (блок 16), замыкает муфту 3 и включает привод 1, поднимающий груз 7 (блок 4). СУ работает в цикле считывания показаний с дальномера 8 (блок 5).

Четвертый этап работы алгоритма начинается при достижении верхней точки (Distance ≤ 300 мм). Переменной счетчика этапов присваивается значение N = 4 (блок 17). СУ подает сигнал на замыкание силовых контактов электромеханического реле 17 или 18, к которому подключен двигатель, в цепь которого подключено выбранное тормозное сопротивление на втором этапе (блок 18). Следом происходит размыкание муфты 3 (блок 9). Груз 7 начинает опускаться под действием силы тяжести, а двигатель 12 РДТ начинает работать на выбранной механической характеристике. Спуск на четвертом этапе имитирует передвижение паллеты по РДТ расположенным в гравитационном канале ГРК после первого тормозного ролика. На этом цикл, состоящий из четырех этапов, заканчивается и начинается новый.

Заключение

Разработан алгоритм работы РДТ в ГРК для паллет который позволяет:

- транспортировать паллеты разных масс в одном канале ГРК без потери эффективности работы стеллажа;
- обеспечить оперативную автоматическую регулировку тормозного усилия без необходимости проводить демонтаж и разборку РДТ не останавливая работу стеллажа;
- обеспечить интеграцию РДТ в общую систему управления складом для минимизации эксплуатационных издержек.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Boywitz D., Boysen N. Robust storage assignment in stack- and queue-based storage systems // *Computers & Operations Research* — 2018. — Vol. 100. — P. 189–200. — DOI: 10.1016/j.cor.2018.07.014.
2. Sulirova I., Zavodska L., Rakytá M., Pelantová V. State-of-the-art approaches to material transportation, handling and warehousing // *Procedia Engineering* — 2017. — Vol. 192. — P. 857–862. — DOI: 10.1016/j.proeng.2017.06.148.
3. Derhami S., Smith J.S., Gue K.R. Optimising space utilisation in block stacking warehouses // *International Journal of Production Research* — 2017. — Vol. 55, No. 21. — P. 6436–6452. — DOI: 10.1080/00207543.2016.1154216.
4. Ghalekhondabi I., Masel D.T. Storage allocation in a warehouse based on the forklifts fleet availability // *Journal of Algorithms & Computational Technology* — 2018. — Vol. 12, No. 2. — P. 127–135. — DOI: 10.1177/1748301818761130.
5. Lerher T., Borovinsek M., Ficko M., Palcic I. Parametric study of throughput performance in SBs/Rs based on simulation // *International Journal of Simulation Modelling* — 2017. — Vol. 16, No. 1. — P. 96–107. — DOI: 10.2507/IJSIMM16(1)8.372.
6. Ueno D., Hirata E. The Optimization of Picking in Logistics Warehouses in the Event of Sudden Picking Order Changes and Picking Route Blockages // *Mathematics* — 2024. — Vol. 12, No. 16. — P. 2580. — DOI: 10.3390/math12162580.
7. Accorsi R., Baruffaldi G., Manzini R. Design and manage deep lane storage system layout: An iterative decision-support model // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* — 2017. — Vol. 92, No. 1–4. — P. 57–67. — DOI: 10.1007/s00170-016-9962-9.
8. Nosko A.L., Safronov E.V., Soloviev V.A. Study of Friction and Wear Characteristics of the Friction Pair of Centrifugal Brake Rollers // *Journal of Friction and Wear* — 2018. — Vol. 39, No. 2. — P. 145–151. — DOI: 10.3103/S1068366618020125.

9. Пат. 212450 Российская Федерация, МПК B65G 13/075. Ролик тормозной реверсивный / Носко А.Л., Сафронов Е.В., Потапов В.А.; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество «Инженерно-технический центр «КРОС» — № 2022112931; заявл. 13.05.2022; опубл. 21.07.2022. Бюл. № 21-2022.

10. Пат. 198420 Российская Федерация, МПК B65G 13/075. Ролик тормозной магнитный для роликовых гравитационных конвейеров / Носко А.Л., Сафронов Е.В., Потапов В.А., [и др.]; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество «Инженерно-технический центр «КРОС» — № 2020106638; заявл. 12.02.2020; опубл. 06.07.2020. Бюл. № 02-2020.

11. Сафронов Е.В., Носко А.Л., Шарифуллин И.А. Тормозные ролики для паллетных гравитационных стеллажей. Конструкция. Теория. Методы расчета. Эффективность применения: монография. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2024. — 116 с.

12. Гуськова А.С., Сафронов Е.В., Носко А.Л. Тормозной ролик рекуперативного торможения для паллетных гравитационных стеллажей // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. — 2023. — № 4(360). — С. 25-33.

13. Пат. 221307 Российская Федерация, МПК B65G 39/00. Ролик тормозной генерирующий вентилируемый конвейерный / Носко А.Л., Сафронов Е.В., Космин А.С. [и др.]; заявитель и патентообладатель ООО «Векас». — № 2023119554; заявл. 25.07.2023; опубл. 30.10.2023, Бюл. № 31. — 2023.

14. Сафронов Е.В. Обеспечение безопасности и повышение эффективности работы гравитационного стеллажа для паллет: дис.... канд. техн. наук: 05.02.04. — М., 2019. — 164 с.: ил.

15. Пат. 217592 Российская Федерация, МПК G01M 13/00. Стенд для испытания тормозных роликов гравитационных конвейеров и стеллажей / Носко А. Л., Сафронов Е. В., Шарифуллин И. А., Гуськова А. С.; заявитель и патентообладатель Закрытое акционерное общество "Инженерно-технический центр "КРОС" — № 2023101812; заявл. 27.01.2023; опубл. 06.04.2023. Бюл. № 10-2023.

Гуськова Анна Сергеевна

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г.

Москва

Аспирант кафедры «Подъемно-транспортные системы»

105005, г. Москва, 2-я Бауманская

ул., д. 5, стр. 1

Тел. (499) 263–63–91

E-mail: gusanser@bmstu.ru

Сафронов Евгений Викторович

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г.

Москва

Кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы»

105005, г. Москва, 2-я Бауманская

ул., д. 5, стр. 1

Тел. (499) 263–63–91

E-mail: safronov@bmstu.ru

Носко Андрей Леонидович

МГТУ им. Н.Э. Баумана, г.

Москва

Доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Подъемно-транспортные системы»

105005, г. Москва, 2-я Бауманская

ул., д. 5, стр. 1

Тел. (499) 263–63–91

E-mail: nosko@bmstu.ru

GUSKOVA A.S., SAFRONOV E.V., NOSKO A.L.

THE ALGORITHM OF PALLET MOVEMENT ACCORDING TO THE DYNAMIC BRAKING ROLLER OF THE GRAVITY RACK

Abstract. In modern conditions of intensive development of logistics infrastructure and the need to optimize warehouse space, gravity pallet racks are becoming particularly relevant, for the safe operation of which it is necessary to install brake rollers in the gravity channel that limit the speed of pallets within acceptable limits. In practice, the most widely used brake rollers are magnetic and friction types, the main disadvantage of which are limited performance and the inability to adjust the braking force. The paper proposes a brake roller, the braking system of which includes a DC motor with permanent magnets, the output gear of which is connected to the roller shell through a multiplier. When the roller shell rotates, the engine operates in dynamic braking mode. Based on the previously experimentally obtained mechanical characteristics of the engine, an algorithm for the operation of a dynamic braking brake roller has been developed. The algorithm assumes that the engine of the first dynamic braking brake roller in the channel of the gravity rack operates on a natural mechanical characteristic. With speed feedback, the roller determines the mass of the pallet moving along it and selects the most effective mechanical characteristic for it, which adjusts the motors of all subsequent brake rollers.

Keywords: brake roller, gravity roller conveyor, pallet, dynamic braking, motion algorithm.

BIBLIOGRAPHY

1. Boywitz D., Boysen N. Robust storage assignment in stack- and queue-based storage systems // *Computers & Operations Research* — 2018. — Vol. 100. — P. 189–200. — DOI: 10.1016/j.cor.2018.07.014.
2. Sulirova I., Zavodska L., Rakytka M., Pelantova V. State-of-the-art approaches to material transportation, handling and warehousing // *Procedia Engineering* — 2017. — Vol. 192. — P. 857–862. — DOI: 10.1016/j.proeng.2017.06.148.

3. Derhami S., Smith J.S., Gue K.R. Optimising space utilisation in block stacking warehouses // *International Journal of Production Research* — 2017. — Vol. 55, No. 21. — P. 6436–6452. — DOI: 10.1080/00207543.2016.1154216.
4. Ghalekhondabi I., Masel D.T. Storage allocation in a warehouse based on the forklifts fleet availability // *Journal of Algorithms & Computational Technology* — 2018. — Vol. 12, No. 2. — P. 127–135. — DOI: 10.1177/1748301818761130.
5. Lerher T., Borovinsek M., Ficko M., Palcic I. Parametric study of throughput performance in SBs/Rs based on simulation // *International Journal of Simulation Modelling* — 2017. — Vol. 16, No. 1. — P. 96–107. — DOI: 10.2507/IJSIMM16(1)8.372.
6. Ueno D., Hirata E. The Optimization of Picking in Logistics Warehouses in the Event of Sudden Picking Order Changes and Picking Route Blockages // *Mathematics* — 2024. — Vol. 12, No. 16. — P. 2580. — DOI: 10.3390/math12162580.
7. Accorsi R., Baruffaldi G., Manzini R. Design and manage deep lane storage system layout: An iterative decision-support model // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* — 2017. — Vol. 92, No. 1–4. — P. 57–67. — DOI: 10.1007/s00170-016-9962-9.
8. Nosko A.L., Safronov E.V., Soloviev V.A. Study of Friction and Wear Characteristics of the Friction Pair of Centrifugal Brake Rollers // *Journal of Friction and Wear* — 2018. — Vol. 39, No. 2. — P. 145–151. — DOI: 10.3103/S1068366618020125.
9. Patent 212450 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B65G 13/075. Rolik tormoznoy reversivnyy / Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A.; zayavitel i patentoobladatel Zakrytoe aktsionerno obshchestvo «Inzhenerno-tehnicheskiy tsentr «KROS». — № 2022112931; zayavl. 13.05.2022; opubl. 21.07.2022. Byul. № 21. — 2022.
10. Patent 198420 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B65G 13/075. Rolik tormoznoy magnitnyy dlya rolikovykh gravitatsionnykh konveyerov / Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A. [i dr.]; zayavitel i patentoobladatel Zakrytoe aktsionerno obshchestvo «Inzhenerno-tehnicheskiy tsentr «KROS». — № 2020106638; zayavl. 12.02.2020; opubl. 06.07.2020. Byul. № 02. — 2020.
11. Safronov E.V., Nosko A.L., Sharifullin I.A. Tormoznye roliki dlya palletnykh gravitatsionnykh stellazhey. Konstruktsiya. Teoriya. Metody rascheta. Effektivnost primeneniya: monografiya. — M.: Izd-vo MGTU im. N.E. Baumana, 2024. — 116 s.
12. Guskova A.S., Safronov E.V., Nosko A.L. Tormoznoy rolik rekuperativnogo tormozheniya dlya palletnykh gravitatsionnykh stellazhey // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. — 2023. — № 4(360). — S. 25–33.
13. Patent 221307 Rossiyskaya Federatsiya, MPK B65G 39/00. Rolik tormoznoy generiruyushchiy ventiliruyemyy konveyernyy / Nosko A.L., Safronov E.V., Kosmin A.S. [i dr.]; zayavitel i patentoobladatel OOO «Vekas». — № 2023119554; zayavl. 25.07.2023; opubl. 30.10.2023. Byul. № 31. — 2023.
14. Safronov E.V. Obespechenie bezopasnosti i povyshenie effektivnosti raboty gravitatsionnogo stellazha dlya pallet: dis.... kand. tekhn. nauk: 05.02.04. — M., 2019. — 164 s.: il.
15. Patent 217592 Rossiyskaya Federatsiya, MPK G01M 13/00. Stend dlya ispytaniya tormoznykh rolikov gravitatsionnykh konveyerov i stellazhey / Nosko A.L., Safronov E.V., Sharifullin I.A., Guskova A.S.; zayavitel i patentoobladatel Zakrytoe aktsionerno obshchestvo "Inzhenerno-tehnicheskiy tsentr "KROS". — № 2023101812; zayavl. 27.01.2023; opubl. 06.04.2023. Byul. № 10. — 2023.

Guskova Anna Sergeevna
Bauman Moscow State Technical University, Moscow
Postgraduate student of the Department «Lifting and transport Systems»
105005, Moscow, 2-ya Baumanskaya ul., 5, str. 1
Ph.: (499) 263–63–91
E-mail: gusanser@bmstu.ru

Safronov Evgeniy Viktorovich
Bauman Moscow State Technical University, Moscow
Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor of the Department «Lifting and Transport Systems»
105005, Moscow, 2-ya Baumanskaya ul., 5, str. 1
Ph.: (499) 263–63–91
E-mail: safronov@bmstu.ru

Nosko Andrey Leonidovich
Bauman Moscow State Technical University, Moscow
Doctor of Technical Sciences,
Associate Professor, Professor of the Department «Lifting and Transport Systems»
105005, Moscow, 2-ya Baumanskaya ul., 5, str. 1
Ph.: (499) 263–63–91
E-mail: nosko@bmstu.ru

БОГУЦКИЙ В.Б., ШРОН Л.Б.

ВЛИЯНИЕ ОТКЛОНЕНИЯ ПОВЕРХНОСТИ ДЕТАЛИ ОТ ИДЕАЛЬНОЙ ОКРУЖНОСТИ НА ПОГРЕШНОСТЬ БАЗИРОВАНИЯ В ПРИЗМАХ ПРИ БЕСЦЕНТРОВОЙ ШЛИФОВКЕ

Аннотация. Выполненный анализ показал, что отклонение базовой поверхности обрабатываемой детали от идеальной окружности в зоне контакта ее поверхности с опорными элементами является существенным источником погрешности базирования при бесцентровом шлифовании в призмах и, соответственно, центр окружности базовой поверхности меняет свое положение относительно опорных точек. Обосновывается, что это смещение приводит к некруглости формы обрабатываемой цилиндрической поверхности. Установлено, что смещение центра поперечного сечения, базирующей поверхности, вызывает отклонения формы поперечного сечения обрабатываемой поверхности, равные по величине перемещениям центра поперечного сечения базирующего цилиндра в направлении оси шлифовального круга и обратные им по направлению. Для определения величины этих перемещений предложена система деталь-призма и приведена методика расчета погрешностей базирования цилиндрических деталей в призмы позволяющая оценить влияние погрешности некруглости формы на точность обработки и определять параметры оснастки для контроля деталей.

Ключевые слова: шлифование, идеальная окружность, погрешность формы, призма, базирующий цилиндр, гармоники, точность обработки.

Введение.

Бесцентровое шлифование находит широкое применение на современных машиностроительных предприятиях. При бесцентровом шлифовании двух- и многоступенчатых цилиндрических деталей соосность поверхностей вращения обеспечивают за счет использования одной из них в качестве базирующей [1-6 и др.]. В качестве устройства для базирования таких деталей как клапаны и иглы дизельных форсунок, прошивные и высадочные пуансоны, промышленные и медицинские многоступенчатые ультразвуковые концентратор-инструменты (рисунок 1) обычно используют призмы различных конструкций [7-12 и др.] поверхности которых должны иметь правильную форму поперечного сечения и базирующих поверхностей [13-15 и др.].

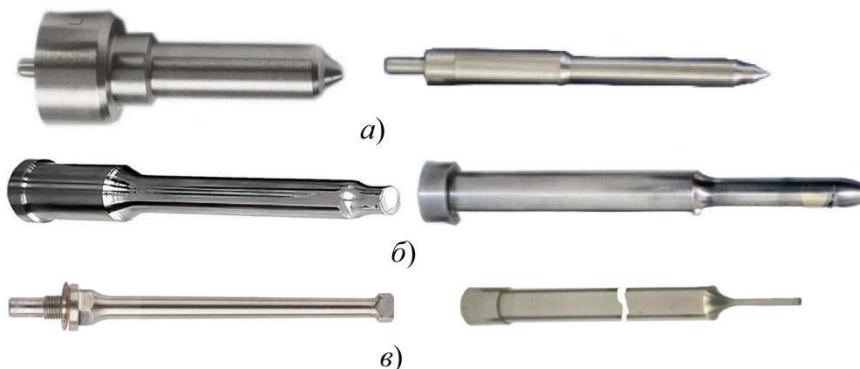


Рисунок 1 – Примеры деталей обрабатываемых методом бесцентрового шлифования при базировании в призмах:

а – иглы и клапаны распылителей дизельных форсунок; б – прошивные и высадочные пуансоны; в – промышленные и медицинские ультразвуковые концентратор-инструменты.

Основная часть.

Одним из источников возникновения погрешностей базирования в призме является некруглость детали в сечении, контактирующем с двумя парами точечных опор. Погрешности формы детали в продольном сечении (конусность, кривизна) вызывают поворот детали и искажение формы ее поперечного сечения. В тоже время, так как расстояние между опорами призмы по длине детали значительно больше погрешностей формы детали в продольном сечении, то искажением формы поперечного сечения в результате поворота детали можно пренебречь как очень малой величиной.

Центр поперечного сечения базирующего цилиндра (под которым понимается центр сечения прилегающей окружности), вследствие некруглости цилиндра при вращении детали в призме, меняет свое положение относительно опорных точек призмы.

Перемещения центра поперечного сечения базирующего цилиндра вызывают отклонения формы поперечного сечения обрабатываемой поверхности, равные по величине перемещениям центра поперечного сечения базирующего цилиндра в направлении оси шлифовального круга и обратные им по направлению. Для определения величины этих перемещений рассмотрим систему деталь-призма (рисунок 2), считая ее абсолютно жесткой. Изменениями углов ψ_0 и β_0 вследствие перемещений оси базирующего цилиндра пренебрегаем как очень малыми.

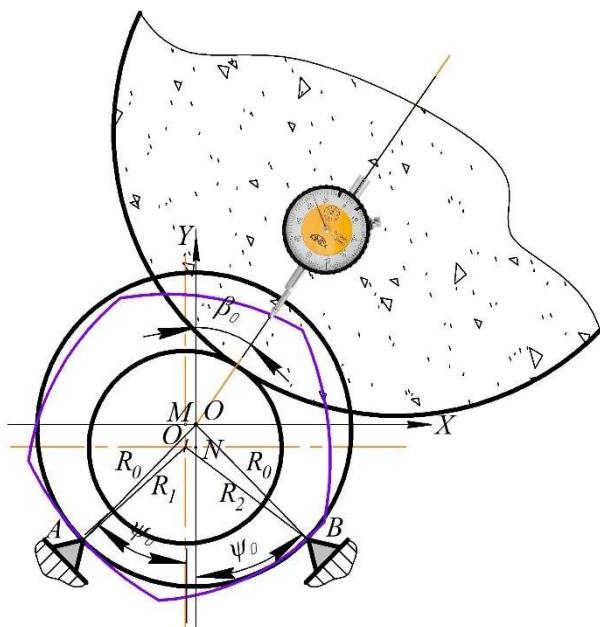


Рисунок 2 – Принципиальная схема базирования цилиндрических деталей при контроле и обработке в призмах

Пусть погрешность формы поперечного сечения базирующего цилиндра детали в точке A будет ΔZ_1 , а в точке B – ΔZ_1 . Точка O есть центр прилегающей окружности детали, касающейся опор. Тогда расстояние от точки A до центра поперечного сечения базирующего цилиндра O_1 , будет $R_1=R_0+\Delta r_1$, а от точки B – $R_2=R_0+\Delta r_2$, где R_0 – радиус прилегающей окружности (ГОСТ Р 2.308-2023).

Связем с центром O систему координат XY . В этой системе координаты смещенного положения центра поперечного сечения базирующего цилиндра O_1 будут $X_1=OM$ и $Y_1=ON$, а координаты точек A и B :

$$\begin{aligned} X_A &= -R_0 \sin \psi_0; & X_B &= R_0 \sin \psi_0 \\ Y_A &= -R_0 \cos \psi_0; & Y_B &= -R_0 \cos \psi_0 \end{aligned}$$

Используя известные формулы определения длины отрезка по координатам его конечных точек, получим:

$$\left. \begin{aligned} R_1^2 &= (X_A - X_1)^2 + (Y_A - Y_1)^2 \\ R_2^2 &= (X_B - X_1)^2 + (Y_B - Y_1)^2 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Из условия симметричности

$$X_A^2 = X_B^2; \quad Y_A = Y_B.$$

Решая систему уравнений (1) с учетом значений R_1 и R_2 и пренебрегая квадратами и произведениями величин Δr_1 и Δr_2 , так как они много меньше R_0 , получаем:

$$X_1 = \frac{\Delta r_1 - \Delta r_2}{2 \sin(\psi_0)}. \quad (2)$$

$$Y_1 = \frac{\Delta r_1 + \Delta r_2}{2 \cos(\psi_0)}. \quad (3)$$

Отклонения формы поперечного сечения базирующего цилиндра детали от прилегающей окружности представим в виде ряда Фурье [16]:

$$\Delta r = \sum_{n=0}^{\infty} C_n \sin(n\varphi + \alpha n).$$

Тогда отклонение формы поперечного сечения базирующего цилиндра детали, характеризуемое n -й гармоникой, можно представить в виде [17, 18]:

$$\Delta r_n = C_n \sin(n\varphi + \alpha n),$$

или

$$\Delta r_n = A_n \sin(n\varphi) + B_n \cos(n\varphi).$$

В этих формулах: Δr_n – отклонение формы поперечного сечения базирующего цилиндра детали, характеризуемое n -й гармоникой;

C_n – амплитуда n -й гармоники некруглости базирующего цилиндра;

φ – текущий угол;

α_n – начальный угол сдвига фаз n -й гармоники некруглости;

C_n и α_n – заданные величины.

Отклонения формы поперечного сечения базирующего цилиндра в точках A и B запишем в виде:

$$\Delta r_1 = A_n \sin[n(\Pi - \varphi + \psi_0)] + B_n \cos[n(\Pi - \varphi + \psi_0)],$$

$$\Delta r_2 = A_n \sin[n(\Pi - \varphi - \psi_0)] + B_n \cos[n(\Pi - \varphi - \psi_0)].$$

Подставив полученные значения Δr_1 и Δr_2 в формулы (2) и (3) и производя тригонометрические преобразования, получим:

$$X_1 = (-1)^n \frac{\sin(n\psi_0)}{\sin(\psi_0)} [B_n \sin(n\psi) + A_n \cos(n\varphi)], \quad (4)$$

$$Y_1 = (-1)^n \frac{\cos(n\psi_0)}{\cos(\psi_0)} [B_n \cos(n\psi) - A_n \sin(n\varphi)], \quad (5)$$

Перемещение центра поперечного сечения базирующего цилиндра вызываемое n -й гармоникой его некруглости в направлении оси шлифовального круга (рисунок 1):

$$\Delta n = X_1 \sin(\beta_0) + Y_1 \cos(\beta_0). \quad (6)$$

В то же время перемещение центра поперечного сечения базирующего цилиндра в направлении оси шлифовального круга, характеризуемое n -м членом ряда, можно представить в виде:

$$\Delta n = D_n \sin(n\varphi + \gamma_n) = D_n [\cos(\gamma_n) \sin(n\varphi) + \sin(\gamma_n) \cos(n\varphi)], \quad (7)$$

где D_n – амплитуда перемещения центра поперечного сечения базирующего цилиндра с n -й гармоникой некруглости;

γ_n – угол сдвига фаз n -й гармоники перемещения центра поперечного сечения базирующего цилиндра.

Подставляя значения X_1 (формула 4) и Y_1 (формула 5) в формулу (6) и сравнивая полученное выражение с формулой (7), найдем значения $D_n \cos(\gamma_n)$ и $D_n \sin(\gamma_n)$.

Если возвести обе части полученных равенств в квадрат и суммировать их, то найдем амплитуду перемещения центра поперечного сечения базирующего цилиндра с n -й гармоникой некруглости

$$D_n = (-1)^n \sqrt{A_n^2 + B_n^2} \sqrt{\frac{\sin^2(n\psi_0) \sin^2(\beta_0)}{\sin^2(\psi_0)} + \frac{\cos^2(n\psi_0) \cos^2(\beta_0)}{\cos^2(\psi_0)}}. \quad (8)$$

и угол сдвига фаз γ_n :

$$\operatorname{tg} \gamma_n = \frac{\sin(n\psi_0) \cos(\psi_0) \sin(\beta_0) + \cos(n\psi_0) \sin(\psi_0) \cos(\beta_0) \operatorname{tg}(\alpha_n)}{\sin(n\psi_0) \cos(\psi_0) \sin(\beta_0) \operatorname{tg}(\alpha_n) - \cos(n\psi_0) \sin(\psi_0) \cos(\beta_0)}. \quad (9)$$

Величину перемещения центра Δn в направлении оси шлифовального круга назовём погрешностью базирования в призмы. Для оценки погрешности базирования в призмы деталей

с различной формой поперечных сечений введем понятие коэффициента погрешности базирования K_n :

$$K_n = \frac{\Delta n}{\Delta r_n} \approx \frac{D_n}{C_n}. \quad (10)$$

Коэффициент погрешности базирования в призмы показывает, во сколько раз амплитуда перемещения центра поперечного сечения базирующего цилиндра, обусловленного n -й гармоникой некруглости, больше (или меньше) амплитуды этой гармоники. С учетом значения C_n и D_n (формула 10) примет вид:

$$K_n = (-1)^n \sqrt{\frac{\sin^2(n\psi_0)\sin^2(\beta_0)}{\sin^2(\psi_0)} + \frac{\cos^2(n\psi_0)\cos^2(\beta_0)}{\cos^2(\psi_0)}}. \quad (11)$$

Перемещения центра поперечного сечения базирующего цилиндра в направлении оси шлифовального круга вызывают отклонения формы поперечного сечения обрабатываемой поверхности, равные по величине перемещениям центра, но противоположные им по направлению. Следовательно, отклонения формы обработанных в призме поверхностей описываются тем же уравнением (7):

$$\Delta r' = -D_n \sin(n\varphi + \gamma_n),$$

где D_n – амплитуда n -й гармоники некруглости обработанной поверхности, равная по величине амплитуде перемещений центра поперечного сечения детали;

γ_n – ее угол сдвига фаз.

В этом случае коэффициент K_n показывает, во сколько раз амплитуда n -й гармоники некруглости обработанной в призме поверхности вращения больше (или меньше) амплитуды n -й гармоники некруглости базирующего цилиндра детали. Амплитуда некруглости обработанной в призме поверхности из формулы (10) равна:

$$D_n = -K_n C_n. \quad (12)$$

Угол сдвига фаз X_n n -й гармоники некруглости обработанной в призме поверхности относительно n -й гармоники некруглости базирующего цилиндра будет равен:

$$X_n = \gamma_n - \delta_n.$$

Угол δ_n найдём на основе следующих соображений. Отклонение формы поперечного сечения базирующего цилиндра, определяемое n -й гармоникой, в точке С будет равно:

$$\begin{aligned} \Delta r_c &= A_n \sin[n(\beta_0 - \varphi)] + B_n \cos[n(\beta_0 - \varphi)] = \\ &= \sin(n\varphi) \cdot [B_n \sin(n\beta_0) - A_n \cos(n\beta_0)] + \cos(n\varphi) \cdot [B_n \cos(n\beta_0) + A_n \sin(n\beta_0)] \end{aligned}$$

В то же время отклонение формы в точке С можно представить в виде:

$$\Delta r_c = C_n \sin(n\varphi + \delta_n) = C_n [\sin(n\varphi) \cos(\delta_n) + \cos(n\varphi) \sin(\delta_n)].$$

Таким образом

$$C_n \cos(\delta_n) = B_n \sin(n\beta_0) - A_n \cos(n\beta_0), \quad C_n \sin(\delta_n) = B_n \cos(n\beta_0) + A_n \sin(n\beta_0).$$

где δ_n – угол сдвига фаз n -й гармоники некруглости базирующего цилиндра в точке С.

Тогда

$$\operatorname{tg} \delta_n = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_n) \cos(n\beta_0) + \sin(n\beta_0)}{\operatorname{tg}(\alpha_n) \sin(n\beta_0) - \cos(n\beta_0)}. \quad (13)$$

С учетом формул (9) и (13)

$$\operatorname{tg}(X_n) = \frac{\cos(n\psi_0) \sin(\psi_0) \cos(\beta_0) \sin(n\beta_0) - \sin(n\psi_0) \cos(\psi_0) \sin(\beta_0) \sin(n\beta_0)}{\sin(n\psi_0) \cos(\psi_0) \sin(\beta_0) \sin(n\beta_0) + \cos(n\psi_0) \sin(\psi_0) \cos(\beta_0) \cos(n\beta_0)}. \quad (14)$$

Формула (12) позволяет сравнить точность формы, достигаемую за счет применения различных схем обработки, и рекомендовать схемы с параметрами ψ_0 и β_0 , обеспечивающие исключение погрешностей базирования для некоторых форм деталей. Так, например, для обработки деталей, имеющих овальную форму базирующего цилиндра, можно рекомендовать схему с углами $\psi_0=45^\circ$ и $\beta_0=30^\circ$, так как в этом случае коэффициент погрешности базирования $K_2=0$ и, таким образом, овальность базирующего цилиндра не переносится на обрабатываемую в призме поверхность.

Погрешность базирования является причиной того, что величина некруглости, показываемая измерительным прибором при измерении в призме, не является действительной

величиной некруглости детали. Величина некруглости Δh , показываемая измерительным прибором в точке C (рисунок 2) равна алгебраической сумме величины перемещения центра поперечного сечения контролируемого цилиндра в направлении оси измерительного прибора и величины некруглости контролируемого цилиндра в точке C , с учетом их угла сдвига фаз X_n :

$$\Delta h = \sum_{n=0}^{\infty} \Delta n \cos(X_n) + \sum_{n=0}^{\infty} \Delta r_c, \quad (15)$$

где Δn – величина перемещения центра поперечного сечения базирующего цилиндра в направлении оси измерительного прибора, вызываемого n -й гармоникой некруглости базирующего цилиндра;

X_n – угол сдвига фаз между n -й гармоникой некруглости базирующего цилиндра и n -й гармоникой перемещения его центра поперечного сечения.

Для оценки погрешностей измерения некруглости в призмах введем понятие коэффициента воспроизведения некруглости S :

$$S = \frac{\Delta h}{\Delta r_c}.$$

Коэффициент воспроизведения некруглости S показывает, во сколько раз кажущаяся величина некруглости больше (или меньше) действительной величины некруглости контролируемого цилиндра.

Для выражения (15)

$$S = \sum_{n=0}^{\infty} S_n.$$

где S_n – коэффициент воспроизведения n -й гармоники некруглости контролируемого цилиндра.

При измерении цилиндра, некруглость которого определяется n -й гармоникой, кажущаяся некруглость Δh_n будет равна:

$$\Delta h_n = \Delta n \cos(X_n) + \Delta r_c,$$

тогда

$$S_n = 1 + \frac{\Delta n \cos(X_n)}{\Delta r_c}.$$

Подставляя вместо текущих значений амплитудные характеристики, получим:

$$S_n = 1 + \frac{D_n \cos(X_n)}{C_n}.$$

Учитывая значения C_n , D_n и X_n (формулы 8, 11, 14), окончательно имеем:

$$S_n = 1 + (-1)^n \frac{\sin(n\psi_0) \cos(\psi_0) \sin(\beta_0) \sin(n\beta_0) + \cos(n\psi_0) \sin(\psi_0) \cos(\beta_0) \cos(n\beta_0)}{\sin(\psi_0) \cos(\psi_0)}. \quad (16)$$

Очевидно, значение коэффициента воспроизведения некруглости зависит от номера гармоники некруглости контролируемого цилиндра, угла обхвата детали призмой ψ_0 и угла наклона измерительного прибора к оси призмы β_0 .

При измерении некруглости по схеме с углом $\beta_0=0^\circ$ формула (16) приобретает вид:

$$S_n = 1 + (-1)^n \frac{\cos(n\psi_0)}{\cos(\psi_0)}.$$

Заключение.

Анализ рассчитанных значений коэффициентов S_n , показывает, что нет таких параметров ψ_0 и β_0 , которые давали бы одинаковое значение коэффициентов S_n для всех гармоник и, следовательно, параметры контрольной оснастки должны определяться для каждой партии контролируемых деталей на основе измерения и последующего анализа отклонений базовых поверхностей деталей от идеальной окружности.

Предложенная методика расчета погрешностей базирования позволяет оценить влияние некруглости формы базовой поверхности на точность обработки в призмах и определять параметры технологической оснастки для контроля деталей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кремень З.И., Юрьев В.Г., Бабошкин А.Ф. Технология шлифования в машиностроении. С-Пб.: Политехника, 2007. 423 с.
2. Jackson M.J., Davim P. Machining with Abrasives. Springer Science Publ. 2011. 432 s.
3. Малинин П.В., Бочкарев П.Ю., Ульянова Л.Д., Шалунов В.В. Совершенствование технологической подготовки операций бесцентрового шлифования // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2022. № 4. С. 147-160.
4. Hong-xia Cai, Wei Liu. A prediction method for the precision of extrusion grinding of a needle valve body// Production Engineering. Research and Development. 2017. Vol. 11. S. 295-305.
5. Пилипенко С.В., Штемпель О.П., Фруцкий В.А., Кострицкий В.В. Восстановление работоспособности соединения игла-корпус распылителя форсунок дизельных двигателей// Вестник полоцкого государственного университета. Серия В. 2021. №11. С. 65-72.
6. Богуцкий В.Б., Шрон Л.Б., Баталин А.С. Сравнительная характеристика методов подготовки поверхностей малых цилиндрических сопряжений повышенной точности к сборке//Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. 2009. № 20. С. 43-51.
7. Алексеев Ю.Г., Королев А. Ю. Минченя В.Т., Нисс В.С., Паршуто, А. Э., Хрусталев Б.М. Комбинированная технология изготовления гибких ультразвуковых концентраторов-инструментов/ под общ. ред. Б.М. Хрусталёва. Минск: БНТУ, 2015. 203 с.
8. Weixing Xu, Yongbo Wu. A new through-feed centerless grinding technique using a surface grinder//Journal of Materials Processing Technology. 2011. Vol. 211(10). S. 1599-1605.
9. Шукоров А.А. Повышение точности геометрической формы длинномерных деталей при бесцентровом шлифовании: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. – Челябинск, 1991. 18 с.
10. Васин А.Н., Изнаиров Б.М., Решетникова О.П., Еременко В.С. Конструктивные разновидности опорных устройств для бесцентрового шлифования// Вестник Саратовского государственного технического университета. 2023. №3(98). С. 56-66.
11. Rohan Sharma, Rohan Chopra, Rohan Singh and Dr. Ak Madan/ A Review on Center-Less Recess Grinding and Its Applications// International journal of research publication and reviews. 2022. Vol 3. № 5. S. 825-837.
12. Богуцкий В.Б., Шрон Л.Б. Оценка стабильности технологического процесса обработки с использованием статистического анализа//Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2019. № 6 (338). С. 32-40.
13. Захаров О.В. Минимизация погрешностей формообразования при бесцентровой абразивной обработке. Саратов: СГТУ, 2006. 152 с.
14. Байор Б.Н. Погрешность обработки, обусловленная несовпадением технологической и измерительной баз // СТИН. 2001. № 2. С. 25-26.
15. Reshetnikova O.P., Iznairov B.M., Vasin A.N., Finogeev D.Yu., Semochkin G.A. Patterns of the formation of form errors in the cross section of parts during centerless grinding// AIP Conference Proceedings. II International scientific and practical symposium "Materials science and technology" (MST-II-2022). 2023. S. 20037.
16. Эдвардс Р. Ряды Фурье в современном изложении. Пер. с англ. М.: Мир. Т.1. 262 с.
17. Юдин М.Н., Севостьянов Н.А., Юдин О.М. Прикладные методы гармонического анализа. М.: Лань. 2022. 256 с.
18. Chirikjian G.S., Kyatkin A.B. Engineering applications of noncommutative harmonic analysis with emphasis on rotation and motion groups. CRC Press Publ. 2021. 674 s.

Богуцкий Владимир Борисович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
Доцент кафедры «Автоматизация и технология машиностроения»
299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33
E-mail: bogutskivb@yandex.ru

Шрон Леонид Борисович

ГБОУВО РК «Крымский инженерно-педагогический университет имени Февзи Якубова», Симферополь.
Доцент кафедры «Электромеханики и сварки»
295015, Республика Крым, г. Симферополь, пер. Учебный, д.8
E-mail: shronlb@mail.ru

BOGUTSKY V.B., SHRON L.B.

THE INFLUENCE OF THE DEVIATION OF THE SURFACE OF THE PART FROM THE IDEAL CIRCLE ON THE BASING ERROR DURING CENTERLESS GRINDING IN PRISMS

Abstract. The performed analysis showed that the deviation of the base surface of the workpiece from the ideal circle in the contact zone of its surface with the support elements is a significant source of basing error during centerless grinding in prisms and, accordingly, the center of the circle of the base surface changes its position relative to the reference points. It is proved that this displacement leads to an incircularity of the shape of the cylindrical surface being processed. It has been found that the displacement of the center of the cross-section, the basing surface, causes deviations in the shape of the cross-section of the treated surface, equal in magnitude to the displacements of the center of the cross-

section of the basing cylinder in the direction of the axis of the grinding wheel and opposite to them in the direction. To determine the magnitude of these displacements, a part-prism system is proposed and a method for calculating errors in basing cylindrical parts in prisms is given, which makes it possible to evaluate the effect of the error of non-roundness of the shape on the accuracy of processing and to determine the parameters of tooling for controlling parts.

Keywords: grinding, perfect circle, shape error, prism, base cylinder, harmonics, accuracy machining.

BIBLIOGRAPHY

1. Kremen Z.I., YUrev V.G., Baboshkin A.F. Tekhnologiya shlifovaniya v mashinostroenii. S-Pb.: Politekhnika, 2007. 423 c.
2. Jackson M.J., Davim P. Machining with Abrasives. Springer Science Publ. 2011. 432 s.
3. Malinin P.V., Bochkarev P.YU., Ulyanova L.D., SHalunov V.V. Sovershenstvovanie tekhnologicheskoy podgotovki operacij bescentrovogo shlifovaniya // Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Povolzhskij region. Tekhnicheskie nauki. 2022. No. 4. S. 147-160.
4. Hong-xia Cai, Wei Liu. A prediction method for the precision of extrusion grinding of a needle valve body// Production Engineering. Research and Development. 2017. Vol. 11. S. 295-305.
5. Pilipenko S.V., SHtempel O.P., Fruckij V.A., Kostrickij V.V. Vosstanovlenie rabotosposobnosti soedineniya igla-korpus raspilyatelya forsunkov dizelynyh dvigatelej// Vestnik polockogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya V. 2021. №11. S. 65-72.
6. Boguckij V.B., SHron L.B., Batalin A.S. Sravnitel'naya harakteristika metodov podgotovki poverhnostej malyh cilindricheskikh sopryazhenij povyshennoj tochnosti k sborke//Uchenye zapiski Krymskogo inzhenerno-pedagogicheskogo universiteta. 2009. № 20. S. 43-51.
7. Alekseev YU.G., Korolev A. YU. Minchenya V.T., Niss V.S., Parshuto, A. E., Hrustalev B.M. Kombinirovannaya tekhnologiya izgotovleniya gibkih ultrazvukovyh koncentratorov-instrumentov/ pod obshch. red. B.M. Hrustalyova. Minsk: BNTU, 2015. 203 s.
8. Weixing Xu, Yongbo Wu. A new through-feed centerless grinding technique using a surface grinder//Journal of Materials Processing Technology. – 2011. – Vol. 211(10). – P. 1599-1605.
9. SHukyurov A.A. Povyshenie tochnosti geometricheskoy formy dlinnomernyh detalej pri bescentrovom shlifovanii: Avtoref. diss. kand. tekhn. nauk. – Chelyabinsk, 1991. 18 s.
10. Vasin A.N., Iznairov B.M., Reshetnikova O.P., Eremenko V.S. Konstruktivnye raznovidnosti opornyh ustrojstv dlya bescentrovogo shlifovaniya// Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. №3(98). S. 56-66.
11. Rohan Sharma, Rohan Chopra, Rohan Singh and Dr. Ak Madan. A Review on Center-Less Recess Grinding and Its Applications // International journal of research publication and reviews. – 2022. – Vol 3. – № 5. – P. 825-837.
12. Boguckij V.B., SHron L.B. Ocenna stabilnosti tekhnologicheskogo processa obrabotki s ispolzovaniem statisticheskogo analiza//Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. 2019. № 6 (338). S. 32-40.
13. Zaharov O.V. Minimizaciya pogreshnostej formoobrazovaniya pri bescentrovoj abrazivnoj obrabotke. Saratov: SGTU. 2006. 152 s.
14. Bajor B.N. Pogreshnost obrabotki, obuslovlennaya nesopadeniem tekhnologicheskoy i izmeritelnoj baz // STIN. 2001. № 2. S. 25-26.
15. Reshetnikova O.P., Iznairov B.M., Vasin A.N., Finogeev D.Yu., Semochkin G.A. Patterns of the formation of form errors in the cross section of parts during centerless grinding// AIP Conference Proceedings. II International scientific and practical symposium "Materials science and technology" (MST-II-2022). – 2023. – P. 20037.
16. Edvards R. Ryady Fure v sovremennom izlozenii. Per. s angl. M.: Mir. T.1. 262 s.
17. YUDin M.N., Sevostyanov N.A., YUDin O.M. Prikladnye metody garmonicheskogo analiza. M.: Lan. 2022. 256 s.
18. Chirikjian G.S., Kyatkin A.B. Engineering applications of noncommutative harmonic analysis with emphasis on rotation and motion groups. CRC Press Publ., 2021. 674 s.

Bogutsky Vladimir Borisovich

FSEI of HE «Sevastopol State University»,
Sevastopol
Associate professor of the Department of
«Automation and Mechanical engineering
technology»
299053, Sevastopol, Universitetskaya St., 33
E-mail: bogutskivb@yandex.ru

Shron Leonid Borisovich

SBEIHE RC «Crimean Engineering and Pedagogical
University named after Fevzi Yakubov», Simferopol
Associate professor of the Department of
«Electromechanics and welding»
295015, Republic of Crimea, Simferopol, lane
Uchebny, 8
E-mail: shronlb@mail.ru

© Богуцкий В.Б., Шрон Л.Б., 2025

КУКСЕНОВА Л.И., САВЕНКО В.И.

РЕОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЕВ, ФОРМИРУЮЩИХСЯ В УСЛОВИЯХ КОНТАКТНОЙ ДЕФОРМАЦИИ МЕТАЛЛОВ ПОД ДЕЙСТВИЕМ АКТИВНОЙ СМАЗОЧНОЙ СРЕДЫ

Аннотация. Представлены характеристики структурного состояния поверхностных слоев медных сплавов при их трении по стали в режиме граничной смазки в поверхностно-активных смазочных средах. Показана роль эффекта Ребиндера в формировании структурно-механического состояния поверхностных слоев антифрикционных трибоматериалов. На примере сплавов Cu-Al установлено влияние пластифицирующего и упрочняющего трибоэффекта на формирование реологических свойств поверхностных слоев металлических материалов. Распределение и знак остаточных напряжений в зоне контактной деформации являются факторами, управляющими процессом структурообразования, который включает перераспределение дефектов кристаллической решетки и легирующих элементов сплавов, а также определяет фазовый состав модифицированного слоя. Результатом этого процесса является оптимизация значений совокупности структурно-чувствительных характеристик механических свойств трибоматериала, которые соответствуют его высокой износостойкости.

Ключевые слова: износостойкость, структура, поверхностные слои, металлы, поверхностно – активные среды, эффект Ребиндера.

Введение

Все явления, происходящие в скользящем нагруженном контакте при внешнем трении на всем цикле испытаний, связаны с взаимодействием твердых тел между собой и со смазочным материалом. Непосредственный контакт, приводящий к износу или повреждаемости трибопары, минимизируется в результате образования на поверхностях трения тонких слоев различного происхождения, которые являются продуктами физико-химического взаимодействия компонентов смазки с материалом зоны деформации несущих элементов трибосопряжений. Опыт эксплуатации реальных машин и агрегатов показывает, что в решении многоплановой проблемы повышения работоспособности узлов трения важная роль принадлежит правильному выбору реологических характеристик поверхностных слоев трибоматериала.

Анализ изменения реологических свойств деформированных металлов базируется на оценке динамических изменений свойств трибоматериалов, рассмотрении временных вариаций их трибологических характеристик, связи этих характеристик между собой и с микроструктурными параметрами приповерхностных слоев при стандартных базовых схемах испытаний. Исследования макро- и микромеханических свойств различных конструкционных материалов позволили установить следующие необходимые и достаточные для анализа и управления трибологическими свойствами материалов функциональные зависимости: $S = f(\gamma, \delta)$; $\delta = f(\beta)$; $H = f(\delta)$; $H_\mu = f(\beta)$, где S – истинные напряжения течения; γ – коэффициент пластичности; δ – статочная деформация; H_μ – микротвёрдость; β – физическое уширение рентгеновских линий на дифрактограммах поверхностного слоя металла. Были разработаны методики расчёта характеристик микромеханических свойств по рентгеноструктурным данным [1], которые с некоторыми допущениями можно использовать для оценки уровня пластической деформации, развивающейся в приконтактной зоне трущихся тел, а также применять для оценки действующих в них мезо- и микронапряжений, характеристик твёрдости и пластичности в зависимости от типа применяемых конструкционных и смазочных материалов. Вместе с тем, в ходе проведения инженерных расчетов [2] нередко возникают существенные трудности, связанные с игнорированием реального структурно-механического состояния приповерхностных слоев трущихся тел. Однако известно, что при трении в условиях граничной смазки приповерхностные слои трибоматериалов приобретают структурно-механическими характеристиками, отличающимися от таковых для их внутриобъемных областей. Осуществляется режим трения, при котором деформация трибоматериала, изменение его структуры и свойств, а также процессы разрушения определяются не только механическими характеристиками сопрягающихся тел, но и физико-химическими свойствами смазочной среды. Под влиянием смазки в деформированной

приконтактной зоне трибоматериала происходит формирование модифицированной макро-мезо- и микроструктуры, которая характеризуется большими остаточными механическими напряжениями в кристаллической решетке и диффузионным перераспределением металлических атомов в ней. Наибольший физико-химический эффект развивается при наличии в смазочных материалах поверхностно-активных веществ (ПАВ), компоненты которых в процессе контактной деформации вызывают адсорбционное пластифицирование тончайшего поверхностного слоя (эффект Ребиндера) [3-5].

В данном сообщении представлено некоторое обобщение результатов экспериментальных и теоретических исследований влияния физико-химических факторов на изменение структурного состояния, деформацию и разрушение поверхностного модифицированного слоя, формирующегося при граничном трении в разных смазочных средах.

Материалы и методики исследования

Основным объектом исследования служили пары реверсивного трения скольжения медный сплав – сталь. Условия испытаний характеризуют тяжелонагруженные трибосопряжения: рабочие поверхности испытывают воздействие знакопеременных сдвиговых деформаций, что обуславливает повышенную концентрацию дефектов кристаллического строения материала зоны контактной деформации. При этом имеет место интенсификация эффекта физико-химического влияния смазочной среды на деформацию поверхностного слоя металла.

Влияние среды на реологические свойства зоны деформации металлов при трении оценивали с использованием критериальных подходов [6], основанных на совокупности феноменологических показателей потерь металлов на износ и их микроскопических параметров (физического уширения рентгеновских линий, периода кристаллической решетки, элементного состава поверхностного слоя).

Физическое уширение $\beta_{(hkl)}$ рентгеновских линий отражает влияние размера областей когерентного рассеяния – микроблоков в кристалле, а также усредненных по микрообъему микродеформаций кристаллической решетки (напряжений II рода), что позволяет оценивать плотность дислокаций при деформации. Величина периода кристаллической решетки a определяет сумму главных напряжений (напряжений I рода) и элементный состав сплава, поэтому изменение его величины характеризует диффузионное перераспределение легирующих элементов в зоне механического воздействия на сплав.

Рентгенофотографии проводили методом неразрушающего послойного сканирования зоны контактной деформации (модифицированного слоя) в диапазоне 0,5 \div 10 мкм в СоКа излучении.

Основная часть.

1. Особенности пластической деформации по глубине поверхностных слоев металлических материалов при трении.

При деформации трением происходит последовательная трансформация микроструктуры приповерхностного слоя трибоматериала, которая характеризуется несколькими этапами: увеличением плотности дислокаций, образованием их скоплений, формированием ячеистой и, затем, фрагментированной структуры с наличием критических стыков между фрагментами, разориентированными в пределах нескольких градусов. На начальных этапах испытаний наблюдается широкий спектр субструктур, что в соответствии с дискретностью контакта при трении связано с различной пластической деформацией в разных зернах трибоматериала. При увеличении пути трения по мере достижения установленвшегося режима структура поверхностного слоя становится более однородной, постепенно стабилизируясь во времени и пространстве [7].

Физическое уширение рентгеновских линий $\beta_{(hkl)}$ используется при описании многих физических процессов, непосредственно связанных с развитием дислокационной структуры при деформации, в том числе и для оценки уровня поверхностного разрушения металлов при трении. Примеры таких решений приведены в [8]. Следует заметить, что при оценке уровня поверхностного разрушения трибоматериалов с помощью структурного параметра $\beta_{(hkl)}$, чаще всего берется его среднее значение по всей зоне контактной деформации, соответствующее установленвшемуся режиму на фиксированном пути трения. Однако следует иметь ввиду, что в действительности имеет место изменение величины $\beta_{(hkl)}$ (и, следовательно, уровня

пластической деформации) по глубине контактной зоны, и это изменение характеризуется рядом особенностей.

В качестве типичного примера на рисунке 1 показаны вариации величины $\beta_{(hkl)}$ по глубине контактной зоны при различных контактных давлениях Р для медного образца в режиме установившегося трения. Проиллюстрированы особенности поведения величины $\beta_{(hkl)}$ в условиях граничного трения (кривые 2-5), а также в режиме практической безызносности (кривая 1).

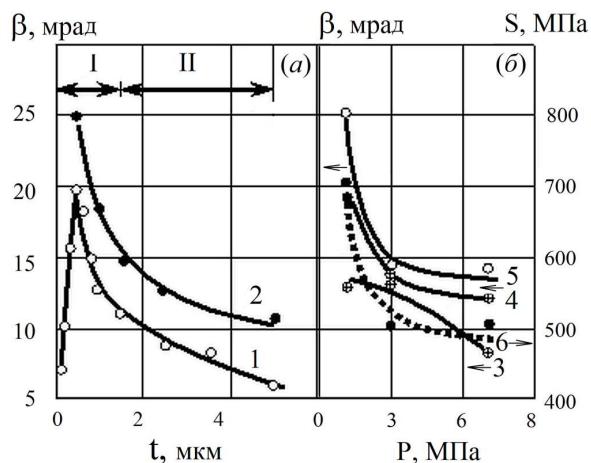


Рисунок 1 - Изменение физического уширения β рентгеновских линий меди по глубине t деформированной при трении зоны (а), и зависимость величины β от контактного давления Р (б):

1 – трение в глицерине; 2-6 – в вазелиновом масле; 3, 4, 5 – величина β в слоях на глубине $t = 2.0, 0.7$ и 0.3 мкм соответственно; 6 – зависимость истинных напряжений течения S от давления P в слое толщиной 0.3 мкм

Приведенные экспериментальные данные позволяют сформулировать два основных вывода. Во-первых, формирование модифицированной структуры на поверхностях трения сопровождается синергетически протекающими физическими процессами, связанными с упрочнением и разупрочнением материала при контактной зоне. При постоянных условиях внешнего нагружения Р и исходного состава материала определяющая роль в выборе направления этих процессов принадлежит природе и физико-химическим свойствам смазочной среды. Во-вторых, наблюдаются две зоны поверхностной пластической деформации: I – зона аномально высокого фрикционного упрочнения, II – зона ограниченного деформационного упрочнения. Аномалии деформации тонких поверхностных слоев выражаются в зависимости плотности дислокаций и степени упрочнения от присутствия ПАВ в смазочной среде. Кроме того, эксперименты показывают, что величина напряжения течения материала S оказывается выше при пониженных значениях внешнего давления Р. Найденные на основе функциональной зависимости $\beta = f(\delta, S)$ значения действующих истинных напряжений течения в приповерхностных слоях оказываются весьма высокими (~ 800 МПа) в случае применения неактивной смазочной среды даже при небольшом внешнем давлении 1,5 МПа [9].

Характерным показателем установившегося режима трения является реализация периодических кинетических циклов накопления повреждений в зоне локализации деформации металла и его разрушения, сопровождающихся динамическим равновесием между разрушением поверхностных структур и их восстановлением. Период этих циклов и их амплитуда являются кинетическими характеристиками уровня накопления повреждаемости и разрушения тонкого поверхностного слоя, и в макроскопическом масштабе они определяют среднее значение интенсивности изнашивания материалов трибосопряжений на фиксированном пути трения.

Для описания элементарного акта разрушения используются представления кинетической термофлуктуационной теории прочности [10], согласно которой оценка времени существования единичной связи под нагрузкой (долговечность τ) проводится по формуле

$$\tau = t_0 \exp((U_0 - \gamma\sigma)/kT),$$

где t_0 – частота колебаний атома в кристаллической решетке, $t_0 \approx 10^{-12}$ с; U_0 – энергия активации разрушения единичной связи; γ – структурно-чувствительный коэффициент; σ – действующее напряжение; k – постоянная Больцмана; T – температура.

Величину износа оценивают по формуле [11]

$$I = (\sum \Delta A_r n_r h) / K [t_0 \exp((U_0 - \gamma \psi \sigma) / RT)],$$

где $\sum \Delta A_r n_r$ – площадь фактического контакта; h – линейный размер зоны деформации; коэффициент K отражает исходную повреждаемость материала, характеристики релаксации повреждений, число одновременно разрушаемых связей; ψ – коэффициент энергетического поглощения в контакте (его «диссипативность»).

Из указанных соотношений следует, что на работоспособность пары трения (долговечность материала поверхностного слоя) влияют активационные структурно-чувствительные параметры разрушения: энергия активации U_0 и коэффициент γ , имеющий смысл активационного объема. При этом эффективная энергия активации разрушения определяется как $U_\sigma = U_0 \pm \Delta G - \gamma \sigma$, где ΔG – изменение энергии активации процесса в результате физико-химического воздействия смазочной среды, т.е. параметр, влияющий на кинетику разрушения, непосредственно связанный со свойствами среды.

Согласно основным представлениям физико-химической механики контактного взаимодействия влияние среды включает два ведущих процесса: экранирование контактирующих поверхностей [12] и прямое физико-химическое воздействие активных компонентов на свойства взаимодействующих приповерхностных микрообъемов при взаимном перемещении нагруженных тел (эффект Ребиндера) [5].

Эффектом Ребиндера называют явление адсорбционного понижения прочности твердых тел, облегчение их деформации и разрушения вследствие обратимого физико-химического воздействия окружающей среды. В физико-химической механике твердых тел рассматривают две основные формы эффекта Ребиндера. Первая форма – охрупчивающее действие среды, в результате которого падает прочность твердого тела; вторая – пластифицирующее действие среды, которое проявляется в виде снижения макроскопического предела текучести, в уменьшении коэффициента упрочнения (при активном силовом нагружении образца) или в увеличении скорости деформации при ползучести под действием постоянной нагрузки.

Вместе с тем известно, что поверхностно-активная среда может оказывать на реологическое поведение материала не только пластифицирующее, но и упрочняющее влияние. Выражается это в повышении предела текучести и/или коэффициента упрочнения, в уменьшении скорости ползучести материала под постоянной нагрузкой. На молекулярном уровне упрочняющее действие среды обусловлено уменьшением подвижности приповерхностных дислокаций в результате их адсорбционной блокировки, тормозящего действия оксидных и пассивирующих пленок и электрохимических явлений на поверхности твердых тел, протекающих в таких средах [3-5]. В реальных трибосопряжениях в качестве присадок к инактивным смазочным материалам используют поверхностно-активные вещества, которые в зависимости от величины и типа механических напряжений, скорости контактной деформации и состава материала могут оказывать как поверхностно-пластифицирующее, так и поверхностно-упрочняющее действие.

При трении двух шероховатых твердых тел после каждого цикла деформации в поверхностном слое металла возникает упругопластическая деформация, и формируются остаточные напряжения первого рода. Эпюры остаточных напряжений, которые возникают в результате проскальзывания под влиянием контактного воздействия цилиндрического микровыступа в случае поверхностно-пластифицирующего и поверхностно-упрочняющего смазочного материала приведены в [5]. Показано, что в поверхностно-пластифицированном слое остаточные напряжения после прохождения микровыступа носят сжимающий характер, а в поверхностно-упрочненном – растягивающий. Кроме того, наблюдаются осцилляции напряжений по глубине. На межслойной границе имеет место резкая смена знака остаточных напряжений.

Смена знака остаточных касательных напряжений I рода на этой границе вызывает встречное движение дислокаций с однонаправленными векторами Бюргерса в соседних разнозначно напряженных слоях. Двигаясь в параллельных плоскостях скольжения, дислокации тормозятся на ней, формируя дислокационную стенку, которая представляет

себой малоугловую дислокационную сетку. При этом равновесная плотность стеночных дислокаций будет определяться условием силового баланса:

$$\tau_{z\varphi}^r - \text{sign}(\tau_{z\varphi}^r) \cdot \tau_{st} = \tau_{z\varphi}^{in} + \tau_{z\varphi}^a$$

где $\tau_{z\varphi}^r$ - компонента тензора остаточных напряжений I рода; τ_{st} - напряжение старта дислокаций в плоскости скольжения; $\tau_{z\varphi}^{in}$ - внутреннее напряжение в решетке, обусловленное дислокациями фона, т.е. ростовыми и неподвижными деформационными дислокациями [4].

Процесс концентрации дислокаций на межслойной границе сопровождается очисткой от них приграничных областей металла. Расчеты показывают, что размер таких областей по порядку величины совпадает с толщиной поверхностно-модифицированного слоя, достигающей нескольких микрон для типичных схем напряженно-деформированного состояния материала [5]. Напряжения II рода, возникающие в дислокационной стенке, стимулируют постепенное отщепление внешнего модифицированного слоя. Этот процесс в первую очередь начинается в тех местах границы, в которых ее упругая энергия становится близкой к значению свободной поверхностной энергии металла. Оценка критической плотности дислокаций в границе перед ее отщеплением для сплавов на медной основе дает величину $\rho_{max} \approx 10^{14} - 10^{15} \text{ см}^{-2}$. Для достижения такой плотности дислокаций необходимы длительные многоцикловые испытания, что подтверждается реальными триботехническими экспериментами [1], таблице 1

В таблице 1 и на рисунке 2 на примере меди представлены экспериментальные данные, иллюстрирующие особенности изменения характеристик структуры в деформированном поверхностном слое в условиях длительных испытаний в разных средах.

Таблица 1 - Физическое уширение рентгеновских линий $\beta_{(311)}$ меди после трения при разном количестве циклов испытаний в среде глицерина

Число циклов	100	300	600	800	1000	5000	10000	50000	100000	120000	140000
$\beta_{(311)}, 10^{-3} \text{ рад.}$	31	29	27	27	26	20	17	10	7	5	5

Анализ представленных в таблице 1 и на рисунке 2 данных с позиций взаимосвязей $S = f(\delta)$, $\delta = f(\beta)$, $H = f(\delta)$, $H = f(\beta)$, $\gamma \sim U_0/H_\mu$, характеризующих микроструктуру и структурно-чувствительные характеристики механических свойств трибоматериала, подтверждает, предположение о том, что введение поверхностно-активной добавки в состав смазочной композиции оказывает непосредственное влияние на развитие деформационных процессов и структурообразования в зоне контактного взаимодействия. При этом управляющими факторами, задающими те или иные значения совокупности структурно-чувствительных характеристик механических свойств трибоматериала являются распределение и знак остаточных напряжений в зоне контактной деформации [5,6].

Так как вазелиновое масло является трибохимически инертной средой, то именно поверхностно-активные вещества снижают величины $\beta_{(311)}$ в тонком поверхностном слое трибоматериала (и, соответственно, плотность дислокаций в нем) по сравнению с трением этого же материала в среде, не содержащей ПАВ. При этом следует отметить, см. таблицу 1, что выход на режим, при котором в полной мере реализуется эффект Ребиндера (т.е. когда значение $\beta_{(hkl)}$ принимает минимальные значения при данных условиях эксперимента) достигается только после достаточно большого числа циклов испытаний. Следовательно, эффективность поверхностно-активных добавок в смазочные материалы проявляется не сразу; требуется определенное значение длины пути трения, соответствующих конкретным условиям испытаний [13].

Таким образом, в деформированном слое конструкционного материала формируется модифицированное градиентное структурное состояние, которое в зависимости от природы среды обладает разными характеристиками механических свойств и разными структурно-чувствительными активационными параметрами разрушения, которые определяют уровень его разрушения.

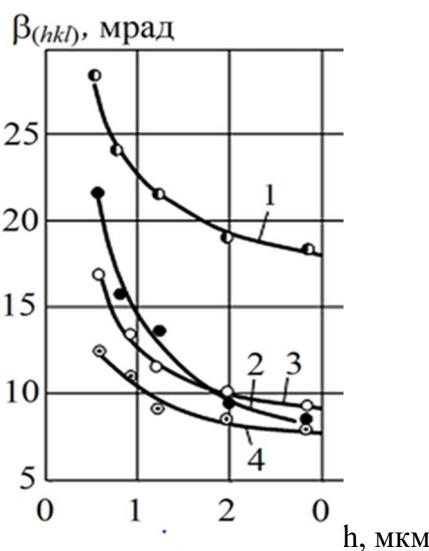


Рисунок 2 - Распределение физического уширения рентгеновских линий $\beta_{(hkl)}$ по глубине зоны деформации меди при трении:

1- сухое трение; 2 –чистое вазелиновое масло; 3 – масло с добавкой 1% стеариновой кислоты;
4 – с добавкой 1% олеиновой кислоты

2. Влияние диффузионного перераспределения легирующих элементов в зоне трения на реологические свойства антифрикционных сплавов.

В металлических парах трения один или оба контактирующих тела, как правило, представляют собой сплав. После первых циклов трибоконтактного взаимодействия материалов и их деформирования в активной среде любого модифицирующего типа в приконтактной зоне более мягкого элемента трибопары возникают диффузионные потоки вакансий, примесных и легирующих элементов, направленные на то, чтобы привести к релаксации возникших в приповерхностных слоях остаточных напряжений [14]. Имеет место восходящая диффузия, в результате которой в сжатых областях поверхностного слоя понижается концентрация элементов, а в растянутых областях – наоборот, концентрация этих элементов увеличивается [15].

Изменение концентрации легирующего элемента в напряженной области в результате восходящей диффузии описывается соотношением [5,6]:

$$(\Delta C)/C \approx \exp\{\delta\omega (\Delta\sigma_{zz}^r / 3kT)\} - 1,$$

где $\Delta\sigma_{zz}^r$ – скачок остаточных напряжений на межслойной границе; $\delta\omega = \omega_A - \omega_B$; ω_A , ω_B – атомные объемы.

В работе [5] показано, что для реальных экспериментов с поверхностно-модифицированными образцами величина $(\Delta C)/C = 10 - 100\%$ (при $\Delta\sigma_{zz}^r \approx \sigma_s = 100 - 1000$ МПа, $\delta\omega = 3 \cdot 10^{-24}$ см³). Следовательно, можно полагать, что при испытаниях в активных средах происходит расслоение деформированного материала, которое закономерно влияет на структурно-чувствительные характеристики его модифицированного слоя. Основываясь на экспериментально установленной зависимости предела текучести от концентрации примеси в виде $\sigma_s \approx C^{1/2}$ и учитывая соотношение $(\Delta C)/C \rightarrow 1$ получили, что в $|\Delta\sigma_s|/\sigma_s \approx 50\%$, [5]. Таким образом, только за счет восходящей диффузии может быть достигнуто пятидесятипроцентное изменение предела текучести, что для случая поверхностно-пластифицирующей смазочной среды обеспечивает условия реализации правила положительного градиента механических свойств – необходимого условия устойчивого режима трения, высоких антифрикционных свойств и низкого уровня поверхностного разрушения трибоматериала. Иными словами, модификация механических свойств приповерхностных микрообъемов в условиях контактного взаимодействия, протекающего в присутствии поверхностно-активных сред, является значимым механо-физико-химическим явлением, наблюдаемым при граничном трении.

Рассмотрим результаты рентгенографического исследование диффузионного перераспределения легирующих элементов в поверхностных слоях алюминиевых бронз в условиях контактной деформации в разных смазочных средах, рисунок 3.

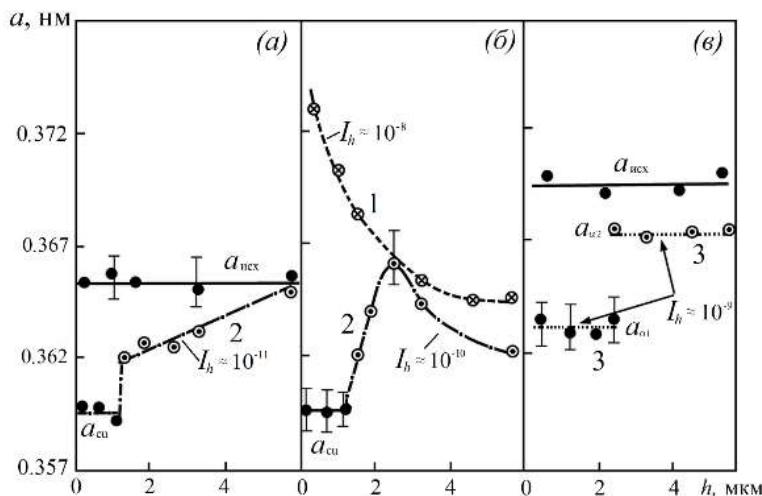


Рисунок 3 - Изменение периода кристаллической решетки α -твердого раствора алюминиевых бронз по глубине зоны деформации при трении в разных смазочных средах:
 (а) – БрA7; (б) – БрAMц9-2; (в) – БрАЖН10-4-4; 1 – этиленгликоль; 2 – смесь на основе глицерина;
 3 – ЦИАТИМ-201

Трение сплава с малым содержанием алюминия (БрA7) осуществлялось в пластифицирующей среде – жидкой смазке на основе глицерина, см. рисунок 3а. Линия $a_{ исх }$, соответствующая параметру кристаллической решетки исходного состоянию образца, дает представление о весьма незначительной степени первоначальной структурной неоднородности материала. Линия 2, полученная после испытаний, показывает, что изменение периода решетки по глубине характеризуется положительным градиентом. При этом на поверхности образца формируется сжатая пленка чистой меди. Омеднение происходит под влиянием сжимающих остаточных напряжений I рода, присутствующих в пластифицированном приповерхностном слое образца. Сформировавшаяся структура обеспечивает поддержание положительного градиента механических свойств, и интенсивность изнашивания достигает предельно низких значений ($I_h \sim 10^{-11}$).

На рисунке 3б приведены результаты исследования бронзы БрAMц9-2 в смазочной среде, содержащей смесь глицерина, этиленгликоля и воды, а также в чистом этиленгликоле. В смеси на основе глицерина, рисунок 3б, линия 2, имеет место омеднение поверхности контакта, подповерхностный слой обедняется атомами алюминия до глубины $h \sim 2$ мкм. На глубинах более 2 мкм во внутриобъемной, не пластифицированной зоне, действуют растягивающие остаточные напряжения. Эта зона обогащена легирующими элементами. В подповерхностной зоне имеет место заметная структурная неоднородность материала. В макромасштабе этот случай также соответствует режиму избирательного переноса за счет формирования медной пленки на поверхности бронзы БрAMц9-2, но износ (вследствие структурной неоднородности под пленкой) несколько выше, чем у бронзы БрA7.

При трении в этиленгликоле картина структурных изменений другая, рисунок 3б, линия 1. Марганец, оказываясь на межфазных границах и являясь сильным раскислителем, способствует образованию на поверхности бронзового образца плотной пассивирующей оксидной пленки. В этих условиях двухатомный спирт уже не в состоянии оказывать пластифицирующее действие на слой образца под оксидной пленкой. Наоборот, этот слой под влиянием оксидов оказывается более упрочненным, чем подповерхностная внутриобъемная зона. В результате механического воздействия при трении в приповерхностном упрочненном слое трибоматериала возникают растягивающие напряжения, приводящие к увеличению концентрации алюминия в нем (период решетки твердого раствора увеличивается). В макромасштабе такие процессы приводят к повышенному износу пары трения.

На рисунке 3в приведены особенности структуры зоны деформации при трении высокоэнтропийной алюминиевой бронзы БрАЖМц10-3-1,5 в среде ЦИАТИМ-201. Концентрация алюминия в бронзе соответствует точке на фазовой диаграмме, находящейся вне области существования α -твердого раствора, поэтому бронза является многофазной и обладает более высокими прочностными характеристиками. Смазка ЦИАТИМ-201 содержит пластифицирующие ПАВ и антиокислительные присадки, препятствующие образованию на

поверхности трибоматериала упрочняющих оксидных включений. В зоне деформации бронзы БрАЖМц10-3-1,5 также, как и для бронзы БрА7, создается положительный градиент параметра решетки, обусловленный перераспределением легирующих элементов. Таким образом, появляются структурные условия для реализации повышенной износостойкости. Однако главным фактором, определяющим возможность устойчивого функционирования этого режима, является формирование в зоне контактной деформации двух метастабильных фаз, кристаллографически изоструктурных α -твердых растворов с ГЦК-решеткой, но обладающих разной концентрацией легирующих элементов и разными периодами решетки $a_{\alpha_1}=0,363\text{ нм}$ и $a_{\alpha_2} = 0,366 \text{ нм}$ (по данным рентгеноспектрального анализа в этих фазах концентрация Al составляет 4%, Mn - 0,6% и Al - 7,5%, Mn - 0,7%, соответственно). Слой с более высокой концентрацией меди преимущественно расположен в зоне, прилегающей к свободной поверхности, он обеспечивает повышение износостойкости сплава.

Следует отметить, что структурно-фазовые превращения, наблюдавшиеся в трибоматериале при трении высоколегированной бронзы БрАЖМц10-3-1,5, проявляются и при трении бронз БрАЖ9-4, БрАЖН10-3-1,5. Их общность заключается в том, что возникающий макроскопический диффузионный поток атомов легирующих элементов при контактной деформации приводит к формированию в модифицированном слое двух кристаллографически изоструктурных α -твердых растворов Cu-Al, один из которых обогащен медью. Вместе с тем, экспериментальные исследования показали, что эффект расслоения α -твердого раствора на основе меди зависит как от состава сплава, так и от свойств смазочной среды, см. рисунок 3, рисунок 4, таблица 2.

На рисунке 4 и в таблице 2 приведены характеристики структурного состояния низколегированной бронзы БрА5, сформированные при трении в смазочных композициях на основе синтетического масла М9С и полиэфира ДЭБЯК. Возникающий при трении макроскопический диффузионный поток атомов алюминия при его невысокой начальной концентрации, но при деформации в более активной смазочной среде приводит к формированию в модифицированном слое также двух кристаллографически изоструктурных α -твердых растворов Cu-Al, один из которых обогащен медью, рисунок 4.

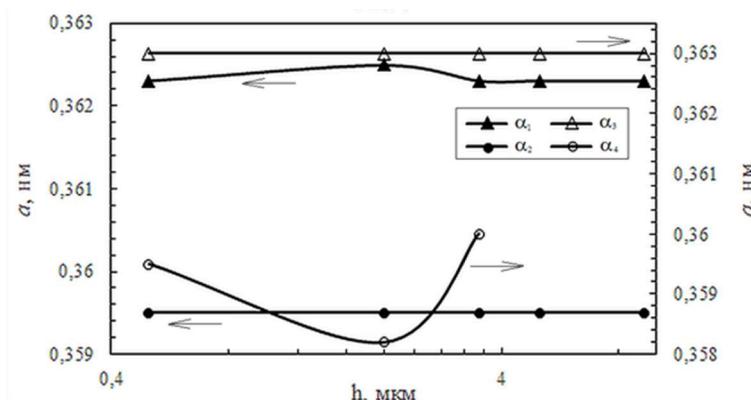


Рисунок 4 - Изменение периода кристаллической решетки α фаз $\alpha_1 - \alpha_4$ в поверхностном слое по его толщине h : α_1, α_2 – испытания в среде (М9С + ДЭБЯК); α_3, α_4 – в среде (М9С + ДЭБЯК +12-LioSt)

Таблица 2 - Физическое уширение рентгеновских линий $\beta_{(311)}$ на рентгенограммах приконтактного слоя бронзы БрА5

Толщина слоя h , мкм	1	5	10
Значение $\beta_{(311)} \cdot 10^{-3}$ рад.			
До трения	30,0	17,5	13,0
Трение в среде (М9С+ ДЭБЯК), фаза α_1	22,5	15,0	14,0
Трение в среде (М9С +ДЭБЯК), фаза α_2	40,0	35,0	17,5
Трение в среде (М9С +ДЭБЯК +12-LioSt), фаза α_3	22,0	16,0	14,0
Трение в среде (М9С +ДЭБЯК +12-LioSt), фаза α_4	38,5	35,5	17,0

Экспериментальные данные, приведенные на рисунке 4 и в таблице 2, раскрывают существование структурных процессов. Здесь необходимо пояснить, что α_1 , α_2 , α_3 , α_4 – это новые фазы, сформировавшаяся в процессе трения в приповерхностном слое материала в результате распада первичного α -твердого раствора Cu-Al под влиянием возникающих в нем значительных остаточных упругих напряжений. Эти напряжения увеличивают свободную энергию Гиббса $G(p, T, \sigma_a)$ сплава и приводят его в неравновесное состояние. В результате включается механизм быстрого спинодального (флуктуационного) распада сплава, завершающийся более медленным диффузионным бифазным распадом в соответствии с диаграммой состояния Cu-Al. При этом все вышеуказанные фазы являются кристаллографически изоструктурными материнскому твердому раствору БрА5, т.е. сохраняют одинаковые с ним решетки Браве, но имеют отличные от него значения параметров решетки a_i и соответственно разный элементный состав: фазы α_2 , α_4 обогащены медью.

При трении в смазочной смеси (М9С+ДЭБЯК) структурные составляющие α_1 и α_2 поверхности деформированного слоя, образующиеся в результате концентрационного распада бронзы при трибодеформации, имеют также разные значения структурного параметра $\beta_{(311)}$. Так, для обогащенной алюминием α_1 -фазы величина $\beta_{(311)}$ и, следовательно, общая плотность дислокаций ρ_Σ (с учетом соотношения $\beta_{(311)} \sim (\rho_\Sigma)^{0.5}$) оказываются меньше, чем их значения для исходного сплава. Для α_2 -фазы, обогащенной медью, значения $\beta_{(311)}$ и ρ_Σ существенно выше по сравнению с их значениями не только в исходном состоянии трибоматериала, но и по сравнению со значениями этих характеристик для фазы α_1 , содержащей более высокую концентрацию алюминия. Присутствие в смазке загустителя 12-LioSt незначительно снижает величины $\beta_{(311)}$ и ρ_Σ в этих фазах. В структурных составляющих наблюдается как пластифицирующий эффект, так и упрочняющий с превалирующим действием последнего, таблица 2.

Напомним, что все приведенные значения характеристик структуры модифицированного слоя трибоматериала получены в результате одинаковых нагрузочно-скоростных условий испытаний. Поэтому обнаруженные изменения в структурно-фазовом состоянии бронзы с достаточной степенью достоверности можно отнести к прямому физико-химическому воздействию смазочной среды на приповерхностный слой трибоматериала. Следует подчеркнуть, что именно под воздействием активной смазочной среды деформированный приповерхностный слой бронзы претерпевает изменения не только в количественном соотношении между основным (Cu) и легирующим (Al) компонентами, но и различается своим фазовым составом и плотностью дислокаций в структурных составляющих.

Таким образом, экспериментально установлены следующие структурные превращения в зоне деформации при трении в условиях физико-химического воздействия среды, обуславливающие повышение износстойкости антифрикционного сплава.

1. Формирование макроскопического диффузионного потока атомов легирующих элементов, направленного из глубины материала к поверхности контактирования и сопровождающегося растворением анодных компонентов сплава в смазочной среде.

2. Образование в зоне трения пластифицированного металлического слоя благодаря реализации комплекса физико-химических процессов, которые приводят к установлению «оптимальных» значений параметров структурного состояния пластиически деформированного металла $\beta_{(hkl)}$ и a .

Для обеспечения высокой износстойкости трибоматериалов и повышения работоспособности сопряжения в целом определяющим фактором являются оптимизация реологических свойств поверхностного слоя, формирующегося под действием поверхностно-пластифицирующей смазочной среды. Наибольший ресурс работы такой трибопары в смазочной среде с ПАВ достигается в результате роста износстойкости медного сплава при относительном снижении твердости и повышении пластичности его приповерхностного слоя за счет формирующейся пластифицированной медной пленки. При этом снижение твердости, обусловленное пластифицирующим действием поверхностно-активных веществ, происходит только в поверхностной пленке меди; во внутриобъемной зоне, не пластифицированной

действием смазочной среды, механические характеристики антифрикционного сплава остаются на требуемом уровне.

Заключение

Представлены результаты экспериментального исследования структурно-фазовых превращений в поверхностных слоях трибосопряжений медный сплав-сталь, проанализированных с позиций критериального подхода, отражающего разные масштабно-иерархические уровни работы трибосистемы. В качестве рабочих критериев использованы: макроскопический интегральный критерий – величина износа трибоматериала и микроскопические структурные критерии, базирующиеся на данных рентгеноструктурного анализа поверхностных слоев этого материала. Показано, что такой подход позволяет успешно решать задачи повышения износостойкости трибоузла на основе оптимизации реологических свойств поверхностного слоя, формирующегося в трибоматериале в условиях контактной деформации под влиянием физико-химических факторов, связанных с применением смазок, содержащих ПАВ. Выявлена роль компонентов смазочной среды и описаны примеры реализации пластифицирующего и упрочняющего трибоэффекта.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И. Структура и износостойкость металла. М.: Машиностроение, 1982. 212 с.
2. Крагельский И.В., Добычин М. Н., Комбалов В. С. Основы расчётов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. 526 с. (англ. перевод: Kragelskii I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S. Friction and Wear Calculation Methods, Oxford: Pergamon Press, 1982).
3. Щукин Е.Д., Савенко В.И., Малкин А.И. Лекции по физико-химической механике. М.: Нобель пресс. 2015. 680 с.
4. Щукин Е.Д., Савенко В.И. Применение метода микросклерометрии для изучения эффекта Ребиндера. Обзор // Коллоидный журнал. 2020. №82(6). С.653-660.
5. Савенко В.И. Роль эффекта Ребиндера в реализации режима безызносности в триботехнике // Эффект безызносности и триботехнологии. 1994. №3-4. С. 26-38.
6. Савенко В.И., Щукин Е.Д. О соотношениях между феноменологическими и структурными критериями работы узлов трения // Трение и износ. 1987. Т. 8. № 4. С. 581–589.
7. Гарбар И.И. Кинетика развития дислокационной структуры меди в процессе трения// Трение и износ. 1982. №5. С. 880-888.
8. Рыбакова Л.М., Куксенова Л.И. Металловедение в науке о трении и изнашивании // МиТОМ. 1985. №5. С. 16-23.
9. Алексеев Н.М., Куксенова Л.И., Правдухина Е.М., Рыбакова Л.М., Шапиро А.М. Исследование фрикционного упрочнения поверхностных слоев меди в режиме граничного трения // Трение и износ. 1982. №1. С.33-42.
10. Журков С.Н. К вопросу о физической основе прочности // ФТТ. 1980. Т.22. Вып.2 С.3344-3349.
11. Громаковский Д.Г. Концептуальный подход в задачах обеспечения высокой износостойкости поверхностей узлов трения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2008. № 3. С. 33-37.
12. Буяновский И.А., Фукс И.Г., Шабалина Т.Н. Границная смазка. Этапы развития трибологии. М.: ГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2002. 230 с.
13. Куксенова Л.И., Савенко В.И.//Машиностроение и инженерное образование. 2023. №1-2(71).С.27-38.
14. Куксенова Л.И., Савенко В.И. Методологические основы материаловедческой оценки качества смазочных сред для нагруженных сопряжений машин и механизмов. Сообщение 2. Влияние состава смазочных сред на структурно-фазовое состояние зоны деформации металлических трибосопряжений и их антифрикционные свойства // Наукомкие технологии в машиностроении. 2024. №12 (162). С. 3-14.
15. Гегузин Я.Е. Восходящая диффузия и диффузионное последействие. // Успехи физических наук. 1986. Т.149. №1. С.149–159.

Куксенова Лидия Ивановна
ФГБУН Институт машиноведения
им. А.А.Благонравова (ИМАШ РАН)
Д.т.н., профессор, гл. научн.сотрудник
8-910-426-08-56
lkukc@mail.ru

Савенко Владислав Ильич
ФГБУН Институт физической химии и электрохимии
им. А.Н. Фрумкина (ИФХЭ РАН)
К.ф.-м.наук, вед.научн.сотр.
visavenko@rambler.ru

KUKSENOVA L.I., SAVENKO V.I.

RHEOLOGICAL PROPERTIES OF SURFACE LAYERS FORMED UNDER CONTACT DEFORMATION OF METALS UNDER THE INFLUENCE OF AN ACTIVE LUBRICANT ENVIRONMENT

Abstract. The characteristics of the structural state of the surface layers of copper alloys during their friction on steel in the mode of boundary lubrication in surface-active lubricating media are presented. The role of the Rebinder effect in the formation of the structural and mechanical state of the surface layers of antifriction tribomaterials is shown. Using the example of Cu-Al alloys, the influence of the plasticizing and strengthening triboeffect on the formation of rheological properties of the surface layers of metallic materials has been established. The distribution and sign of residual stresses in the contact deformation zone are the factors controlling the structure formation process, which includes the redistribution of defects in the crystal lattice and alloying elements of alloys, and also determines the phase composition of the modified layer. The result of this process is the optimization of the values of the totality of structurally sensitive characteristics of the mechanical properties of tribomaterial, which correspond to its high wear resistance.

Keywords: wear resistance, structure, surface layers, metals, surface-active environments, Rebinder effect.

BIBLIOGRAPHY

1. Rybakova L.M., Kuksanova L.I. Struktura i iznosostojkost metalla. M.: Mashinostroenie, 1982. 212 s.
2. Kragelskii I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S. Friction and Wear Calculation Methods, Oxford: Pergamon Press, 1982.
3. Shchukin E.D., Savenko V.I., Malkin A.I. Lekcii po fiziko-himicheskoy mekhanike. M.: Nobel press. 2015. 680 s.
4. Shchukin E.D., Savenko V.I. Primenenie metoda mikrosklerometrii dlya izucheniya effekta Rebindera. Obzor. // Kolloidnyj zhurnal. 2020. №82(6). S.653-660.
5. Savenko V.I. Rol effekta Rebindera v realizacii rezhima bezyznosnosti v tribotekhnike // Effekt bezyznosnosti i tribotekhnologii. 1994. №3-4. S. 26-38.
6. Savenko V.I., Shchukin E.D. O sootnosheniyah mezhdu fenomenologicheskimi i strukturnymi kriteriyami raboty uzlov treniya // Trenie i iznos. 1987. T. 8. № 4. S. 581–589.
7. Garbar I.I. Kinetika razvitiya dislokacionnoj struktury medi v processe treni// Trenie i iznos. 1982. №5. S. 880-888.
8. Rybakova L.M., Kuksanova L.I. Metallovedenie v nauke o trenii i iznashivanii // MiTOM. 1985. №5. S. 16-23.
9. Alekseev N.M., Kuksanova L.I., Pravduhina E.M., Rybakova L.M., Shapiro A.M. Issledovanie frikcionnogo uprochneniya poverhnostnyh sloev medi v rezhime granichnogo treniya // Trenie i iznos. 1982. №1. S.33-42.
10. Zhurkov S.N. K voprosu o fizicheskoy osnove prochnosti // FTT. 1980. T.22. Vyp.2 S.3344-3349.
11. Gromakovskij D.G. Konceptualnyj podhod v zadachah obespecheniya vysokoj iznosostojkosti poverhnostej uzlov treniya // Trenie i smazka v mashinah i mekhanizmakh. 2008. № 3. S. 33-37.
12. Buyanovskij I.A., Fuks I.G., Shabalina T.N. Granichnaya smazka. Etapy razvitiya tribologii. M.: GUP Izd-vo «Neft i gaz» RGU nefti i gaza im. I.M.Gubkina, 2002. 230 s.
13. Kuksanova L.I., Savenko V.I.//Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie. 2023. №1-2(71).S.27-38.
14. Kuksanova L.I., Savenko V.I. Metodologicheskie osnovy materialovedcheskoj ocenki kachestva smazochnyh sred dlya nagruzhennyh sopryazhenij mashin i mekhanizmov. Soobshchenie 2. Vliyanie sostava smazochnyh sred n strukturno-fazovoe sostoyanie zony deformacii metallicheskikh tribosopryazhenij i ih antifrikcionne svojstva // Naukoyomkie tekhnologii v mashinostroenii. 2024. №12 (162). S. 3-14.
15. Geguzin Ya.E. Voskhodyashchaya diffuziya i diffuzionnoe posledejstvie. // Uspekhi fizicheskikh nauk. 1986. T.149. №1. S.149–159.

Kuksanova Lidiya Ivanovna

FSBSI Institute of Mechanical Engineering
named after. A.A. Blagonravova (IMASH RAS)
Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Researcher
lkukc@mail.ru

Savenko Vladislav Ilyich

FSBSI Institute of Physical Chemistry and
Electrochemistry named after. A.N. Frumkin (IPHE RAS)
Candidate of Physical and Mathematical Sciences Leading
Scientific Associate
visavenko@rambler.ru

ДОЛОГЛОНЯН А.В., МАТВЕЕНКО В.Т., КЛИМЕНКО А.Г.

ГИБКИЕ КОМБИНИРОВАННЫЕ МИКРОГАЗОТУРБИННЫЕ УСТАНОВКИ С ПРОМПОДОГРЕВОМ И ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕСТНЫХ КЛИМАТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ ХОЛОДА

Аннотация. Предметом рассмотрения в статье являются комбинированные микрогазотурбинные установки (МГТУ) с промежуточным подогревом рабочего тела (ПП), использующие местные климатические ресурсы холода с помощью утилизационных установок органического цикла Ренкина (ОЦР). Рассмотрены схемы комбинированных МГТУ с ПП и параллельным блоком утилизации теплоты, содержащим установку ОЦР с дополнительной (сезонной) турбиной и котлом-utiлизатором, осуществляющим теплоснабжение объекта. В качестве рабочих тел установок ОЦР использовались аммиак и хладагент R-134a, поскольку они обеспечивают давление конденсации выше атмосферного при низких температурах окружающей среды. Установлено, что применение дополнительной паровой турбины в составе установки ОЦР комбинированной МГТУ с ПП позволяет поднять ее эффективный КПД с октября по март в зависимости от конфигурации базовой МГТУ и рода рабочего тела установки ОЦР. Показано, что наиболее эффективной конфигурацией базовой МГТУ и для аммиака, и для хладагента R-134a является установка на базе микрогазотурбинного двигателя простого цикла с турбокомпрессорным утилизатором и регенерацией. Проведенные исследования показали, что оптимальная для запуска дополнительной турбины температура окружающей среды практически не зависит от базовой конфигурации МГТУ и рода рабочего тела ОЦР, а зависит от распределения температуры воздуха по сезонам года.

Ключевые слова: микрогазотурбинная установка, регенерация теплоты, турбина перерасширения, турбокомпрессорный утилизатор, органический цикл Ренкина, дополнительная турбина, рабочее тело, промежуточный подогрев, климатический ресурс холода.

Введение

Малая, точнее, распределенная энергетика особенно важна для энергообеспечения объектов нулевой и первой категории (они должны иметь несколько источников энергоснабжения), для энергообеспечения районов с низкой плотностью нагрузки, для автономного энергоснабжения удаленных объектов, для снабжения в чрезвычайные периоды, а также в отдаленных, труднодоступных и малоосвоенных районах. Кроме того, тепловая и конструктивная схема когенерационной установки должна быть приспособлена к производству требуемого количества энергии (электрической и тепловой) для разных потребителей при циклической или переменной нагрузке, компенсируя суточные и сезонные колебания.

Для достижения гибкости в объемах производства энергии и высокой тепловой эффективности газотурбинной энергетической установки (ГТУ) можно применить различные тепловые и конструктивные схемы, а также управление потоками теплоты в газотурбинном двигателе (ГТД) [1, 2]. ГТД обладают способностью изменять рабочий процесс за счет управления характеристиками различных элементов двигателя. Изменение характеристик элементов ГТУ и, через них, процессов в циклах ГТД в определенных условиях может оказывать эффективное управляющее воздействие на изменение теплотехнических характеристик комбинированной ГТУ. Выбор управляемого элемента зависит от тепловой и конструктивной схемы ГТУ, а также от регламента поставки электрической и тепловой энергии.

Изменять тепловую мощность когенерационного ГТД с помощью параллельного блока утилизации теплоты [3], который позволяет перераспределять поток выхлопных газов между установкой органического цикла Ренкина (ОЦР) и котлом-utiлизатором. Это имеет большое значение при циклической или переменной тепловой нагрузке. Климат большинства портов сибирского региона Северного морского пути (Игарка, Дудинка и т.д.) является резко континентальным и сезонные перепады температур находится в пределах 40 °С. Это обстоятельство позволяет использовать местный климатический ресурс холода (МРХ) для повышения эффективности установок ОЦР [4, 5]. Представляют интерес установки с промежуточным подогревом (ПП) рабочего тела, которые, кроме повышенной удельной

работы, обладают также и повышенной удельной теплотой, переданной на теплоснабжение, т.е. большим утилизационным потенциалом. Также они обладают более широкими возможностями регулирования производительности.

В данной работе будет рассмотрены характеристики гибких комбинированных микрогазотурбинных установок с параллельным блоком утилизации теплоты, ПП рабочего тела и использованием местных климатических ресурсов холода.

Базовые схемы МГТУ с ПП, работающих на органическом топливе

В общем случае, схемы микрогазотурбинных двигателей (МГТД) для МГТУ с ПП могут быть с блокированной турбиной и свободной силовой турбиной (ССТ). Безусловно, блокированные двигатели эффективнее на номинальном режиме, однако на долевых нагрузках машины со ССТ имеют преимущество. Наиболее перспективной, с практической точки зрения, является схема, представляющая собой газогенератор со ССТ и с промежуточной камерой сгорания (ПКС) между ними.

Микрогазотурбинные двигатели (МГТД) находят применение как для энергообеспечения локальных объектов, так и стационарных, технологических и транспортных подводных и надводных объектов. За основу базовой схемы МГТУ с ПП принят МГТД простого цикла (см. рисунок 1), который можно усложнить с целью увеличения КПД.

Усложнение ГТД простого цикла (ПЦ) осуществляется за счет:

- регенерации теплоты выхлопных газов в рабочем цикле двигателя;
- применения турбины перерасширения рабочего тела за силовой турбиной [4-7] с целью повышения мощности ГТД;
- применения комбинации предыдущих методов.

На рисунке 2 изображена схема МГТУ с регенерацией теплоты и промподогревом (ПЦ+Р+ПП), в которой по отношению к схеме МГТУ простого цикла добавлен теплообменник-регенератор для подогрева рабочего тела перед камерой сгорания за счет теплоты выхлопных газов двигателя, что позволяет повысить КПД самого двигателя.

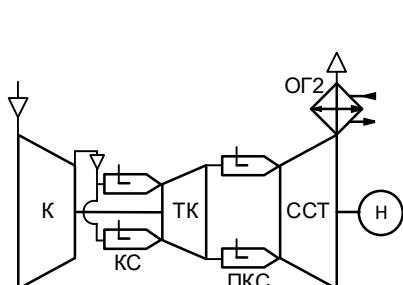


Рисунок 1 – Схема когенерационной МГТУ простого цикла (ПЦ) с ПП:

К – компрессор; КС – камера сгорания; ПКС – промежуточная камера сгорания; ТК – турбина компрессора; ССТ – свободная силовая турбина; ОГ2 – охладитель газов; Н – нагрузка

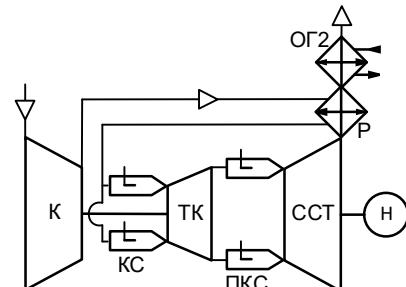


Рисунок 2 – Схема когенерационной МГТУ цикла с регенерацией (ПЦ+Р) с ПП:

Р – регенератор; остальные обозначения как на рисунок 1

На рисунке 3 изображена схема микрогазотурбинной установки (МГТУ) с турбиной перерасширения и ПП. Турбина перерасширения, приводящая дожимающий компрессор (ДК) с охладителем газа (ОГ1) между ними, который выполняет роль котла-utiлизатора, образует турбокомпрессорный утилизатор (ТКУ). Посредством применения в рабочем цикле перерасширения рабочих газов за силовой турбиной увеличивается мощность двигателя при том же расходе топлива и, следовательно, повышается КПД двигателя.

Повышение КПД МГТД возможно также за счет глубокой утилизации теплоты выхлопных газов двигателя, преобразовав часть ее в механическую работу. Такую задачу возможно решить за счет комбинации двух способов повышения экономичности МГТД с ПП, а именно, за силовой турбиной МГТД установить турбокомпрессорный утилизатор, а регенератор разместить между турбиной перерасширения и дожимающим компрессором. На

на рисунке 4 изображена схема МГТД с ТКУ и регенерацией теплоты. Охладитель газа ОГ1 обеспечивает понижение температуры газа перед ДК с целью снижения в нем работы сжатия, а также выполняет функцию котла-utiлизатора для обеспечения локального объекта теплотой.

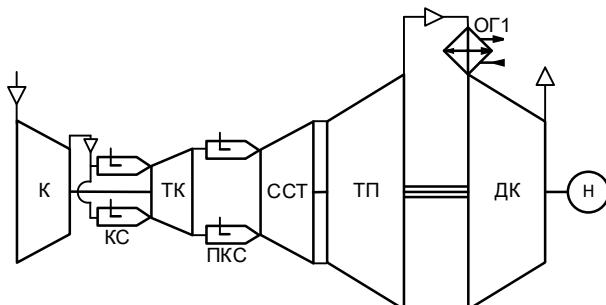


Рисунок 3 – Схема МГТУ с турбиной перерасширения (ПЦ+ТКУ) с ПП:

ТП – турбина; ОГ1 – охладитель газов; ДК – дожимающий компрессор; остальные обозначения как на рисунок 1

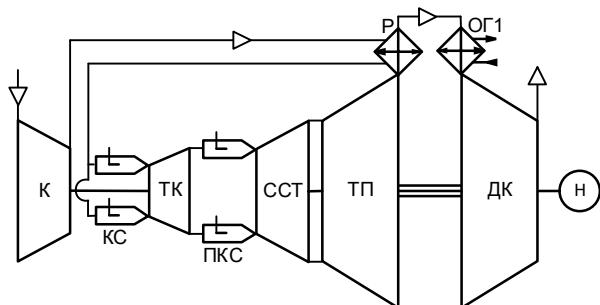


Рисунок 4 – Схема МГТУ с турбокомпрессорным утилизатором и регенерацией теплоты (ПЦ+ТКУ+Р) с ПП:

остальные обозначения как на рисунок 1-3

Методика и результаты исследования характеристик базовых МГТУ на номинальном режиме

Исследование характеристик рабочих циклов МГТУ при работе на номинальном режиме производилось с использованием физико-математических моделей и программного обеспечения, ранее опробованного при анализе параметров ГТУ, приведенных в работе [6-8].

В настоящее время в микрогазотурбинной технике достигнуты значительные успехи в области повышения эффективности ее элементов [10, 11]. В МГТУ необходимо учитывать конструктивные факторы, влияющие на аэродинамические характеристики компрессоров и турбин [10-13]. Так политропный КПД центробежного компрессора находится в пределах $\eta_k = 80\dots82\%$, радиально-осевой турбины $\eta_m = 85\dots86,5\%$, а адиабатный КПД диагональных лопаточных машин $88\dots90\%$. В настоящее время применение доступных сплавов ЖС36 и ЖС40 позволяет иметь температуру газа перед турбиной до 1373 К включительно [14], при этом турбинная ступень высокого давления может быть неохлаждаемой. Для МГТУ характерно наличие теплообменных аппаратов, которые должны обеспечивать требуемые параметры рабочего тела в цикле, но при этом иметь оптимальные потери давления и, соответственно, габаритные размеры для МГТУ. Так при применении регенератора, габариты которого существенно зависят от конструкции теплообменной матрицы, ее плотности и площади поверхности теплопередачи, для микротурбины оптимальная степень регенерации зависит от гидравлического сопротивления регенератора и давления рабочей среды по каждой из теплообменяющихся сторон [15]. Большинство мировых производителей МГТД («Микрогазотурбинные технологии», «Elliott», «Turbec», «Ingersoll R») используют степень регенерации 0,9 [16, 17].

Для моделирования установок, изображенных на рисунках 1-4, были приняты параметры, представленные в таблице 1.

Кроме того, для МГТУ были принятые следующие ограничения по параметрам:

- максимальная степень регенерации – 0,9 (для обеспечения приемлемых температур перед регенератором со стороны газов);

- максимальная степень сжатия в компрессоре ТКУ – 3,5 (для снижения массогабаритных показателей ОГ1).

- максимальная степень сжатия в одной ступени центробежного компрессора – 12 [17];

- максимальная степень расширения в одной ступени турбины – 5 (радиально-осевая турбина) и 6 (центро斯特ремительная турбина).

Таблица 1. Исходные данные для моделирования базовых МГТУ

Наименование параметра	Ед. изм.	Численное значение
Политропный КПД турбины	–	0,865
Политропный КПД турбины компрессора	–	0,85
Политропный КПД компрессора	–	0,82
Политропный КПД второй ступени компрессора	–	0,8
Адиабатный КПД турбины перерасширения ¹	–	0,9
Адиабатный КПД дожимающего компрессора ²	–	0,88
КПД камеры сгорания	–	0,99
КПД электрогенератора	–	0,96
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны газа для ПЦ+Р ³	–	$\varepsilon_c = \frac{1-r}{2c_e r} \left(\sqrt{1+4c_e \frac{r}{1-r}} - 1 \right)$
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны газа для ПЦ+ТКУ+Р ³	–	$\varepsilon_c = \frac{1}{2c_e (\varepsilon_{o21} \pi_{ok})^2} \frac{1-r}{r} \left(\sqrt{1+4c_e (\varepsilon_{o21} \pi_{ok})^2 \frac{r}{1-r}} - 1 \right)$
Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике со стороны воздуха ³	–	$\varepsilon_a = 1 - \frac{c_a}{\pi_k^2} \frac{r}{1-r}$
Коэффициент восстановления давления на входе в установку, ε_{ax}	–	0,96
Коэффициент восстановления давления в промежуточном охладителе воздуха, ε_{ob}	–	0,94
Коэффициент восстановления давления в КС, ε_{kc}	–	0,96
Коэффициент восстановления давления на выходе из установки, ε_{eby}	–	0,97
Коэффициент восстановления давления охладителей газа (ОГ1 и ОГ2), $\varepsilon_{o21}, \varepsilon_{o22}$	–	0,96
Температура газов на выходе из ОГ1 и ОГ2	К	323
Температура окружающего воздуха	К	288
Влажность окружающего воздуха	%	60
Примечания		
1, 2 – более высокие параметры компрессора и турбины связаны с масштабным эффектом в вакуумном цикле, поскольку давление рабочего тела за турбиной ниже атмосферного примерно в 2 раза, то соответственно во столько же раз размеры проточных частей компрессора и турбины больше, чем у компрессора и турбины в обычном цикле.		
3 – коэффициенты c_c и c_a определялись из параметров существующих прототипов [15].		

Результаты исследования характеристик базовых МГТУ с ПП

Таблица 2 - Результаты оптимизации базовых когенерационных МГТУ с ПП на номинальном режиме с учетом ограничений

Наименование параметра	Ед. изм.	ПЦ	ПЦ+Р	ПЦ+ТКУ	ПЦ+ТКУ+Р
Эффективный КПД МГТУ	%	23,6	39,0	35,2	41,9
Температура газов на входе в охладитель газов	К	1127	601	863	570
Оптимальная степень повышения давления в компрессоре	–	12	5,9	12	5,2
Оптимальная степень повышения давления в ДК	–	–	–	3,5	2
Оптимальная степень регенерации	–	–	0,9	–	0,9
Удельная мощность на валу силовой турбины	кДж/кг	297	225	443	289
Удельная тепловая мощность	кДж/кг	893	283	582	253
КПД теплотехнический	%	93	86	80	79

Анализ характеристик циклов МГТУ производился при изменении степени повышения давления π_k в компрессоре двигателя, дожимающем компрессоре π_{ok} , степени регенерации σ и прочих равных фиксированных параметрах, характерных для микрогазотурбинных установок. Результаты такой оптимизации МГТУ, работающих по схемам, изображенным на рисунках 1-

4 и исходных данных, приведенных в таблице 1 при максимальной температуре цикла $T_3 = 1373$ К и температурой после ПКС $T_{31} = T_3$, представлены в таблице 2.

Результаты исследования характеристик комбинированных МГТУ с ПП

Для моделирования комбинированных установок были приняты параметры установок ОЦР, представленные в таблице 3. В качестве парогенераторов использованы прямоточные котлы основными преимуществами которых являются: компактность, быстрое включение в работу, малое время нагрева рабочего тела и переход с режима на режим. Это очень важно, т.к. дает возможность регулирования производительности путем включения / отключения установки ОЦР в составе комбинированной МГТУ.

Таблица 3 – Параметры установок ОЦР на номинальном режиме

№	Наименование параметра	Ед. измерения	Численное значение
1.	Адиабатный КПД турбины	–	0,82
2.	КПД насоса	–	0,78
3.	Коэффициент восстановления давления в парогенераторе	–	0,92
4.	Коэффициент восстановления давления в конденсаторе	–	0,96
5.	Коэффициент восстановления давления в регенеративном теплообменнике	–	0,96
6.	Степень регенерации	–	0,9
7.	Минимальный температурный напор на выходе из испарительного пучка, ΔT_2	К	15
8.	Температура конденсации	К	$T_a + 25$
9.	Температурный напор между теплоносителем и перегретым паром на выходе из пароперегревателя, ΔT_1	К	50
10.	Расход теплоносителя	кг/с	≈1
11.	Кратность циркуляции рабочего тела	–	1

Свойства рабочих тел для установок ОЦР взяты в [18] (см. таблица 4).

Таблица 4 – Некоторые свойства известных рабочих тел

Обозначение рабочего тела	Молекулярный вес	Критическое давление, МПа	Критическая температура, К	Температура конденсации при 0,1 МПа, К	Температура разложения, К
R-717 (аммиак)	17,03	11,33	405,4	196	924
R-718 (вода)	18	22,06	647,3	373	2470
R-123	152,93	3,66	456,83	303	899
R-1233zd	130,5	3,57	438,75	292	824
R-134a	102	4,06	374,23	247	682
R-245fa	134,05	3,64	427,2	289	659

Из представленных в таблице 4 рабочих тел только аммиак и R-134a подходят для работы в установках ОЦР в климатических условиях портов сибирского региона Северного морского пути (см. рисунок 5) ввиду низкой температуры конденсации. В работах [19, 20] показано, что использование «сухих» рабочих тел целесообразно в установках ОЦР с регенерацией, а «влажных» – в установках ОЦР без регенерации. Поэтому для R-717 и R-134a будет использоваться установка ОЦР без регенерации.

Температура окружающей среды и относительная влажность [21] для порта Игарка (см. рисунок 5) определялись по формулам

$$T_a = -26,1 - 0,297n - 1,46n^2 + 1,16n^3 - 0,164n^4 + 0,0065n^5, \text{ °C}, \quad (1)$$

$$\varphi = 0,86 - 0,00705T_a - 0,0004T_a^2 - 0,0000157T_a^3 - 2,34 \times 10^{-7}T_a^4, \quad (2)$$

где n – номер текущего месяца.

Схемы комбинированных микрогазотурбинных установок с ПП, использующие МРХ

Схемы гибких комбинированных микрогазотурбинных установок с ПП, параллельным блоком утилизации теплоты и использованием местных климатических ресурсов холода на базе приведенных выше (см. рисунки 1-4) и установок ОЦР с дополнительной турбиной приведены на рисунках 6-9.

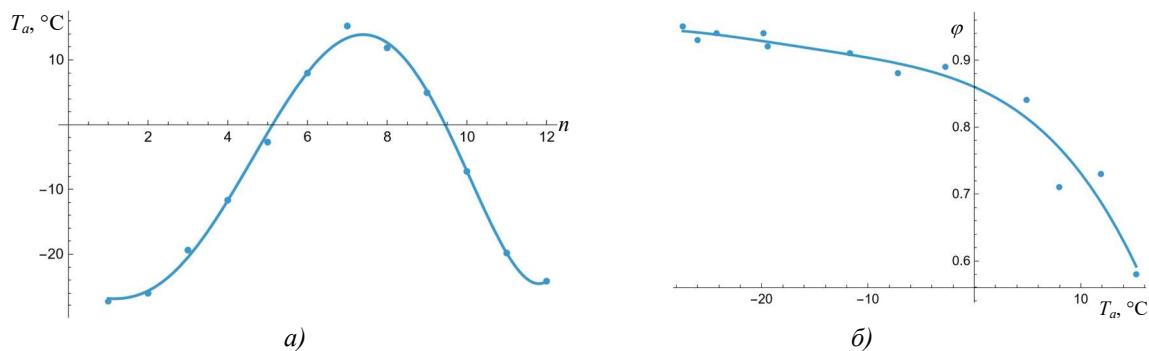


Рисунок 5 – Среднемесячные температура и относительная влажность окружающей среды порта Игарка: а) зависимость температуры окружающей среды от календарного месяца; б) зависимость относительной влажности окружающей среды от температуры

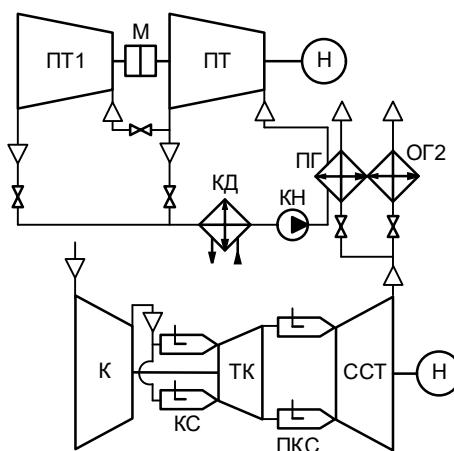


Рисунок 6 – Схема комбинированной МГТУ с ПП на базе ПЦ: ПТ – паровая турбина; ПТ1 – дополнительная паровая турбина; КД – конденсатор; ПН – питательный насос; ПГ – парогенератор; М – разъединительная муфта; остальные обозначения как на рисунок 1

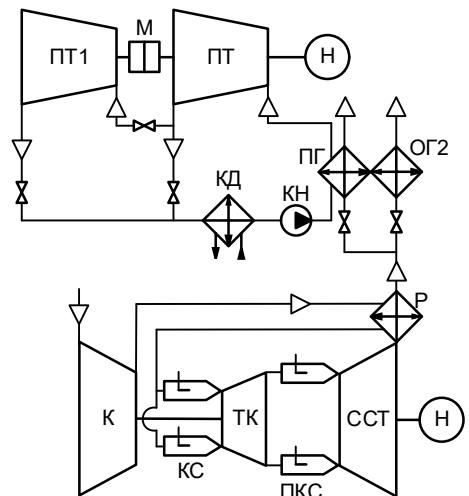


Рисунок 7 – Схема комбинированной МГТУ с ПП на базе ПЦ+Р: остальные обозначения как на рисунок 2 и 6

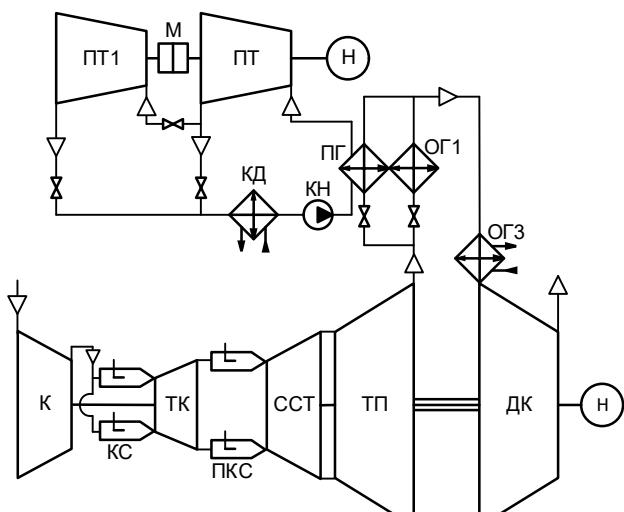


Рисунок 8 – Схема комбинированной МГТУ с ПП на базе ПЦ+ТКУ: остальные обозначения как на рисунок 3 и 6

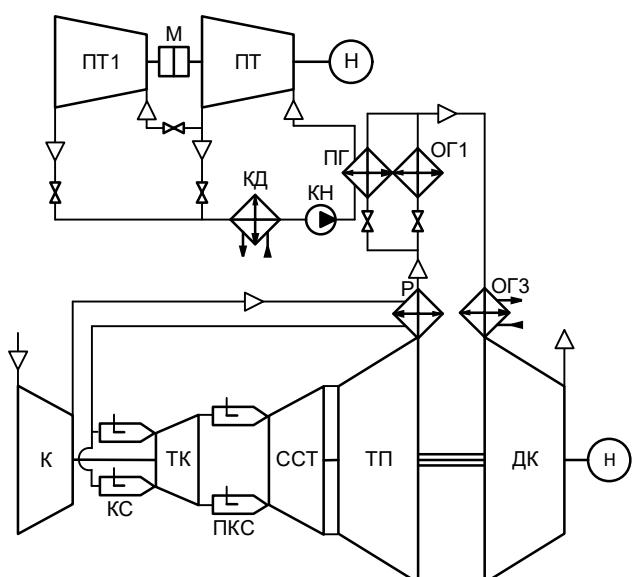


Рисунок 9 – Схема комбинированной МГТУ с ПП на базе (ПЦ+ТКУ+Р): остальные обозначения как на рисунок 4 и 6

Методика исследования характеристик комбинированных МГТУ с ПП, использующих МРХ

Исследование характеристик рабочих циклов МГТД производилось с использованием физико-математических моделей и программного обеспечения, ранее опробованного при анализе параметров в МГТУ, приведенных в работе [6], а характеристики установок ОЦР на моделях, использованных в [19].

Установки, изображенные на рисунках 6-9, были исследованы при стандартных условиях в работе [3]. Однако, реальные климатические условия могут вызывать серьезные колебания базовых параметров работы комбинированных МГТУ как на собственно ГТД, так и на установку ОЦР. В настоящей работе будет рассмотрено влияние температуры и влажности окружающей среды на эффективность комбинированных МГТУ. Влияние температуры окружающей среды на эффективность ГТД исследовано в работах [22, 23]. В данной статье исследована работа МГТД при постоянных максимальной температуре цикла (T_3) и приведенном расходе воздуха ($G_{np} = G \sqrt{\frac{T_a}{288}}$, G – физический расход воздуха, кг/с), а

также при винтовом способе регулирования (ВСР). Влияние температуры окружающей среды на эффективность ОЦР в составе комбинированной установки обусловлено изменчивостью температуры выхлопных газов, которые являются источником теплоты для ОЦР. Кроме того, в работе [5] предложен способ использования сезонных колебаний температуры окружающей среды для повышения эффективности работы установок ОЦР, заключающийся в том, что предлагается установить последовательно по рабочему телу к основной турбине как минимум одну дополнительную («сезонную») турбину, которая включается в работу через разъединительную муфту по достижении температуры конденсации, зависящей от температуры окружающей среды, достаточной для обеспечения оптимальных параметров эффективности и основной и дополнительной турбин.

Результаты исследования характеристик комбинированных МГТУ с ПП, использующих МРХ

Результаты исследования комбинированных МГТУ на базе МГТД ПЦ+ПП и ОЦР без регенерации с аммиаком в качестве рабочего тела (см. рисунок 6) изображены на рисунке 10.

Температура окружающей среды, при которой целесообразно запускать дополнительную турбину определяется при максимальной годовой выработке установки ОЦР (см. рисунок 10a) на примере комбинированной МГТУ на базе ПЦ+ПП. Годовая выработка установки ОЦР определяется зависимостью:

$$P = 30,4 \cdot 24 \cdot 3600 \sum_{i=1}^{12} (N_{ti} + k_{ti} N_{ti,don}), \quad (3)$$

где P – годовая выработка энергетической установки ОЦР, кДж; N_{ti} – мощность основной турбины для i -го месяца, кВт; $N_{ti,don}$ – мощность дополнительной турбины для i -го месяца, кВт; k_{ti} – коэффициент времени работы дополнительной турбины для i -го месяца.

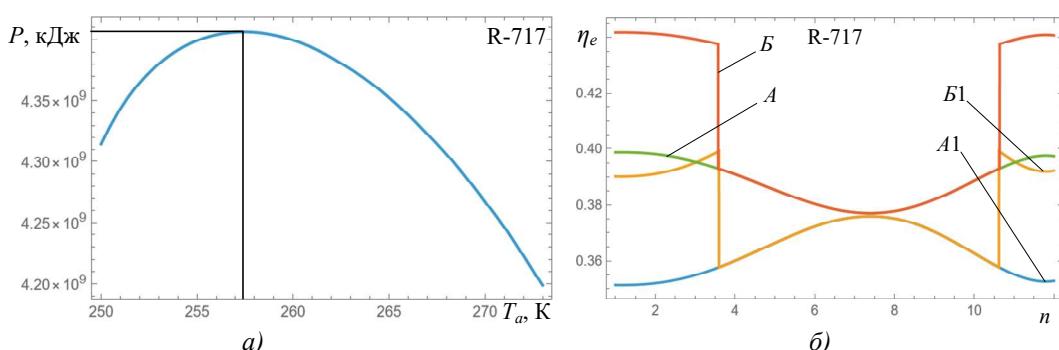


Рисунок 10 – Зависимость параметров комбинированной МГТУ на базе ПЦ+ПП и установкой ОЦР с дополнительной турбиной от параметров окружающей среды: а) зависимость годовой выработки установки ОЦР от температуры окружающего воздуха при $T_3 = const$; б) зависимость КПД МГТУ от сезона года и способа регулирования производительности, кривая А – без дополнительной турбины при $T_3 = const$, кривая Б – с дополнительной турбиной при $T_3 = const$, кривая А1 – без дополнительной турбины при ВСР, кривая Б1 – с дополнительной турбиной при ВСР

Из рисунка 10б видно, что при $T_3 = \text{const}$ дополнительная турбина работает примерно 5 месяцев в году, при этом наблюдается существенный рост КПД комбинированной МГТУ (примерно на 4,3 %). Стоит отметить, что среднегодовой КПД комбинированной МГТУ с одной турбиной в составе установки ОЦР равен 38,9 %, а с дополнительной – 41,2 %, что дает относительный прирост эффективности в 5,9 %. Для приводных машин (при ВСР) регулирование осуществляется за счет снижения температуры T_3 поэтому эффективность МГТУ при снижении T_a будет ниже из-за уменьшения температуры выхлопных газов МГТД. Это видно по загибу линии $B1$ вниз относительно оси абсцисс (см. рисунок 10б) при понижении T_a .

Так как температуры разложения использованных органических рабочих тел ниже температуры газов на входе из силовой турбины МГТУ на базе ПЦ+ПП (см. таблица 2), то для охлаждения рабочего тела можно либо разделить охладитель газов ОГ2 (см. рисунок 1) для комбинированной МГТУ на базе ПЦ+ПП на две части, одну из которых установить за свободной силовой турбиной для сброса температуры рабочего тела, либо снизить температуру перед свободной силовой турбиной (T_{31}). Снижение T_{31} с одной стороны снизит вырабатываемую МГТД мощность, с другой – повысит его КПД [25]. Однако снижение T_{31} допустимо до тех пор, пока T_{31} не сравняется с температурой на выходе из турбины компрессора, т.е. при нулевом расходе топлива в ПКС.

Если обозначить отношение T_{31} / T_3 через k_t – температурный коэффициент, то для аммиака $k_t = 0,825$. Для хладагента R-134a такой способ не приемлем, в связи с чем, исследование установки ОЦР с использованием этого вещества не производилось.

Результаты исследования комбинированных МГТУ на базе МГТД ПЦ+Р+ПП при различных способах регулирования и ОЦР без регенерации с аммиаком в качестве рабочего тела (см. рисунок 7) изображены на рисунке 11а, а с R-134a – на рисунке 11б. Поскольку температуры разложения использованных органических рабочих тел выше температуры газов на входе из силовой турбины МГТУ на базе ПЦ+Р+ПП, то для этой конфигурации $k_t = 1$.

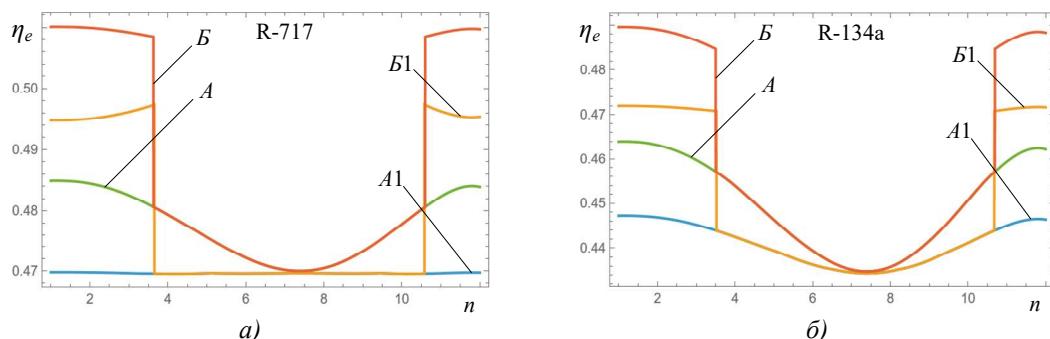


Рисунок 11 – Зависимость эффективности комбинированной МГТУ на базе ПЦ+Р+ПП и установкой ОЦР с дополнительной турбиной от сезона года и способа регулирования производительности, кривая А – без дополнительной турбины при $T_3 = \text{const}$, кривая Б – с дополнительной турбиной при $T_3 = \text{const}$, кривая А1 – без дополнительной турбины при ВСР, кривая Б1 – с дополнительной турбиной при ВСР: а) для аммиака; б) для R-134a

Анализ рисунка 11 показывает, что использование аммиака в качестве рабочего тела установки ОЦР обеспечивает большую эффективность, чем использование R-134a. Из рисунков 11а и б видно, что дополнительная турбина работает, как и в предыдущем случае, примерно 5 месяцев в году, при этом наблюдается рост КПД комбинированной МГТУ (примерно на 2,5 % и 2,7 % соответственно). При $T_3 = \text{const}$ среднегодовой КПД комбинированной МГТУ с одной турбиной в составе установки ОЦР с аммиаком равен 47,8 %, а с дополнительной – 49,2 %, что дает относительный прирост эффективности в 2,9 %. Для R-134a эти цифры будут 45,4 %, 46,8 % и 3,2 % соответственно. Также стоит отметить, что мощности установок ОЦР на R-134a существенно меньше, чем на аммиаке и влияние двигателя на эффективность МГТУ – существенно выше. Поэтому при ВСР эффективность МГТУ без дополнительной турбины растет (см. рисунок 11б, линия A1) при снижении T_a .

Результаты исследования комбинированных МГТУ на базе МГТД ПЦ+ТКУ+ПП при различных способах регулирования и ОЦР без регенерации с аммиаком в качестве рабочего тела (см. рисунок 8) изображены на рисунке 12а, а с R-134а – на рисунке 12б.

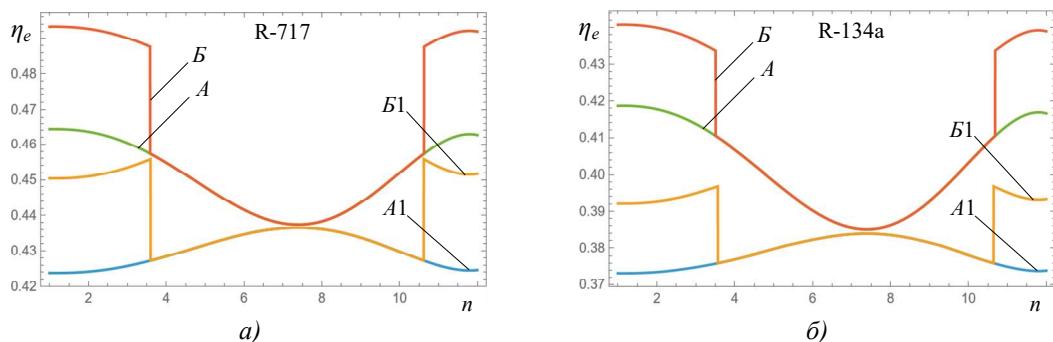


Рисунок 12 – Зависимость эффективности комбинированной МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+ПП и установкой ОЦР с дополнительной турбиной от сезона года и способа регулирования производительности, кривая А – без дополнительной турбины при $T_3 = \text{const}$, кривая Б – с дополнительной турбиной при $T_3 = \text{const}$, кривая А1 – без дополнительной турбины при ВСР, кривая Б1 – с дополнительной турбиной при ВСР: а) для аммиака; б) для R-134a

Анализ рисунка 12а и б, как и в предыдущем случае, показывает, что использование аммиака в качестве рабочего тела установки ОЦР обеспечивает большую эффективность, чем использование R-134a. Из рисунков 12а и б видно, что дополнительная турбина работает, как и в предыдущих случаях, примерно 5 месяцев в году, при этом наблюдается рост КПД комбинированной МГТУ (примерно на 2,9 % и 2,1 % соответственно). При $T_3 = \text{const}$ среднегодовой КПД комбинированной МГТУ на базе ПЦ+ТКУ с одной турбиной в составе установки ОЦР с аммиаком равен 45,3 %, а с дополнительной – 46,8 %, что дает относительный прирост эффективности в 3,5 %. Для R-134a эти цифры будут 40,4 %, 41,6 % и 3,0 % соответственно при $k_t = 0,805$. МГТД с ТКУ повышают свою эффективность при применении ПП, поэтому при снижении T_{31} падает и КПД, это и приводит к уменьшению эффективности МГТУ (см. рисунок 12б, линия А1) при понижении T_a .

Результаты исследования комбинированных МГТУ на базе МГТД ПЦ+ТКУ+Р+ПП при различных способах регулирования и ОЦР без регенерации с аммиаком в качестве рабочего тела (см. рисунок 9) изображены на рисунке 13а, а с R-134а – на рисунке 13б.

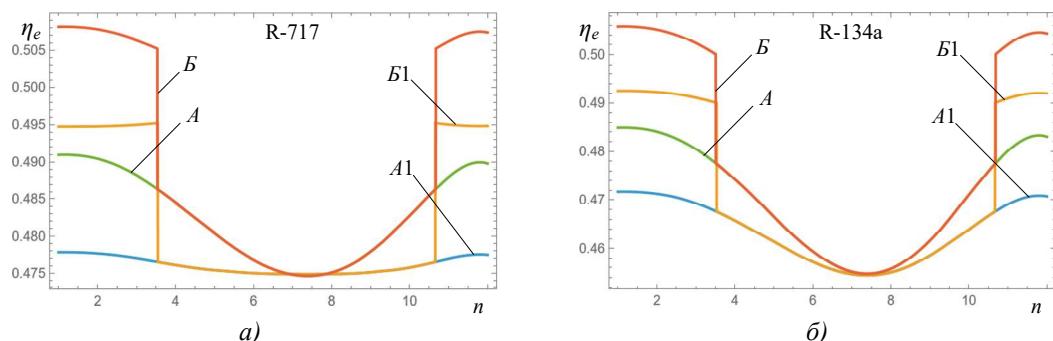


Рисунок 13 – Зависимость эффективности комбинированной МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р+ПП и установкой ОЦР с дополнительной турбиной от сезона года и способа регулирования производительности, кривая А – без дополнительной турбины при $T_3 = \text{const}$, кривая Б – с дополнительной турбиной при $T_3 = \text{const}$, кривая А1 – без дополнительной турбины при ВСР, кривая Б1 – с дополнительной турбиной при ВСР: а) для аммиака; б) для R-134a

Анализ рисунков 13а и б, как и в предыдущих случаях, показывает, что использование аммиака в качестве рабочего тела установки ОЦР обеспечивает большую эффективность, чем использование R-134a. Из рисунков 13а и б видно, что дополнительная турбина работает, как и в предыдущих случаях, примерно 5 месяцев в году, при этом наблюдается рост КПД

комбинированной МГТУ (примерно на 1,7 % и 2,1 % соответственно). При $T_3 = \text{const}$ среднегодовой КПД комбинированной МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р+ПП с одной турбиной в составе установки ОЦР с аммиаком равен 48,4 %, а с дополнительной – 49,3 %, что дает относительный прирост эффективности в 1,9 %. Для R-134a эти цифры будут 47,2 %, 48,3 % и 2,4 % соответственно.

Результаты исследования комбинированных МГТУ на основе различных базовых конфигураций МГТД и ОЦР без регенерации с аммиаком (NH_3) и R-134a в качестве рабочих тел сведены в таблицы 5 и 6.

Таблица 5 – Результаты исследования комбинированных МГТУ с ПП различных конфигураций при $T_3 = \text{const}$

Наименование параметра	Ед. изм.	ПЦ+ПП		ПЦ+Р+ПП		ПЦ+ТКУ+ПП		ПЦ+ТКУ+Р+ПП	
		NH_3	NH_3	R-134a	NH_3	R-134a	NH_3	R-134a	NH_3
Эффективный среднегодовой КПД МГТУ с установленной ПТ1	%	41,2	49,2	46,8	46,8	41,6	49,3	48,3	
Эффективный среднегодовой КПД МГТУ без установленной ПТ1	%	38,9	47,8	45,4	45,3	40,4	48,4	47,2	
Относительный прирост КПД от установки ПТ1	%	5,9	2,9	3,2	3,5	3,0	1,9	2,4	
Оптимальная температура окружающей среды для запуска ПТ1	К	257,4	257,9	256,7	257,5	256,8	257,0	256,8	
Максимальное давление рабочего тела в установке ОЦР	МПа	10	10	4	10	4	10	4	
Температурный коэффициент	–	0,823	1	1	1	0,805	1	1	

Таблица 6 – Результаты исследования комбинированных МГТУ с ПП различных конфигураций при ВСР

Наименование параметра	Ед. изм.	ПЦ+ПП		ПЦ+Р+ПП		ПЦ+ТКУ+ПП		ПЦ+ТКУ+Р+ПП	
		NH_3	NH_3	R-134a	NH_3	R-134a	NH_3	R-134a	NH_3
Эффективный среднегодовой КПД МГТУ с установленной ПТ1	%	38,2	48,3	45,4	44,2	38,8	48,5	47,3	
Эффективный среднегодовой КПД МГТУ без установленной ПТ1	%	36,2	47,0	44,1	42,9	37,8	47,6	46,2	
Относительный прирост КПД от установки ПТ1	%	5,6	2,8	2,9	3,2	2,6	1,9	2,3	
Оптимальная температура окружающей среды для запуска ПТ1	К	257,6	256,9	256,9	257,6	257,0	257,1	257,0	
Максимальное давление рабочего тела в установке ОЦР	МПа	10	10	4	10	4	10	4	
Температурный коэффициент	–	0,825	1	1	1	0,805	1	1	

Анализ таблиц 5 и 6 показывает, что хладагент R-134a не может полностью использовать температурный потенциал газов конфигураций базовых МГТУ ввиду малой температуры разложения, кроме того, установки на аммиаке работают при значительно большем перепаде давлений поэтому эффективные КПД комбинированных МГТУ использующие установки ОЦР с R-134a в качестве рабочего тела меньше на 1...5 %, чем аналогичные, работающие на аммиаке. Также следует отметить, что менее совершенные конфигурации базовых МГТУ получают от использования установок ОЦР большую прибавку к эффективности. Данные таблиц 5 и 6 показывают, что наиболее эффективной конфигурацией базовой МГТУ и для аммиака, и для R-134a для обоих способов регулирования является ПЦ+ТКУ+Р+ПП. Данная конфигурация МГТУ ввиду своей высокой базовой эффективности имеет самый малый прирост КПД от применения сезонной турбины. Комбинированная МГТУ на базе ПЦ+ПП имеет самый высокий температурный потенциал, создаваемый на входе в установку ОЦР – 880...920 К, что превышает температуру (T_{gs}), создаваемую комбинированной МГТУ ПЦ+ТКУ+Р+ПП – 515...560 К, однако низкий КПД конфигурации базовой МГТУ (ПЦ+ПП) не позволяет иметь высокие температуры в ПКС (во избежание деградации рабочего тела установки ОЦР), что не дает возможностей достигнуть

высокого КПД комбинированному циклу. Характер температурного режима газов на входе в ОЦР не сильно зависит от конфигурации базовой МГТУ (см. рисунки 14 а-г) из-за наличия ПКС.

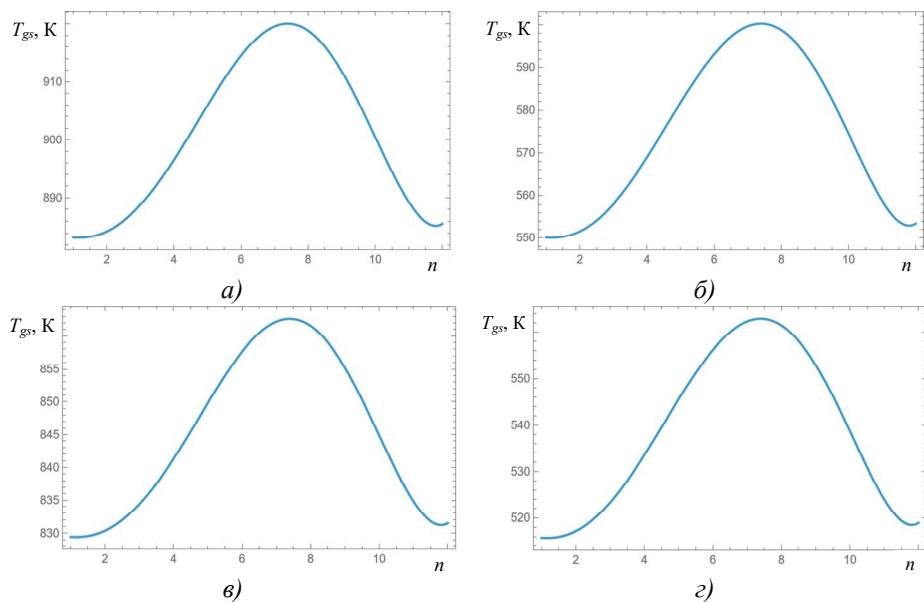


Рисунок 14 - Зависимость температуры на входе в ПГ ОЦР от времени года для МГТУ различных конфигураций: а) на базе ПЦ+ПП; б) на базе ПЦ+Р+ПП; в) на базе ПЦ+ТКУ+ПП; г) на базе ПЦ+ТКУ+Р+ПП

Конфигурации, содержащие в своем составе регенеративный теплообменник, имеют большой диапазон температур газов на входе в установку ОЦР в зависимости от сезонов года (см. рисунки 14 б и г) и повторяет аналогичную для температуры окружающей среды (см. рисунок 5а). Это очевидно, поскольку температура за регенератором МГТД однозначно зависит от температуры конца сжатия в компрессоре, которая, в свою очередь – от температуры окружающей среды. Конфигурации, не имеющие в своем составе регенеративного теплообменника, имеют меньший (примерно в 1,5 раза по сравнению с регенеративными конфигурациями) диапазон температур газов на входе в установку ОЦР в зависимости от сезонов года (см. рисунки 14 а и в) и повторяет аналогичную для температуры окружающей среды (см. рисунок 5а). Это становится возможно, если установить регулируемый сопловой аппарат в ССТ для перераспределения давления между турбинами (ТК и ССТ). В любом случае, для установок ОЦР во всех конфигурациях МГТУ с ПП применялись методики расчета на частичных нагрузках [25].

Также следует отметить, что оптимальная для запуска ПТ1 температура окружающей среды практически не зависит от базовой конфигурации МГТУ и рода рабочего тела ОЦР, а зависит от распределения температуры воздуха по сезонам года. Поэтому можно определять оптимальную температуру только для одной конфигурации и применять к остальным с приемлемой точностью, потому что максимумы на рисунке 10а достаточно плавкие, чтобы ее обеспечить.

При необходимости МГТД работать в режиме постоянной мощности его относительные параметры будут зависеть от температуры окружающей среды как это представлено на рисунке 15а, где в качестве примера выбран двигатель на базе ПЦ+ТКУ+Р+ПП. Параметры МГТУ с ОЦР на R-134a представлены на рисунке 15б.

На рисунках 15а и б относительные параметры определены по формулам:

$$\bar{G} = \frac{G}{G_0},$$

где G – расход рабочего тела через компрессор при текущей температуре окружающего воздуха, кг/с; G_0 – расход рабочего тела через компрессор при стандартных условиях, кг/с;

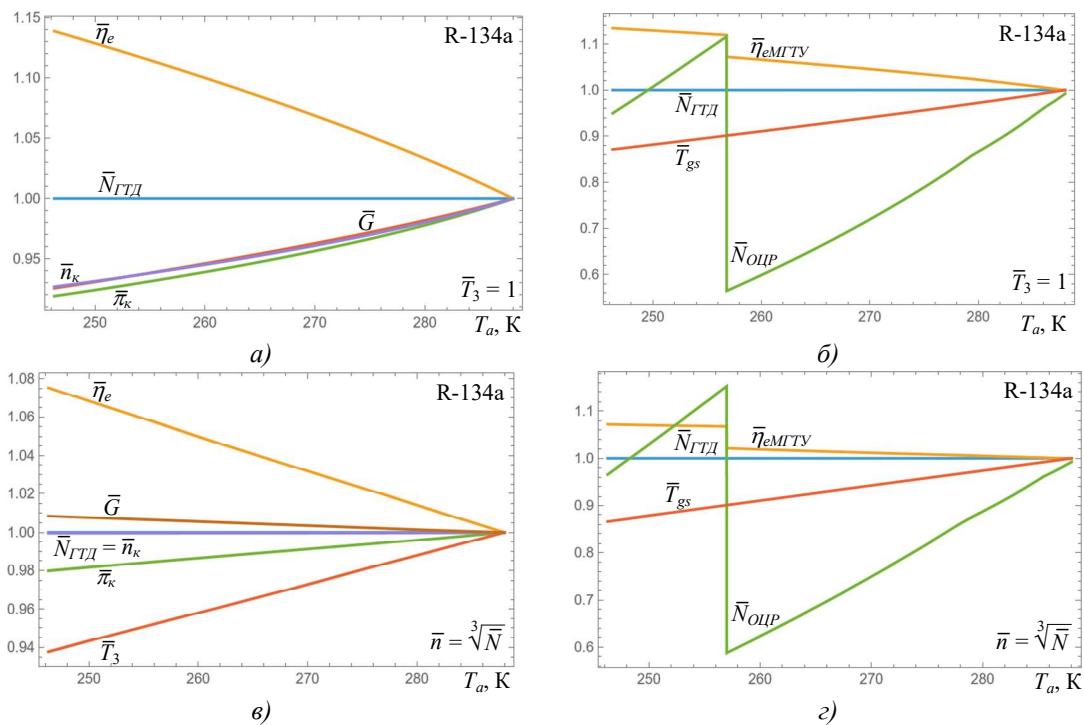


Рисунок 15 – Зависимость относительных параметров от температуры окружающего воздуха при изотермическом способе регулирования: а) МГТД на базе ПЦ+ТКУ+Р+ПП при $T_3 = \text{const}$; б) МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р+ПП и установки ОЦР с R-134a при $T_3 = \text{const}$; в) МГТД на базе ПЦ+ТКУ+Р+ПП при ВСР; г) МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р+ПП и установки ОЦР с R-134a при ВСР

- относительная степень повышения давления в компрессоре

$$\bar{\pi}_\kappa = \frac{\pi_\kappa}{\pi_{\kappa 0}},$$

где π_κ – степень повышения давления в компрессоре при текущей температуре окружающего воздуха; $\pi_{\kappa 0}$ – степень повышения давления в компрессоре при стандартных условиях;

- относительная мощность МГТД

$$\bar{N}_{\text{ГТД}} = \frac{N_{\text{ГТД}}}{N_{\text{ГТД}0}},$$

где $N_{\text{ГТД}}$ – удельная (на единицу расхода воздуха) мощность МГТД при текущей температуре окружающего воздуха, кДж/кг; $N_{\text{ГТД}0}$ – удельная мощность МГТД на номинальном режиме при стандартных условиях, кДж/кг;

- относительный эффективный КПД когенерационной МГТУ

$$\bar{\eta}_e = \frac{\eta_e}{\eta_{e0}},$$

где η_e – эффективный КПД МГТД при текущей температуре окружающего воздуха; η_{e0} – эффективный КПД МГТД при стандартных условиях;

- относительное число оборотов компрессора

$$\bar{n}_\kappa = \frac{n_\kappa}{n_{\kappa 0}},$$

где n_κ – обороты компрессора при текущей температуре окружающего воздуха, с^{-1} ; $n_{\kappa 0}$ – обороты компрессора при стандартных условиях, с^{-1} ;

- относительный эффективный КПД когенерационной МГТУ

$$\bar{\eta}_{eMGTU} = \frac{\eta_{eMGTU}}{\eta_{eMGTU0}},$$

где η_{eMGTU} – эффективный КПД МГТУ при текущей температуре окружающего воздуха; η_{eMGTU0} – эффективный КПД МГТУ при стандартных условиях;

- относительная температура газов на выходе из МГТД

$$\bar{T}_{gs} = \frac{T_{gs}}{T_{gs0}},$$

где T_{gs} – температура газов на входе в охладитель газов при текущих условиях работы МГТД, К; T_{gs0} – температура газов на входе в охладитель газов при стандартных условиях работы МГТД, К;

- относительная мощность установки ОЦР МГТУ

$$\bar{N}_{OCP} = \frac{N_{OCP}}{N_{OCP0}},$$

где N_{OCP} – удельная (на единицу расхода воздуха) мощность установки ОЦР МГТУ при текущей температуре окружающего воздуха, кДж/кг; N_{OCP0} – удельная мощность установки ОЦР МГТУ на номинальном режиме при стандартных условиях, кДж/кг.

Рисунок 15 показывает, что в случае обеспечения постоянной мощности МГТД эффективность как самого двигателя (см. рисунок 15a), так и установки в целом (см. рисунок 15б) возрастает с понижением температуры окружающего воздуха при поддержании $T_3 = \text{const}$. При ВСР также наблюдается рост эффективности МГТД, но значительно меньший. Относительный прирост эффективности МГТУ на период работы дополнительной турбины установки ОЦР в обоих случаях составляет 4 %.

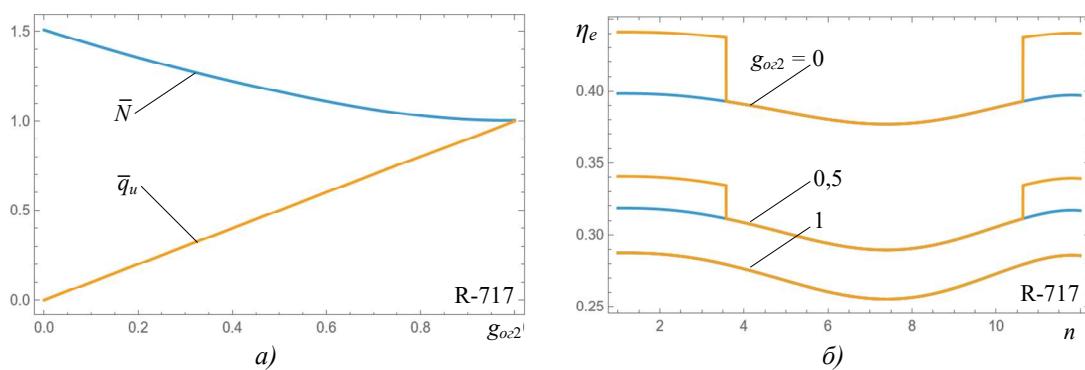


Рисунок 16 – Зависимость параметров комбинированной МГТУ на базе ПЦ+ПП и установки ОЦР с R-717:
а) относительных теплоты, переданной на теплоснабжение и мощности от g_{o2} ; б) эффективного КПД от сезона года при различных значениях g_{o2}

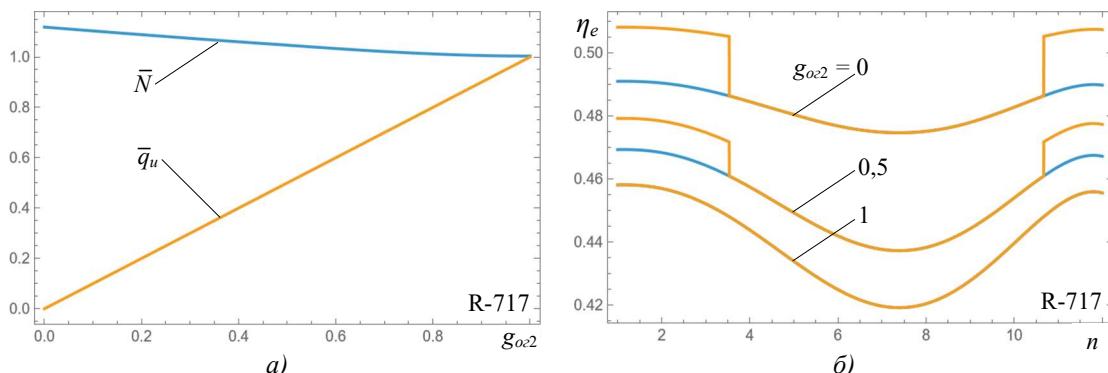


Рисунок 17 – Зависимость параметров комбинированной МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р+ПП и установки ОЦР с R-717: а) относительных теплоты, переданной на теплоснабжение и мощности от g_{o2} ; б) эффективного КПД от сезона года при различных значениях g_{o2}

Наличие параллельного блока утилизации теплоты позволяет комбинированным МГТУ не только переключаться между установкой ОЦР и котлом-utiлизатором (ОГ2, ОГ1), но и плавно перераспределять расход рабочего тела МГТД между ними, что обеспечивает необходимую гибкость при энергоснабжении объекта. На рисунках 16 и 17 на примере комбинированных МГТУ ПЦ+ПП и ПЦ+ТКУ+Р+ПП с установкой ОЦР на аммиаке изображены относительные параметры мощности (\bar{N}) и теплоты, переданной на теплоснабжение (\bar{q}_u) в зависимости от относительного расхода в зависимости от

относительного расхода рабочего тела МГТД (g_{o2}) и зависимость эффективного КПД установки от сезона года при различных значениях g_{o2} .

На рисунках 16 и 17 относительный расход газов через охладитель газов находится по формуле

$$g_{o2} = \frac{G_{o2}}{G_e},$$

где G_{o2} – расход рабочего тела через ОГ2 или ОГ1 (зависит от схемы МГТД), кг/с; $G_{ПГ}$ – расход рабочего тела через ПГ, кг/с; $G_e = G_{o2} + G_{ПГ}$ – расход рабочего тела на выходе из силовой турбины, кг/с;

- относительная теплота, переданная на теплоснабжение через ОГ2 или ОГ1

$$\bar{q} = \frac{Q}{Q_0},$$

где Q – теплота, переданная на теплоснабжение через ОГ2 или ОГ1 (зависит от схемы МГТД), кДж/кг; Q_0 – теплота, переданная на теплоснабжение через ОГ2 или ОГ1 на номинальном режиме при $g_{o2} = 1$, кДж/кг;

- удельная мощность комбинированной МГТУ

$$\bar{N} = \frac{N}{N_0},$$

где N – удельная (на единицу расхода воздуха) мощность комбинированной МГТУ, кДж/кг; N_0 – удельная мощность комбинированной МГТУ на номинальном режиме при $g_{o2} = 0$, кДж/кг;

Рисунки 16 δ и 17 δ наглядно показывают, что с ростом g_{o2} снижается влияние дополнительной турбины на выработку электроэнергии, как и всей установки ОЦР в целом на эффективность комбинированной МГТУ с ПП, но возрастает количество теплоты, переданной на теплоснабжение объекта. Это позволяет гибко перераспределять энергию цикла в зависимости от текущих потребностей объекта в тепле и электричестве. Также сравнивая рисунки 16 a и 17 a , можно сказать, что более высокий температурный потенциал рабочего тела на выходе из МГТД ПЦ+ПП позволяет влиять на производимую механическую (электрическую) мощность МГТУ в значительно большем диапазоне, чем в МГТУ на базе ПЦ+ТКУ+Р+ПП. Поэтому, для того чтобы установки с регенерацией смогли расширить диапазон производимой механической энергии необходимо применять регулируемые регенераторы теплоты в составе МГТД [26].

Заключение

1. Применение дополнительной паровой турбины в составе установки ОЦР комбинированной МГТУ с ПП позволяет поднять ее эффективный КПД с октября по март на 1,7...4,3 % в зависимости от конфигурации базовой МГТУ с ПП, что обеспечивает прирост среднегодового эффективного КПД на 1,9...5,6 % при использовании аммиака в качестве рабочего тела установки ОЦР. При использовании R-134a в качестве рабочего тела установки ОЦР эффективный КПД комбинированной МГТУ с октября по март увеличивается на 2,1...2,7 % в зависимости от конфигурации базовой МГТУ, что обеспечивает прирост среднегодового эффективного КПД на 2,4...3,2 %. Для приводных машин эти показатели будут меньше на 1...2 %.

2. Установка ОЦР на R-134a не может полностью использовать температурный потенциал газов конфигураций базовых МГТУ ввиду малой температуры разложения, кроме того, установки на аммиаке работают при значительно большем перепаде давлений поэтому эффективные среднегодовые КПД комбинированных МГТУ с ПП, использующие установки ОЦР с R-134a в качестве рабочего тела, меньше на 0,8...5,4 %, чем аналогичные, работающие на аммиаке.

3. Наиболее эффективной конфигурацией базовой МГТУ и для аммиака, и для R-134a является ПЦ+ТКУ+Р+ПП.

4. Оптимальная для запуска ПТ1 температура окружающей среды практически не зависит от базовой конфигурации МГТУ с ПП и рода рабочего тела ОЦР, а зависит от распределения температуры воздуха по сезонам года.

5. Для повышения гибкости комбинированных МГТУ с ПП можно использовать режимы эксплуатации с разделяющимся между установкой ОЦР и котлом-utiлизатором потоком теплоты.

6. МГТУ с ПП, имеющие более высокий температурный потенциал (ПЦ+ПП, ПЦ+ТКУ+ПП) рабочего тела на выходе из МГТД позволяют влиять на производимую механическую (электрическую) мощность в значительно большем диапазоне, чем в МГТУ с ПП, имеющие, пониженный температурный потенциал (ПЦ+Р+ПП, ПЦ+ТКУ+Р+ПП).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Очеретяный В.А. Гибкие когенерационные технологии на базе энергетических газотурбинных установок / В.А. Очеретяный, В.Т. Матвеенко, А.В. Дологлонян // Комиссия РАН по газовым турбинам, LXV научно-техническая сессия по проблемам газовых турбин и парогазовых установок, 18-19 сентября 2018, С-Пб. С 93-101.
2. Гамаюнов С.Н. Перспективные технологии распределенной энергетики в агробизнесе: монография / С.Н. Гамаюнов. Тверь: ООО «Издательство «Триада», 2011. 160 с.
3. Дологлонян, А. В. Термодинамические характеристики гибких комбинированных микрогазотурбинных установок для распределенной энергетики / А. В. Дологлонян, В. Т. Матвеенко, А. Г. Клименко // Системы контроля окружающей среды. 2024. № 3(57). С. 99-114. DOI 10.33075/2220-5861-2024-3-99-114. EDN WNELZD.
4. Патент на изобретение 2762815 Российская Федерация, МПК F01K 25/10. Способ повышения эффективности энергетической установки органического цикла Ренкина с помощью использования климатического ресурса холода / А.В. Дологлонян, В.Т. Матвеенко, И.Н. Стаценко, А.М. Олейников: заявитель и патентообладатель ФГБНУ «Институт природно-технических систем», – № 2021124594, заяв. 18.08.2021; опубл. 23.12.2021, Бюл. № 36.
5. Дологлонян А.В., Матвеенко В.Т., Клименко А.Г. Исследование эффективности установок органического цикла Ренкина при использовании местных климатических ресурсов холода, Морские интеллектуальные технологии. 2025. № 2 часть 1, С. 145—153. DOI: 10.37220/MIT.2025.68.2.017.
6. Матвеенко В.Т. Глубокая утилизация теплоты в газотурбинных двигателях с турбиной перерасширения / В.Т. Матвеенко // Промышленная теплотехника. – 1997. – Т. 19. – № 4-5. – С. 81-85.
7. Matviinko V. Variable regimes operation of cogenerative gas -turbine engines with overexpansionturbine/ V.Matviinko, V. Ocheretianiy// Procecoligs of ASME Turbo Expo 2010: Power of Land, Sea and Air GT2010, June 14-18, 2010, Glasgow, UK, GT2010-22029.
8. Matvienko V. Gas Turbine Plant with Overexpansion Turbine and Heat Regeneration in the Ship Propulsion Complex / V. Matvienko, O. Andriets, V. Ochretiany // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany.
9. Matvienko V. Working Process Control in a Ship Gas Turbine Engine of Complex Cycle / V/ Matvienko, V. Ocheretianyi // Procecoling of ASME Turbo Expo 2016: June 13-17, 2016, Seoul, South Korea.
10. Diener OF, van der Spuy SJ, von Backström TW, Hildebrandt T. Multi-Disciplinary Optimization of a Mixed-Flow Compressor Impeller. ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 8: Microturbines, Turbochargers and Small Turbomachines; Steam Turbines ():V008T23A021. doi:10.1115/GT2016-57008.
11. Deng, Qing-Hua & Shao, Shuai & Fu, Lei & Luan, Hai-Feng. (2018). An Integrated Design and Optimization Approach for Radial Inflow Turbines – Part I: Automated Preliminary Design. Applied Sciences. 8. 2038. 10.3390/app8112038.
12. Vick, Michael & Young, Trent & Kelly, Matthew & Tuttle, Steven & Hinnant, Katherine. (2016). A Simple Recuperated Ceramic Microturbine: Design Concept, Cycle Analysis, and Recuperator Component Prototype Tests. V008T23A030. 10.1115/GT2016-57780.
13. Арбеков А.Н. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок / А.Н. Арбеков, А.Ю. Вараксин, Э.А. Мнушин, В.Е и др. М. Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 678 с.
14. Литейные жаропрочные сплавы и технология получения монокристаллических лопаток ГТД / Е.Н. Каблов, Н.Г. Орехов, В.Н. Толорая, И.М. Демонис // Технология легких сплавов. 2002. № 4. С. 100-105.
15. Дологлонян А.В. Оптимизация степени регенерации для циклов микрогазотурбинных установок / А.В. Дологлонян, В.Т. Матвеенко // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2020. № 3 (341). С. 59-66.
16. M.J. Moore Micro-turbine generators // Professional Engineering. 2002. Printed in the USA. p.263.
17. Барков, В. В. Выбор параметров и обоснование конструктивной схемы малогабаритной газотурбинной установки с независимым соотношением частот вращения роторов турбины и компрессора: специальность 05.04.12 «Турбомашины и комбинированные турбоустановки»: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук / Барков Виктор Валентинович. Санкт-Петербург, 2017. 22 с.
18. [Электронный ресурс]. – 2019. – URL: <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/> (дата обращения 31.05.19).
19. Дологлонян А.В. Выбор рабочего тела и оптимизация параметров органического цикла Ренкина / А.В. Дологлонян, В.Т. Матвеенко // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2019. № 5 (337). С. 139-151.
20. Дологлонян А.В. Термодинамические характеристики комбинированных циклов микрогазотурбинных двигателей для распределенной энергетики / А.В. Дологлонян, В.Т. Матвеенко // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2020. № 4-1 (342). С. 28-41.
21. [Электронный ресурс]. – 2025. – URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Игарка/> (дата обращения 19.04.25).
22. A Novel Concept for Reducing Water Usage and Increasing Efficiency in Power Generation. Final Report

U.S. Department of Energy. National Energy Technology Laboratory. Pittsburgh, PA. March 2004 DOE Award No.: DE-FG26-02NT41544.

23. Ревзин Б.С. Газоперекачивающие агрегаты с газотурбинным приводом. Екатеринбург, УГТУ-УПИ, 2002. 269 с.

24. Дологлонян А.В., Матвеенко В.Т., Клименко А.Г. Микрогазотурбинные установки с повышенными термодинамическими характеристиками, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 2 часть 1, С. 117-125. DOI: 10.37220/MIT.2024.64.2.013.

25. Дологлонян А.В. Оценка эффективности установок органического цикла Ренкина на частичных нагрузках при работе на различных рабочих телах / А.В. Дологлонян, В.Т. Матвеенко, А.Г. Клименко // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. Орел: ОГУ им. И.С. Тургенева, 2022. № 2 (352). С. 9-18.

26. Дологлонян А.В., Матвеенко В.Т., Клименко А.Г. Гибкие комбинированные микрогазотурбинные установки с регулируемой регенерацией теплоты, Морские интеллектуальные технологии. 2024. № 4 часть 1, С. 125-137. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.014.

Дологлонян Андрей Вартазарович
ФГБНУ «Институт природно-
технических систем»,
г. Севастополь
заведующий лабораторией,
кандидат технических наук,
ведущий научный сотрудник,
доцент
299011, Севастополь, Ленина, 28
e-mail: dologlonyan@mail.ru

Матвеенко Валерий Тимофеевич
ФГБНУ «Институт природно-
технических систем»,
г. Севастополь
доктор технических наук, главный
научный сотрудник, профессор
299011, Севастополь, Ленина, 28
e-mail: mvt3900@mail.ru

Клименко Александр Георгиевич
ФГБНУ «Институт природно-
технических систем», г.
Севастополь
ведущий инженер-исследователь
299011, Севастополь, Ленина, 28
e-mail: kag195877@gmail.com

DOLOGLONYAN A.V., MATVIIENKO V.T., KLIMENKO A.G.

FLEXIBLE COMBINED MICRO GAS TURBINE PLANTS WITH INTERHEATING AND USE OF LOCAL COLOUR RESOURCES

Abstract. The subject of consideration in the article is combined micro gas turbine plants (MGTP) with intermediate heating of the working fluid (IH) using local climatic cold resources with the help of waste heat recovery units of the organic Rankine cycle (ORC). The schemes of combined MGTP with IH and a parallel heat recovery unit containing an ORC unit with an additional (seasonal) turbine and a waste heat boiler providing heat supply to the facility are considered. Ammonia and R-134a refrigerant were used as working fluids of the ORC units, since they provide condensation pressures above atmospheric at low ambient temperatures. It was found that the use of an additional steam turbine as part of the ORC unit of a combined MGTP with IH allows increasing its effective efficiency from October to March depending on the configuration of the base MGTP and the type of working fluid of the ORC unit. It is shown that the most efficient configuration of the basic MSTP with IH for both ammonia and R-134a refrigerant is an installation based on a simple-cycle micro gas turbine engine with a turbocompressor utilizer and regeneration. The conducted studies have shown that the optimum ambient temperature for starting an additional turbine is practically independent of the basic configuration of the MSTP with IH and the type of working fluid of the ORC, but depends on the distribution of air temperature by seasons.

Keywords: microgas turbine plant, heat recovery, overexpansion turbine, turbocharger utilizer, organic Rankine cycle, additional turbine, working fluid, interheating, cold climate resource.

BIBLIOGRAPHY

1. Ocheretyanyj V.A. Gibkie kogeneracionnye tekhnologii na baze energeticheskikh gazoturbinnih ustanovok / V.A. Ocheretyanyj, V.T. Matveenko, A.V. Dologlonyan // Komissiya RAN po gazovym turbinam, LXV nauchno-tehnicheskaya sessiya po problemam gazovyh turbin i parogazovyh ustanovok, 18-19 sentyabrya 2018, S-Pb. S 93-101.
2. Gamayunov S.N. Perspektivnye tekhnologii raspredelennoj energetiki v agrobiznese: monografiya / S.N. Gamayunov. Tver: OOO «Izdatelstvo «Triada», 2011. 160 s.
3. Dologlonyan, A. V. Termodinamicheskie harakteristiki gibkih kombinirovannyh mikrogazoturbinnih ustanovok dlya raspredelennoj energetiki / A. V. Dologlonyan, V. T. Matveenko, A. G. Klimenko // Sistemy kontrolya okruzhayushchey sredy. 2024. № 3(57). S. 99-114. DOI 10.33075/2220-5861-2024-3-99-114. EDN WNELZD.
4. Patent na izobretenie 2762815 Rossijskaya Federaciya, MPK F01K 25/10. Sposob povysheniya effektivnosti energeticheskoy ustanovki organicheskogo cikla Renkina s pomoshchyu ispolzovaniya klimaticheskogo resursa holoda / A.V. Dologlonyan, V.T. Matveenko, I.N. Stacenko, A.M. Olejinikov: zayavitel i patentoobladatel FGBNU «Institut prirodno-tehnicheskikh sistem», – № 2021124594, zayav. 18.08.2021; opubl. 23.12.2021, Byul. № 36.
5. Dologlonyan A.V., Matveenko V.T., Klimenko A.G. Issledovanie effektivnosti ustanovok organicheskogo cikla Renkina pri ispolzovanii mestnyh klimaticheskikh resursov holoda, Morskie intellektualnye tekhnologii. 2025. T. 0. N 00. S. 00—00.
6. Matveenko V.T. Glubokaya utilizaciya teploty v gazoturbinnyh dvigatelyah s turbinoj pererasshireniya / V.T. Matveenko // Promyshlennaya teplotekhnika. – 1997. – T. 19. – № 4-5. – S. 81-85.

7. Matviinko V. Variable regimes operation of cogenerative gas -turbine engines with overexpansionturbine/V.Matviinko, V. Ocheretianiy// Procecoligs of ASME Turbo Expo 2010: Power of Land, Sea and Air GT2010, June 14-18, 2010, Glasgow, UK, GT2010-22029.
8. Matvienko V. Gas Turbine Plant with Overexpansion Turbine and Heat Regeneration in the Ship Propulsion Complex / V. Matvienko, O. Andriets, V. Ochretiany // Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: June 16-20, 2014, Dusseldorf, Germany.
9. Matvienko V. Working Process Control in a Ship Gas Turbine Engine of Complex Cycle / V/ Matvienko, V. Ocheretiany // Procecoling of ASME Turbo Expo 2016: June 13-17, 2016, Seoul, South Korea.
10. Diener OF, van der Spuy SJ, von Backström TW, Hildebrandt T. Multi-Disciplinary Optimization of a Mixed-Flow Compressor Impeller. ASME. Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air, Volume 8: Microturbines, Turbochargers and Small Turbomachines; Steam Turbines ():V008T23A021. doi:10.1115/GT2016-57008.
11. Deng, Qing-Hua & Shao, Shuai & Fu, Lei & Luan, Hai-Feng. (2018). An Integrated Design and Optimization Approach for Radial Inflow Turbines – Part I: Automated Preliminary Design. Applied Sciences. 8. 2038. 10.3390/app8112038.
12. Vick, Michael & Young, Trent & Kelly, Matthew & Tuttle, Steven & Hinnant, Katherine. (2016). A Simple Recuperated Ceramic Microturbine: Design Concept, Cycle Analysis, and Recuperator Component Prototype Tests. V008T23A030. 10.1115/GT2016-57780.
13. Arbekov A.N. Teoriya i proektirovanie gazoturbinnih i kombinirovannyh ustanovok / A.N. Arbekov, A.Yu. Varaksin, E.A. Mnushin, V.E i dr. M. Izdatelstvo MGTU im. N.E. Baumana, 2017. 678 s.
14. Litejnye zharoprochnye splavy i tekhnologiya polucheniya monokristallicheskikh lopatok GTD / E.N. Kablov, N.G. Orekhov, V.N. Toloraiya, I.M. Demonis // Tekhnologiya legkih splavov. 2002. № 4. S. 100-105.
15. Dologlonyan A.V. Optimizaciya stepeni regeneracii dlya ciklov mikrogazoturbinnih ustanovok / A.V. Dologlonyan, V.T. Matveenko // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. Orel: OGU im. I.S. Turgeneva, 2020. № 3 (341). S. 59-66.
16. M.J. Moore Micro-turbine generators // Professional Engineering. 2002. Printed in the USA. p.263.
17. Barskov, V. V. Vybor parametrov i obosnovanie konstruktivnoj skhemy malogabaritnoj gazoturbinoj ustanovki s nezavisimym sootnosheniem chastot vrashcheniya rotorov turbiny i kompressora: specialnost 05.04.12 «Turbomashiny i kombinirovannyye turboustanovki»: avtoreferat dissertacii na soiskanie uchenoj stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk / Barskov Viktor Valentinovich. Sankt-Peterburg, 2017. 22 s.
18. [Elektronnyj resurs]. – 2019. – URL: <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/> (data obrashcheniya 31.05.19).
19. Dologlonyan A.V. Vybor rabochego tela i optimizaciya parametrov organicheskogo cikla Renkina / A.V. Dologlonyan, V.T. Matveenko // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. Orel: OGU im. I.S. Turgeneva, 2019. № 5 (337). S. 139-151.
20. Dologlonyan A.V. Termodynamicheskie harakteristiki kombinirovannyh ciklov mikrogazoturbinnih dvigatelej dlya raspredelennoj energetiki / A.V. Dologlonyan, V.T. Matveenko // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. Orel: OGU im. I.S. Turgeneva, 2020. № 4-1 (342). S. 28-41.
21. [Elektronnyj resurs]. – 2025. – URL: <https://ru.wikipedia.org/wiki/Igarka/> (data obrashcheniya 19.04.25).
22. A Novel Concept for Reducing Water Usage and Increasing Efficiency in Power Generation. Final Report U.S. Department of Energy. National Energy Technology Laboratory. Pittsburgh, PA. March 2004 DOE Award No.: DE-FG26-02NT41544.
23. Revzin B.S. Gazoperekachivayushchie agregaty s gazoturbinnym privodom. Ekaterinburg, UGTU-UPI, 2002. 269 s.
24. Dologlonyan A.V., Matveenko V.T., Klimenko A.G. Mikrogazoturbinnye ustanovki s povyshennymi termodinamicheskimi harakteristikami, Morskie intellektualnye tekhnologii. 2024. № 2 chast 1, S. 117-125. DOI: 10.37220/MIT.2024.64.2.013.
25. Dologlonyan A.V. Ocenka effektivnosti ustanovok organicheskogo cikla Renkina na chastichnyh nagruzkah pri rabote na razlichnyh rabochih telah / A.V. Dologlonyan, V.T. Matveenko, A.G. Klimenko // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii. Orel: OGU im. I.S. Turgeneva, 2022. № 2 (352). S. 9-18.
26. Dologlonyan A.V., Matveenko V.T., Klimenko A.G. Gibkie kombinirovannyye mikrogazoturbinnye ustanovki s reguliruemoj regeneraciej teploty, Morskie intellektualnye tekhnologii. 2024. № 4 chast 1, S. 125-137. DOI: 10.37220/MIT.2024.66.4.014

Dologlonyan Andrey Vartazarovich
Institute of Nature and Technical Systems, Sevastopol
Candidate of Technical Sciences, Chief of Laboratory, Leading Researcher, Assistant Professor
299011, Sevastopol, Lenina St., 28
e-mail: dologlonyan@mail.ru

Matveenko Valeriy Timofeevich
Doctor of Technical Sciences, Chief Scientist, Professor,
299011, Sevastopol, Lenina St., 28
e-mail: mvt3900@mail.ru

Klimenko Alexander Georginovich
Institute of Nature and Technical Systems, Sevastopol
Lead Research Engineer,
299011, Sevastopol, Lenina St., 28
e-mail: kag195877@gmail.com

СТРЕЛЯНАЯ Ю.О., ТАРАХОВСКИЙ А.Ю., МИШКИНА К.А.

ИНТЕГРИРОВАННЫЙ ПОДХОД К РЕВЕРС-ИНЖИНИНГУ ДЕТАЛИ СУДОВОГО КОМПРЕССОРА НА ОСНОВЕ ЦИФРОВЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Аннотация. В данной работе представлен комплексный подход к реверс-инжинирингу деталей компрессора холодильной установки Bitzer, объединяющий технологии 3D-сканирования, CAD-моделирования и анализа технологичности. Ключевым достижением стала оптимизация конструкции крышки компрессора: модификация маслозаборного узла со сложной трапециевидной геометрией на ступенчатую конфигурацию позволила существенно снизить производственные затраты и исключить необходимость применения специализированного инструмента. Функциональная состоятельность модернизированной конструкции подтверждена инженерным анализом с сохранением рабочих характеристик. Разработанный сквозной CAD/CAM-цикл обеспечил значительное сокращение сроков подготовки производства за счет автоматизированного преобразования данных сканирования в управляющие программы для станков с ЧПУ. Методология адаптирована к требованиям судостроительной отрасли с акцентом на ремонтопригодность и импортозамещение компонентов. Доказана эффективность оптимизации технологичности конструкции для снижения производственных затрат.

Ключевые слова: импортозамещение, реверс-инжиниринг, цифровой двойник, 3d-сканирование, CAD-моделирование, САПР (система автоматизированного проектирования), судовой компрессор, технологичность конструкции, гибридное моделирование, высокотехнологичное оборудование.

Введение

1. Актуальность реверс-инжиниринга в судостроении

Современное машиностроение характеризуется интеграцией цифровых технологий на всех этапах жизненного цикла изделий. Реверс-инжиниринг как метод воссоздания конструкций по физическому образцу приобретает особую актуальность при необходимости быстрого прототипирования или модификации оборудования [1-2]. В судостроении задача воспроизведения компонентов холодильных установок (рисунок 1) требует минимизации сроков разработки при сохранении эксплуатационных характеристик.



Рисунок 1 – Идентификация ключевых элементов компрессора

Традиционные подходы к воспроизведению деталей по образцам через ручные обмеры и эмпирическое проектирование демонстрируют фундаментальные ограничения:

- Недостаточную точность воспроизведения сложнопрофильных поверхностей;
- Длительные циклы подготовки конструкторской документации;
- Риски технологической нереализуемости конструкций;

2. Цифровая трансформация как решение

Переход к цифровым методам реверс-инжиниринга (РИ) открыл новые возможности благодаря интеграции технологий [3-4]:

- Бесконтактной оцифровки (3D-сканирование);
- Параметрического моделирования (CAD-системы);
- Виртуальной верификации (CAE-анализ).

Цель — создание методологии реверс-инжиниринга, обеспечивающей переход от 3D-сканирования деталей судовых компрессоров к технологически оптимизированным CAD-моделям на основе гибридного моделирования с адаптацией под условия импортозамещения.

Основная часть

Цифровое моделирование при реверс-инжиниринге на примере крышки судового компрессора выявило комплекс технологических вызовов, требующих специализированных подходов:

1. Проблемы оцифровки сложных поверхностей (рисунок 2).



Рисунок 2 – Деталь компрессора «Крышка»

Геометрические аномалии: трапециевидные пазы, внутренние полости и зоны сопряжения компонентов создавали «мертвые зоны» для сканера. Традиционные координатные измерения не обеспечивали полноты данных о свободноформенных поверхностях.

Материальные ограничения: блестящие поверхности алюминиевых деталей (крышка, корпус) и затемненные участки вызывали оптические шумы и потерю данных (до 15-20% поверхности требовали реинжиниринга). Проблема решалась применением матирующих спреев и регулировкой мощности лазера сканера Scanform HL12L5 [5-6].

Факторы среды: Яркое внешнее освещение создавало паразитные блики, требовавшее использования временных светозащитных экранов.

2. Трансформация данных сканирования:

Обработка дефектных облаков точек: полученные полигональные сетки (рисунок 3) характеризовались разрывами, «шумом» и неоднородной плотностью. Ручная коррекция в Scanform занимала до 40% времени этапа оцифровки. Автоматизированные алгоритмы сглаживания (Laplacian smoothing) и заполнения отверстий (hole filling) снижали точность на критических участках.

Конвертация в CAD-модель: ключевой сложностью стал переход от полигонального представления (*.stl) к параметрической твердотельной модели [7]. Прямое преобразование в КОМПАС-3D приводило к:

Потере геометрических зависимостей (соосность, параллельность);

Некорректному распознаванию конструктивных элементов (фаски, скругления);

Формированию «тяжелых» нередактируемых тел (B-Rep);

3. Параметрическое моделирование:

Гибридный подход: для крышки компрессора применен метод реконструкции «снизу вверх»:

1. Ручное выделение базовых плоскостей и осей из облака точек.

2. Создание эскизов на опорных сечениях с привязкой к скану.

3. Использование операций твердотельного моделирования (выдавливание, вращение, вырез по траектории).

Ограничения САПР: КОМПАС-3D эффективен для создания «идеальной» геометрии, но слабо адаптирован под:

Работу с остаточными деформациями реального образца

Автоматическое распознавание изношенных поверхностей

Учет технологических утяжек литья (требовалось ручное внесение)

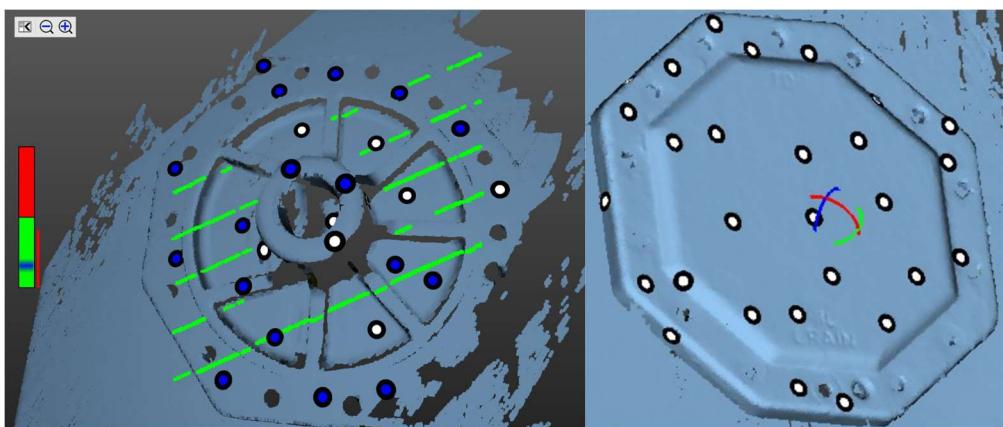


Рисунок 3 – Полигональная модель крышки с дефектами сканирования (разрывы сетки в зоне крепежных отверстий)

4. Интеграция данных:

Мультиформатность: работа с данными от сканера (PLY, STL), САПР (SPR, M3D) и модуля ЧПУ требовала сквозных конвертеров, что создавало риск потери точности на стыках.

Управление версиями: итерационный процесс модификации модели (упрощение маслозаборного отверстия) осложнялся отсутствием встроенного PDM в базовой версии КОМПАС.

Таким образом, цифровое моделирование в реверс-инжиниринге — не линейный перенос геометрии, а итеративный процесс интерпретации данных с компромиссом между точностью оцифровки, редактируемостью модели и технологичностью изготовления.

Результаты и оптимизация конструкции

Процесс реверс-инжиниринга компрессора Bitzer выявил критические технологические ограничения в конструкции крышки, препятствующие эффективному серийному производству. Наибольшую сложность представлял трапециевидный маслозаборный паз глубиной свыше 120 мм, для обработки которого требовалась специализированная концевая фреза диаметром 5 мм с нестандартным соотношением длины к диаметру ($L/D > 24$) (рисунок 4). Отсутствие такого инструмента в промышленных каталогах создавало системные риски: вибрация и прогиб фрезы приводили к нарушению шероховатости поверхности (фактическая $Ra > 6.3$ мкм при требуемой $Ra 3.2$ мкм), геометрическимискажениям профиля (отклонение углов до 1.5°) и увеличению брака на 15–20%. Экономические последствия усугубляли проблему — изготовление специинструмента повышало себестоимость детали на 37% и задерживало подготовку производства на 4–6 недель. Дополнительные сложности возникали при базировании заготовки на 5-осевом станке ЧПУ из-за необходимости разработки дорогостоящей оснастки, а также при контроле геометрии глубокого паза стандартными мерительными средствами.

Для устранения этих ограничений была предложена модернизация конструкции (рисунок 5). Ключевым изменением стала замена трапециевидного паза ступенчатой конфигурацией: входная зона диаметром $\varnothing 12$ мм на глубине 30 мм соединялась с рабочей зоной $\varnothing 8$ мм технологической фаской $1 \times 45^\circ$. Такое решение позволило использовать стандартные спиральные сверла и концевые фрезы с $L/D < 8$, обеспечивающие точность IT12–IT13 и шероховатость $Ra 3.2$ мкм. Дополнительно упрощены сопрягаемые поверхности: криволинейные фаски заменены прямыми ($2 \times 45^\circ$), обрабатываемыми за один переход, а радиусы скруглений унифицированы ($R3, R5$) под типовой инструмент.

Верификация модернизированной конструкции подтвердила её эффективность. Гидродинамическое моделирование в КОМПАС-3D показало отклонение характеристик маслопотока менее 5% при сохранении функциональности, а анализ прочности выявил напряжения в зоне модификаций не выше 65% от предела текучести материала АК4-1. Технологическое моделирование в САМ-модуле продемонстрировало сокращение операций с трёх сложных фрезерных переходов до двух стандартных (сверление + фрезерование), уменьшение машинного времени на 23% (с 47 до 36 минут) и полное устранение вибраций. Экономическая оценка зафиксировала ликвидацию затрат на специинструмент, снижение себестоимости механической обработки на 28% и сокращение сроков технологической подготовки на 85% за счёт перехода к стандартным оснастке и контролю.

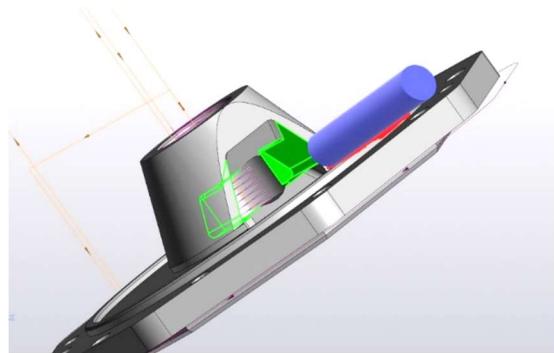


Рисунок 4 – Модуляция обработки трапециевидного паза

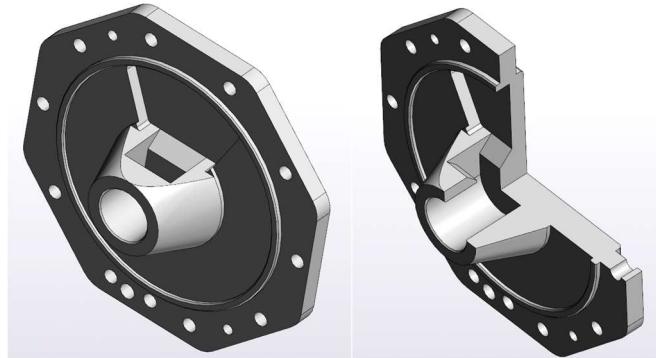


Рисунок 5 – Модернизированная 3D-модель детали «Крышка»

Заключение

Проведенный реверс-инжиниринг судового компрессора Bitzer подтвердил эффективность интегрированного подхода, объединяющего цифровое сканирование, параметрическое моделирование и технологический анализ.

Таким образом, применение цифрового инжиниринга открывает новые возможности для импортозамещения и локализации производства высокотехнологичных компонентов, обеспечивая повышение качества и конкурентоспособности отечественной продукции.

Реверс-инжиниринг трансформируется из инструмента копирования в стратегическую технологию реинжиниринга производственных систем. Успешная апробация методики на компрессоре Bitzer подтверждает, что интеграция цифровых двойников, AI-оптимизации и замкнутых CAD/CAM-циклов создает основу для нового поколения бережливых производств в тяжелом машиностроении. Дальнейшее развитие требует кооперации научных центров, разработчиков ПО и промышленных предприятий для формирования стандартизованных решений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Стреляная, Ю. О. Цифровой инжиниринг - альтернатива импортозамещения в машиностроении / Ю. О. Стреляная, А. Ю. Тараховский // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. – 2024. – № 5(367). – С. 174-180. – DOI 10.33979/2073-7408-2024-367-5-174-180.
2. Андреев А. В. Моделирование процессов в реверс-инжиниринге на примере судовой холодильной установки / А. В. Андреев, Ю. О. Стреляная // Перспективные технологии реверс-инжиниринга и быстрого прототипирования: Сборник статей всероссийской научно-практической конференции, Севастополь, 13–15 мая 2024 года. – Севастополь: Севастопольский государственный университет, 2024. – С. 30-36.
3. Чернов Р. С. Применение методов реверс-инжиниринга для решения производственных задач в современных реалиях / Р. С. Чернов, К. А. Мишкина, Ю. О. Стреляная // Мехатроника, автоматика и робототехника. – 2022. – № 10. – С. 48-51. – DOI 10.26160/2541-8637-2022-10-48-51.
4. Чернов Р. С. Основные инструменты импортозамещения. Реверсивный инжиниринг и метрологический контроль как инструменты налаживания собственного производства / Р. С. Чернов, К. А. Мишкина, Ю. О. Стреляная // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2023. – № 39. – С. 18-22. – DOI 10.26160/2474-5901-2023-39-18-22.
5. Кугаевский А.В. Реверс-инжиниринг в машиностроении. М.: Машиностроение, 2020.
6. 3D сканеры Scanform - профессиональные ручные 3D сканеры [Электронный ресурс] // Официальный сайт компании «SCANFORM Scanform - профессиональные ручные 3D сканеры». - URL: <https://scanform.ru> - Режим доступа: свободный.
7. Белькович А.Н. PowerSHAPE Pro: реверсивный инжиниринг // CAD/CAM/CAE Observer. 2022. №4.

Стреляная Юлия Олеговна
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Цифровое проектирование» 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, д.33
E-mail: yostrelyanaya@mail.sevsu.ru

Тараховский Алексей Юрьевич
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
Кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Цифровое проектирование» 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, д.33
E-mail: aytarakhovskiy@mail.sevsu.ru

Мишкина Карина Анатольевна
ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
магистр кафедры «Цифровое проектирование» 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, д.33
E-mail: karinamishkina.work@gmail.com

STRELYANAYA YU.O., TARAKHOVSKIY A.YU., MISHKINA K.A.

INTEGRATED APPROACH TO REVERSE ENGINEERING OF MARINE COMPRESSOR PARTS BASED ON DIGITAL TECHNOLOGIES

Annotation. This paper presents a comprehensive approach to the reverse engineering of Bitzer refrigeration compressor parts, combining 3D scanning, CAD modeling, and processability analysis technologies. The key achievement was the optimization of the compressor cover design: the modification of the oil intake unit with a complex trapezoidal geometry to a stepped configuration significantly reduced production costs and eliminated the need for specialized tools. The functional viability of the upgraded structure has been confirmed by engineering analysis while maintaining performance characteristics. The developed end-to-end CAD/CAM cycle provided a significant reduction in pre-production time due to the automated conversion of scanning data into control programs for CNC machines. The methodology is adapted to the requirements of the shipbuilding industry with an emphasis on maintainability and import substitution of components. The effectiveness of optimizing the manufacturability of the design to reduce production costs has been proven.

Keywords: import substitution, reverse engineering, digital twin, 3D scanning, CAD modeling, CAD (computer-aided design system), marine compressor, design adaptability, hybrid modeling, high-tech equipment.

BIBLIOGRAPHY

1. Strelyanaya Yu. O. Digital engineering is an alternative to import substitution in mechanical engineering / Yu. O. Strelyanaya, A. Yu. Tarakhovskiy // Fundamental and applied problems of engineering and technology. – 2024. – № 5(367). – p. 174-180. – DOI 10.33979/2073-7408-2024-367-5-174-180.
2. Andreev A. V. Process modeling in reverse engineering using the example of a marine refrigeration unit / A. V. Andreev, Yu. O. Strlyanaya // Promising technologies of reverse engineering and rapid prototyping: Collection of articles of the All-Russian Scientific and practical conference, Sevastopol, May 13-15, 2024. Sevastopol: Sevastopol State University, 2024. – p. 30-36.
3. Chernov R. S. Application of reverse engineering methods to solve production problems in modern realities / R. S. Chernov, K. A. Mishkina, Yu. O. Strlyanaya // Mechatronics, automation and robotics. – 2022. – № 10. – p. 48-51. – DOI 10.26160/2541-8637-2022-10-48-51.
4. Chernov R. S. The main tools of import substitution. Reverse engineering and metrological control as tools for establishing own production / R. S. Chernov, K. A. Mishkina, Yu. O. Strelyanaya // Journal of Advanced Research in Technical Science. – 2023. – № 39. – p. 18-22. – DOI 10.26160/2474-5901-2023-39-18-22.
5. Kugaevskiy A.V. Reverse engineering in mechanical engineering. M: Mashinostroenie, 2020.
6. 3D scanner Scanform - professional manual 3D scanners [Electronic resource] // Official website of the company «SCANFORM Scanform - professional manual 3D scanners». - URL: <https://scanform.ru> - Access mode: free.
7. Belkovich A.N. PowerSHAPE Pro: reverse engineering // CAD/CAM/CAE Observer. 2022. №4.

Strelyanaya Yulia Olegovna
FSAOU HE «Sevastopol State University», Sevastopol
Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor Department of «Digital Design»
299053, Sevastopol, Universitetskaya str., h.33
E-mail: YOStrelyanaya@mail.sevsu.ru

Tarakhovskiy Alexey Yuryevich
FSAOU HE «Sevastopol State University», Sevastopol
Candidate of Technical Sciences,
Associate Professor, Head of the Department of «Digital Design»
299053, Sevastopol, Universitetskaya str., h.33
E-mail:
AYTarakhovskiy@mail.sevsu.ru

Mishkina Karina Anatolyevna
FSAOU HE «Sevastopol State University», Sevastopol
master Department of «Digital Design»
299053, Sevastopol, Universitetskaya str., h.33
E-mail:
karinamishkina.work@gmail.com

ШКАПОВ П.М., СУЛИМОВ А.В., СУЛИМОВ В.Д., ДАНИЧ М.А.

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ ПО ЯКОБИ НЕЛИНЕЙНОГО ДВОЙНОГО МАЯТНИКА С ВОЗМОЖНЫМ ХАОТИЧЕСКИМ ПОВЕДЕНИЕМ

Аннотация. Рассматриваются задачи исследования устойчивости динамической системы в контексте теории Косамби–Картана–Черна. Описание эволюции системы во времени представлено в терминах геометрических структур, что позволяет определить пять геометрических инвариантов системы. Собственные значения второго инварианта дают оценку устойчивости системы по Якоби...

Ключевые слова: динамическая система, демпфирование, устойчивость по Якоби, геометрический инвариант, восстановление параметров, критериальная функция, глобальная оптимизация, гибридный алгоритм.

Введение. Во многих практических приложениях при исследовании устойчивости динамических систем применяют метод Ляпунова [1]. Альтернативным является геометрический подход, основанный на теории Косамби–Картана–Черна (теории ККЧ) [2, 3]. Вводится геометрическое описание динамической системы, что позволяет определить пять геометрических инвариантов системы.

С использованием (3) последнее уравнение может быть записано в ковариантной форме [2]:

$$\frac{D^2\xi^i}{dt^2} = P_j^i \xi^j, \quad (1)$$

где P_j^i определяется в виде

$$P_j^i = -2 \frac{\partial G^i}{\partial x^j} - 2G^i G_{jk}^i + y^i \frac{\partial N_j^i}{\partial x^k} + N_k^i N_j^k; \quad (2)$$

здесь G_{jk}^i – локальные коэффициенты связности Бервальда:

$$G_{jk}^i = \frac{\partial^2 G^i}{\partial y^j \partial y^k}.$$

Уравнение (5) называется уравнением Якоби, а P_j^i – вторым ККЧ-инвариантом (тензором кривизны отклонения). Собственные значения тензора кривизны отклонения используются при определении устойчивости динамической системы по Якоби.

Определение [2]. Траектории системы дифференциальных уравнений (2) устойчивы по Якоби, если и только если действительные части собственных значений тензора P_j^i всюду строго отрицательны, и неустойчивы по Якоби в противном случае.

В частном случае двумерной системы дифференциальных уравнений второго порядка собственные значения λ тензора P_j^i определяются из решения квадратного уравнения:

$$\lambda^2 - \text{tr}P\lambda + \det P = 0, \quad (3)$$

где $\text{tr}P = P_1^1 + P_2^2$ и $\det P = P_1^1 P_2^2 - P_2^1 P_1^2$. Собственные значения тензора кривизны отклонения отрицательны или имеют отрицательные действительные части, если

$$\text{tr}P < 0, \det P > 0. \quad (4)$$

Численный пример. Предполагается, что

Рассматривается динамическая система – нелинейный двойной маятник, движущийся в вертикальной плоскости (рисунок 1).

Каждый математический маятник представляет собой безмассовый жесткий стержень, несущий на свободном конце материальную точку. Параметры первого маятника: длина $OA = l_1$ и масса m_1 ; второго – соответственно $AB = l_2$ и m_2 . Для описания движения системы введены две обобщенные координаты: θ_1 – угол отклонения первого стержня от вертикальной оси, проходящей через неподвижный шарнир O ; θ_2 – угол отклонения второго стержня от вертикальной оси, проходящей через подвижный шарнир A , сочленяющий маятники.

Тензор кривизны отклонения рассматриваемой системы определен в аналитической форме и представлен в [11] и [12].

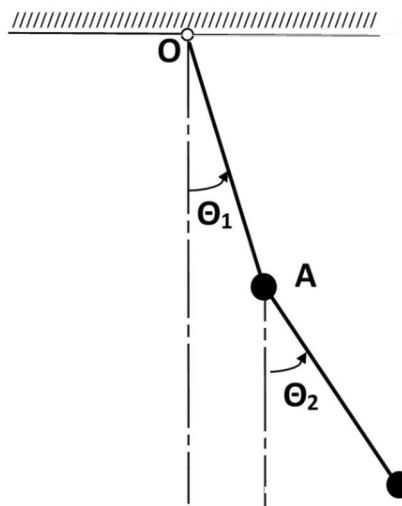


Рисунок 1- Нелинейный двойной маятник

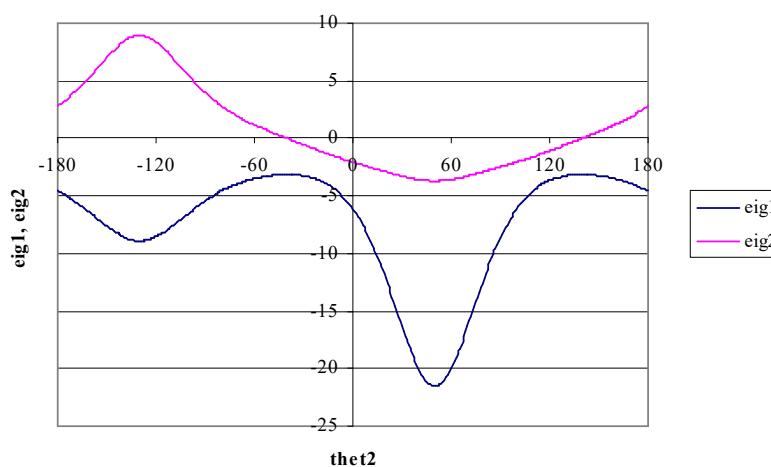


Рисунок 2- Изменение собственных значений тензора P_j^i при начальных значениях: $\theta_{10} = 50^\circ$, $\theta_{20} = \text{var}$

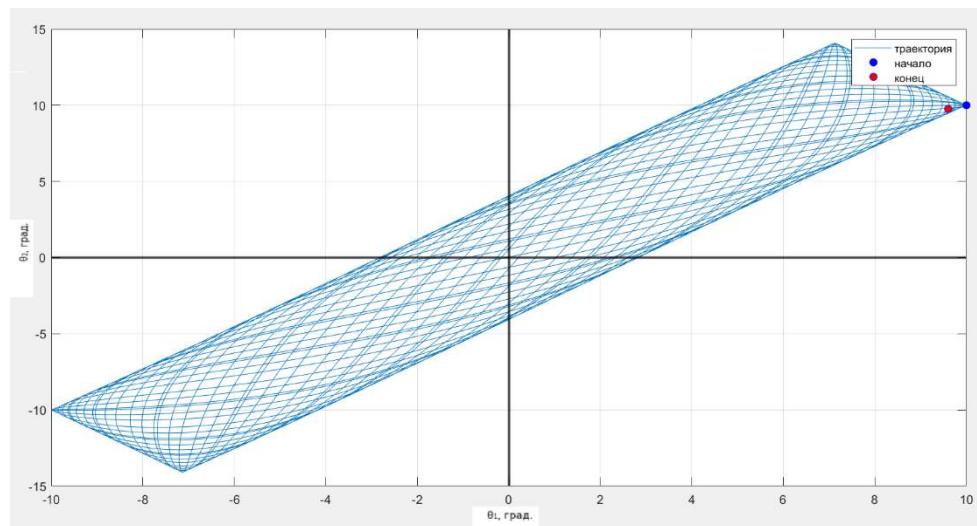


Рисунок 3 - Траектория системы в конфигурационном пространстве при начальных условиях $\theta_1(0) = \theta_2(0) = 10^\circ$, $\dot{\theta}_1(0) = \dot{\theta}_2(0) = 0$

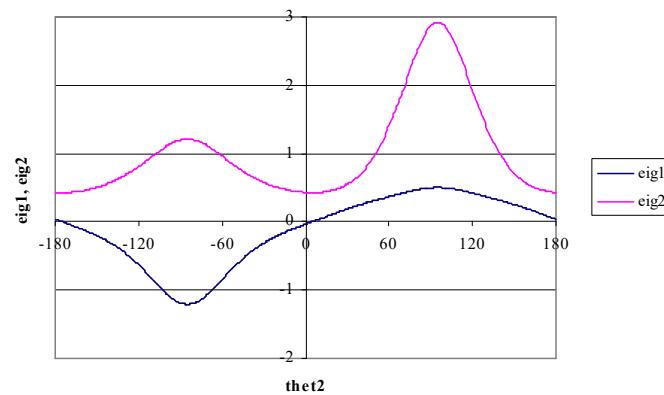


Рисунок 4- Изменение собственных значений тензора P_j^i при начальных значениях: $\theta_{10} = 95^\circ$, $\theta_{20} = \text{var}$

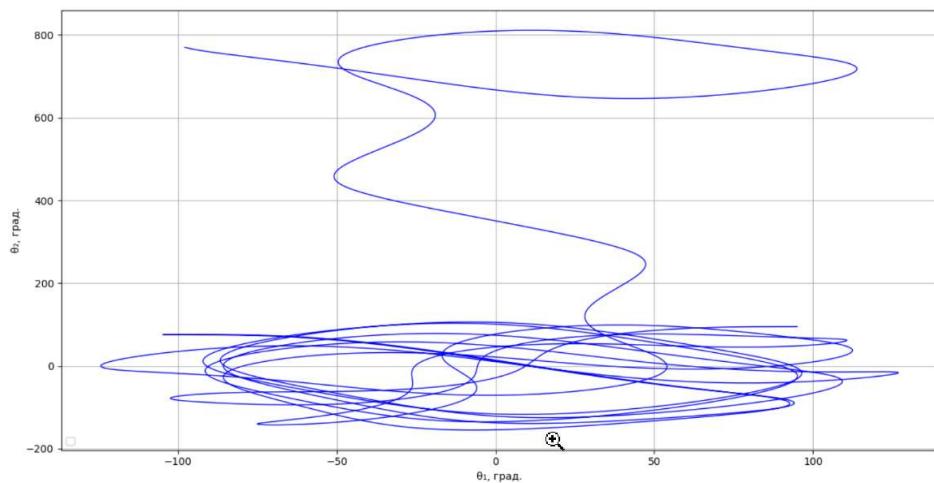


Рисунок 5 - Траектория системы в конфигурационном пространстве при начальных условиях $\theta_1(0) = 110^\circ$, $\theta_2(0) = 20^\circ$; $\dot{\theta}_1(0) = \dot{\theta}_2(0) = 0$

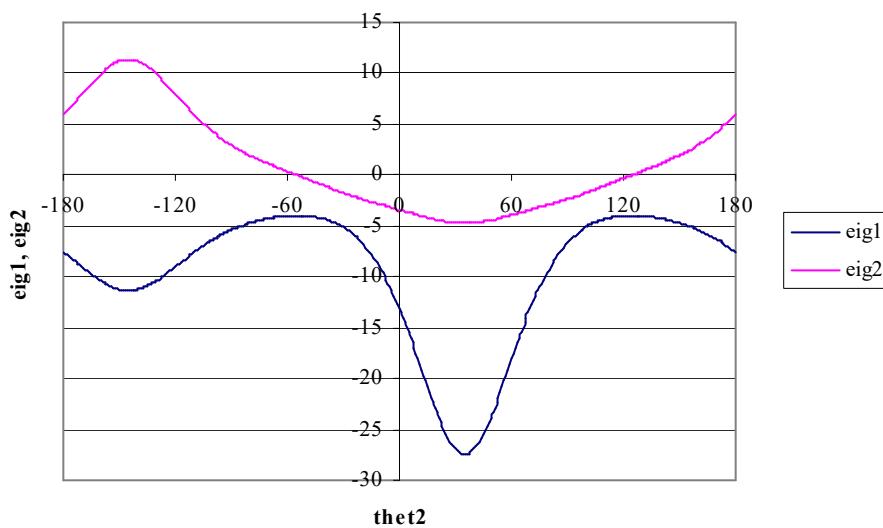


Рисунок 6 - Изменение собственных значений тензора P_j^i при начальных значениях: $\theta_{10} = 35^\circ$, $\theta_{20} = \text{var}$. Область устойчивости по Якоби: $-55^\circ < \theta_{20} < 125^\circ$

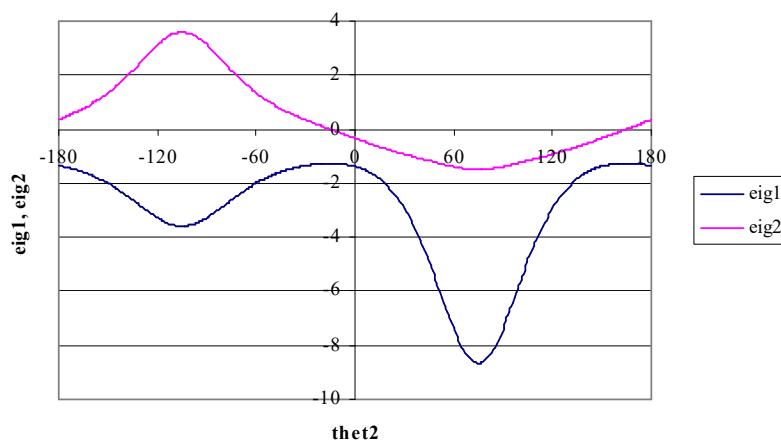


Рисунок 7 - Изменение собственных значений тензора P_j^i при начальных значениях: $\theta_{10} = 75^\circ$, $\theta_{20} = \text{var}$. Область устойчивости по Якоби: $-15^\circ < \theta_{20} < 165^\circ$

Выводы. Рассмотрены вопросы устойчивости по Якоби динамических систем, связанные в рамках теории Косамби–Картана–Черна с определением геометрических инвариантов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Giesl, P. Review on computational methods for Lyapunov functions / P. Giesl, S. Hafstein // Discrete & Continuous Dynamical Systems. – B, – 2015. – Vol. 20, № 8. – P. 2291-2331.
2. Böhmer, C.G. Jacobi stability analysis of dynamical systems – applications in gravitation and cosmology / C.G. Böhmer, T. Harko, S.V. Sabau // Advances in Theoretical and Mathematical Physics. - 2012. - Vol. 6, № 4. - P. 1145-1196.
3. Harko, T. Kosambi-Cartan-Chern (KCC) theory for higher order dynamical systems / T. Harko, P. Pantaragpong, S.V. Sabau // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. – 2016. – V. 13, № 2. – 1656014 (24 pages).
4. Gupta, T. Jacobi stability analysis of Rikitake system / T. Gupta // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. – 2016. – V. 13, № 7. – P. 1650098 (20 pages).
5. Harko, T. Jacobi stability analysis of the Lorenz system / T. Harko, C.Y. Ho, C.S. Leung, S. Yip // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. - 2015. - V. 12, № 7. 1550081 (23 ppages).
6. Yajima, T. Jacobi stability for dynamical systems of two-dimensional second-order differential equations and application to overhead crane system / T. Yajima, K. Yamasaki // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. – 2016. – V. 13, № 4. – P. 1650045 (16 pages).
7. Abolghasem H. Liapunov stability versus Jacobi stability // *Journal of Dynamical Systems and Geometric Theories*. – 2012. - Vol. 10, № 1. - P. 13-32.
8. Wang, Y. Optimization and regularization for computational inverse problems and applications / Y. Wang, A.G. Yagola, C. Yang. – Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2010. – XVIII+351 p.
9. Kvasov, D.E. Lipschitz global optimization method in control problems / D.E. Kvasov, Ya.D. Sergeev // Automation and Remote Control. – 2013. – Vol. 74, № 9. – P. 1435-1448.
10. Kirsch, A. An introduction to the mathematical theory of inverse problems. 2nd edition / A. Kirsch. – New York et al.: Springer, 2011. – XIV+308 p.
11. Lera, D. Deterministic global optimization using space-filling curves and multiple estimates of Lipschitz and Hölder constants / D. Lera, Ya.D. Sergeev // Computations in Nonlinear Science and Numerical Simulations. – 2015. – V. 23, № 1-3. – P. 326-342.
12. Sulimov, V.D. Jacobi stability and updating parameters of dynamical systems using hybrid algorithms / V.D. Sulimov, P.M. Shkapov, A.V. Sulimov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. № 468. 012040 (11 pages).

Шкапов Павел Михайлович

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Доктор технических наук, зав. кафедрой «Теоретическая механика» им. проф. Н.Е. Жуковского
105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, 5
Тел. 8-499-263-69-69
E-mail: spm@bmstu.ru

Сулимов Валерий Дмитриевич

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Старший преподаватель кафедры «Теоретическая механика» им. проф. Н.Е. Жуковского
105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, 5
Тел. 8-499-263-64-96
E-mail: fn3svd24@mail.ru

Сулимов Андрей Валерьевич

Филиал Московского государственного университета им. М.В. Ломоносова, г. Севастополь
Старший преподаватель кафедры физики и геофизики
299001, г. Севастополь, ул. Героев Севастополя, 7
Тел. +7-(8692)-40-18-27
E-mail: avs7@yandex.ru

Данич Максим Алексеевич

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, г. Москва
Аспирант кафедры «Теоретическая механика» им. проф. Н.Е. Жуковского
105005, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, 5
Тел. 8-499-263-63-75
E-mail: fn3@bmstu.ru

SHKAPOV P.M., SULIMOV A.V., SULIMOV V.D., DANICH M.A.

JACOBI STABILITY ANALYSIS OF THE NONLINEAR DOUBLE PENDULUM WITH POSSIBLE CHAOTIC BEHAVIOR

Abstract. Consideration is being given to problems of dynamical system stability studies in the context of Kosambi–Cartan–Chern theory. The description of the time evolution of a system is presented in terms of geometric structures. This

makes it possible to determine five geometrical invariants of the system. Eigenvalues of the second invariant give the estimation of the Jacobi stability of the system.

Keywords: dynamical system, damping, Jacobi stability, geometrical invariant, restorating parameters, criterion function, global optimization, hybrid algorithm.

BIBLIOGRAPHY

1. Giesl, P. Review on computational methods for Lyapunov functions / P. Giesl, S. Hafstein // Discrete & Continuous Dynamical Systems. – B, – 2015. – Vol. 20, № 8. – P. 2291-2331.
2. Böhmer, C.G. Jacobi stability analysis of dynamical systems – applications in gravitation and cosmology / C.G. Böhmer, T. Harko, S.V. Sabau // Advances in Theoretical and Mathematical Physics. - 2012. - Vol. 6, № 4. - P. 1145-1196.
3. Harko, T. Kosambi-Cartan-Chern (KCC) theory for higher order dynamical systems / T. Harko, P. Pantaragphong, S.V. Sabau // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. – 2016. – V. 13, № 2. – 1656014 (24 pages).
4. Gupta, T. Jacobi stability analysis of Rikitake system / T. Gupta // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. – 2016. – V. 13, № 7. – P. 1650098 (20 pages).
5. Harko, T. Jacobi stability analysis of the Lorenz system / T. Harko, C.Y. Ho, C.S. Leung, S. Yip // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. - 2015. - V. 12, № 7. 1550081 (23 ppages).
6. Yajima, T. Jacobi stability for dynamical systems of two-dimensional second-order differential equations and application to overhead crane system / T. Yajima, K. Yamasaki // International Journal of Geometric Methods in Modern Physics. – 2016. – V. 13, № 4. – P. 1650045 (16 pages).
7. Abolghasem H. Liapunov stability versus Jacobi stability // *Journal of Dynamical Systems and Geometric Theories*. – 2012. - Vol. 10, № 1. - P. 13-32.
8. Wang, Y. Optimization and regularization for computational inverse problems and applications / Y. Wang, A.G. Yagola, C. Yang. – Berlin, Heidelberg: Springer Verlag, 2010. – XVIII+351 p.
9. Kvasov, D.E. Lipschitz global optimization method in control problems / D.E. Kvasov, Ya.D. Sergeev // Automation and Remote Control. – 2013. – Vol. 74, № 9. – P. 1435-1448.
10. Kirsch, A. An introduction to the mathematical theory of inverse problems. 2nd edition / A. Kirsch. – New York et al.: Springer, 2011. – XIV+308 p.
11. Lera, D. Deterministic global optimization using space-filling curves and multiple estimates of Lipschitz and Hölder constants / D. Lera, Ya.D. Sergeev // Computations in Nonlinear Science and Numerical Simulations. – 2015. – V. 23, № 1-3. – P. 326-342.
12. Sulimov, V.D. Jacobi stability and updating parameters of dynamical systems using hybrid algorithms / V.D. Sulimov, P.M. Shkapov, A.V. Sulimov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. № 468. 012040 (11 pages).

Shkapov Pavel Mikhailovich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
Dr. Sci. (Eng.), Head of Theoretical Mechanics
Department named after prof. N.E. Zhukovskiy
105005, Moscow, 2nd Baumanskaya Street, 5
Ph.: 8-499-263-69-69
E-mail: spm@bmstu.ru

Sulimov Valeriy Dmitrievich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
Senior Teacher of Theoretical Mechanics Department
named after prof. N.E. Zhukovskiy
105005, Moscow, 2nd Baumanskaya Street, 5
Ph.: 8-499-263-64-96
E-mail: fn3svd24@mail.ru

Sulimov Andrey Valeryevich

Branch of Lomonosov Moscow State University in
Sevastopol, Sevastopol
Senior Teacher of the Department of Physics and
Geophysics
299001, Sevastopol, Geroev Sevastopolya Street, 7
Ph.: +7-(8692)-40-18-27
E-mail: avs7@yandex.ru

Danich Maxim Alekseevich

Bauman Moscow State Technical University, Moscow
Postgraduate student of the Department of Theoretical
Mechanics named after Prof. N.E. Zhukovsky
105005, Moscow, 2nd Baumanskaya Street, 5
Phone: 8-499-263-63-75
E-mail: fn3@bmstu.ru

МУХАМЕДЗЯНОВА А.А., ЗЕЛЕНКОВА Р.А.

ВЛИЯНИЕ ДОБАВОК ОРГАНИЧЕСКИХ ПЕРОКСИДОВ НА ТЕРМОПОЛИКОНДЕНСАЦИЮ ТЯЖЕЛОЙ СМОЛЫ ПИРОЛИЗА

Аннотация. Изучено влияние добавления органических пероксидов на термополиконденсацию остатка тяжелой смолы пиролиза бензина с н.к. 450 °C. Установлено, что при проведении двух стадийной термополиконденсации остатка тяжелой смолы пиролиза при температурах 300-320 °C и продолжительности стадий от 120 до 240 минут добавление пероксидов бензоила и лаурила к реакционной смеси при термополиконденсации остатка ТСП н.к. ≥ 450 °C неэффективно, присутствие в реакционной смеси пероксида дикумила существенно повышает температуру размягчения, относительное содержание нерастворимых в толуоле и углерода в пеке при снижении его выхода

Ключевые слова: тяжелая смола пиролиза, термополиконденсация, органические пероксиды, температура размягчения, молекулярная масса, содержание углерода, карбены и карбоиды.

Введение. В настоящее время в Российской Федерации с возрастанием суммарной мощности и утяжелением сырья установок пиролиза углеводородного сырья проблема рационального использования высокоароматичных тяжелых смол пиролиза (ТСП) приобретает актуальное значение [1, 2]. Одним из перспективных направлений использования ТСП является получение нефтяных пеков различного назначения. Это представляет и теоретический и практический интерес. Проведенные до настоящего времени работы недостаточны для разработки современной технологии, позволяющей внедрить в промышленных масштабах производство нефтяного пека [3,4]. Влияние параметров процесса предварительной термообработки сырья, кинетика термообработки, отгон легких фракций и другие факторы не изучены в должной мере.

Как и любой жидкофазный термодеструктивный процесс (термокрекинг, коксование), термополиконденсация является совокупностью последовательно-параллельных реакций разложения и уплотнения, протекающих по радикально-цепному механизму. Деструктивные превращения сырья начинаются с частичного распада углеводородов по алифатическим связям. Кратковременное повышение температуры в зоне реакции способствует интенсификации эндотермических реакций расщепления, имеющих повышенное значение энергии активации. При этом получается продукт с повышенной реакционной способностью за счет образования в реагирующей смеси крупных радикалов и непредельных углеводородов. Желательно проводить поликонденсацию нефтяного сырья при более низких температурах и давлениях. Снижение температуры уменьшит интенсивность реакции разложения без существенного снижения скорости реакций уплотнения, т.к. последние, как известно, имеют повышение значения энергии активации и температурного градиента [5, 6].

При комплексной переработке тяжелых смол пиролиза в качестве сырья для получения высокотемпературных связующих, пропиточных пеков рекомендовано использовать фракции ТСП с началом кипения выше 350°C[7]. В связи с этим изучена термополиконденсация остатка ТСП с н.к. 450 °C. Фракция смолы пиролиза углеводородного сырья с началом кипения выше 450 °C получена перегонкой с ректификацией на аппарате АРН фильтрата ТСП (фильтрация проведена с целью очистки от карбоидов) с выходом 38,5% масс. Результаты исследования физико-химических свойств фракции ТСП +450°C представлены в таблице 1.

Физико-химические свойства: плотность, коксуемость, выход летучих, групповой и углеводородный составы фракции ТСП +450°C определяли стандартными методами анализа нефтепродуктов, элементный состав – на анализаторе РЕ 2400-II, позволяющем определять содержание элементов с точностью < 0,2 % масс. Принцип работы прибора основан на сжигании образца в кислородной среде при температуре до 1100°C и определении летучих CO₂, H₂O, N₂.

Термообработку фракции ТСП с н.к. 450°C проводили в одну или две стадии при температуре 300-380 °C. Продолжительность первой стадии (термообработка при давлении 1 атм.) составляла во всех экспериментах 60 минут, второй стадии (вакуумная перегонка) – 120 минут. Реакционную смесь фракции ТСП с н.к. 450°C с органическими пероксидами подвергали термообработке при температуре 320 °C в течение 60 минут.

Таблица 1 - Физико-химические свойства фракций ТСП с н.к. ≥ 350 и $\geq 450^{\circ}\text{C}$

Показатель	Фракция ТСП н.к. 450°C
Коксемость, % масс.	43,1
Температура размягчения (КиС), $^{\circ}\text{C}$	91,4
Молекулярная масса M_w	580
Элементный состав, % масс.	
C	87,1
H	7,4
S	4,9
Групповой состав, % масс.	
α -фракция	5,6
β -фракция	39,0
γ -фракция	55,4
Содержание углеводородов, % масс.	
парафино-нафтеновые	3,9
ароматические	
моноциклические	3,5
бициклические	6,4
полициклические	8,6
смолы	35,1
асфальтены, карбены и карбоиды	42,5

На первом этапе изучено влияние условий термообработки остатка ТСП выше 450°C на качество пека. Двухстадийной термополиконденсацией остатка ТСП н.к. выше 450°C при температурах 300, 320, 360 и 380°C на первой стадии и 300 и 320°C на второй получены пеки с содержанием α -фракции в количестве 10,2-11,8 % масс., низким содержанием углерода 73,9-86,2 % масс, молекулярной массой не выше 685 у.е. и температурой размягчения не более $130,5^{\circ}\text{C}$ (таблица 2).

Таблица 2 - Влияние температуры термообработки остатка ТСП н.к. $\geq 450^{\circ}\text{C}$ на физико-химические свойства пеков

№	Температура термообработки, $^{\circ}\text{C}$		Содержание α -фракции, % масс.	Элементный состав, % масс			$T_p, ^{\circ}\text{C}$	M_w
	I стадия	II стадия		C	H	S		
1	300	300	11,5	86,2	7,1	4,9	130,5	610
2	320	-	10,2	73,9	7,5	5,1	119,5	538
3	320	320	11,8	85,6	7,4	5,1	130,0	685
4	360	-	13,5	-	-	-	127,0	-
5	360	320	16,0	-	-	-	130,0	-
6	380	-	18,2	-	-	-	130,0	-

Пеки, полученные одностадийной термополиконденсацией

- при температурах 320 и 360°C , имеют низкое содержание углерода, невысокие температуры размягчения ($119-127^{\circ}\text{C}$) при содержании карбенов и карбоидов 10,2 и 13,5 % масс., характеризуются сравнительно невысокой молекулярной массой;

- при температуре 380°C , содержание углерода возрастает до 18,2 % масс, температура размягчения до 130°C .

Это обусловлено присутствием в пеках значительных количеств низкомолекулярных соединений.

Известно, что при пониженном давлении термополиконденсация нефтяных остатков интенсифицирует выделение низкомолекулярных углеводородов из реакционной массы [7]. И действительно, при двухстадийной термообработке остатка ТСП с н.к. выше 450°C содержание α -фракции и температура размягчения выше по сравнению с одностадийной. Так,

при изотермической выдержке в случае вакуумного отгона низкомолекулярных компонентов в течение 120 минут

- при 320 °C возрастают содержание α-фракции с 10,2 до 11,8 % масс, углерода с 73,9 до 85,6 % масс, температура размягчения с 119,5 до 130°C, средневесовая молекулярная масса с 538 до 685 у.е.;

- при 360°C содержание нерастворимых в толуоле возрастает с 16,0 до 18,2 % масс.

Повышение температуры термополиконденсации остатка ТСП н.к. 450°C до 360 и 380 °C приводит к интенсивному образованию в реакционной массе карбенов и карбоидов (16,0-18,2 % масс.).

Таким образом, при получении пеков из остатка ТСП с н.к. 450°C в интервале температур 300-380 °C наблюдается интенсивное образование карбенов и карбоидов. В связи с этим решено провести поиск способов получения высокоплавких пиролизных пеков с более высокими относительным содержанием углерода и молекулярной массой при сохранении на низком уровне присутствия α-фракции в пеках.

Известно, что использование органических пероксидов в качестве катализаторов реакций полимеризации и поликонденсации, протекающих по радикально-цепному механизму позволяет вести процесс при более низких температурах. В связи с этим исследовано влияние органических пероксидов на процесс термополиконденсации фракции ТСП н.к. 450 °C. Сырье подвергали термообработке при 320 °C в течение 60 минут. В качестве катализаторов испытаны пероксиды бензоила, лаурила и дикумила. Физико-химические свойства пеков, полученных из остатка ТСПн.к. выше 450°C в присутствии пероксидов бензоила, лаурила и дикумила, представлены в таблице 3.

Таблица 3 - Влияние природы органических пероксидов на качество пека, полученного одностадийной термообработкой фракции ТСП н.к. \geq 450°

№	Пероксид	Количество добавки, % масс.	Выход пека, % масс.	Содержание α-фракции, % масс.	T _p , °C	M _w	Элементный состав, % масс.		
							C	H	S
1	-	-	90,0	10,2	119,5	538	73,9	7,5	5,1
2	бензоила	5	82,0	10,2	119,5	-	-	-	-
3	бензоила	10	87,0	11,2	120	525	73,9	7,5	5,1
4	лаурила	10	85,0	11,5	121	640	-	-	-
5	дикумила	10	78,0	12,6	126	715	87,2	7,4	4,9

Установлено, что добавки пероксидов бензоила и лаурила неэффективны, в то время как присутствие в реакционной смеси перекиси дикумила существенно повышает температуру размягчения, относительное содержание углерода и компонентов, нерастворимых в толуоле, в пеке при снижении его выхода.

Поэтому далее изучали влияние перекиси дикумила на термополиконденсацию фракции ТСП н.к. \geq 450 °. Проводили двухстадийную термообработку остатка ТСП н.к. \geq 450 °с введением в реактор перекиси дикумила в количестве от 3 до 10 % масс. при температурах 300 и 320°C и продолжительности стадий 60 и 120 мин. Температура обеих стадий в каждом опыте была одинаковой, давление на первой стадии составляло 1 атм, на второй – было пониженным, для отгона низкомолекулярных компонентов.

Условия получения пеков и результаты анализа их физико-химических свойств представлены в таблицах 4, 5.

В отсутствии пероксида в реакционной массе температура размягчения и содержание карбенов и карбоидов в пеках при повышении температуры изотермической выдержки с 300 до 320°C остаются практически неизменным. Добавление пероксида дикумила в количестве 3 % масс.оказывает незначительное влияние на свойства пеков, с увеличением пероксида дикумила в реакционной массе до 5-10% масс. относительное содержание углерода, карбенов и карбоидов, молекулярная масса и температура размягчения пеков возрастают. Так, при введении в реактор перекиси дикумила в количестве 5-10 % масс. средневесовая молекулярная масса возрастает на 175-177 у.е. При добавлении 10 % масс. пероксида дикумила к фракции

ТСП полученные пеки характеризуются наибольшим содержанием углерода (86,6-87,6 % масс.), доля карбенов и карбоидов в их составе возрастают до 14,5 и 14,7 % масс., температура размягчения - до 144 и 157°C при температурах изотермической выдержки 300 и 320 °C, соответственно, что согласуется с пониженным на 10-15 % масс. выходом пека (77-78% масс.).

Таблица 4 - Условия получения пеков двухстадийной термообработкой фракции ТСП н.к. $\geq 450^\circ$

№	Содержание пероксида дикумила, % масс.	Условия процесса				Выход пека, % масс	
		I стадия		II стадия			
		T, °C	τ, мин	T, °C	τ, мин		
1	-	300	60	300	120	90,0	
2	3	300	60	300	120	90,0	
3	5	300	60	300	120	76,0	
4	5	300	120	300	120	79,9	
5	5	300	60	300	120	77,2	
6	10	300	120	300	120	78,0	
7	-	320	60	320	120	87,0	
8	5	320	60	320	120	77,0	
9	10	320	60	320	120	77,0	

Таблица 5 - Физико-химические свойства пеков, полученных двухстадийной термообработкой фракции ТСП н.к. $\geq 450^\circ$

№	Содержание α-фракции, % масс.	T _p , °C	M _w	Элементный состав, % масс.		
				C	H	S
1	11,4	130,5	610	86,2	7,1	5,9
2	10,5	130,5	630	86,2	7,3	5,3
3	14,5	145,0	773	85,7	7,0	4,7
4	12,0	144,5	772	86,2	-	-
5	-	135,5	747	85,8	6,8	5,0
6	14,0	144,0	787	86,6	7,0	4,6
7	11,8	130,0	685	85,7	7,4	5,1
8	14,2	150,2	783	86,5	6,9	4,7
9	14,7	157,0	775	87,6	6,9	4,5

Таким образом, в результате проведения термополиконденсации остатка тяжелой смолы пиролиза с н.к. 450°C в две стадии при температурах 300 и 320°C и продолжительности 120 и 240 минут, соответственно

- обнаружено, что добавление пероксидов бензоила и лаурила к реакционной смеси при термополиконденсации остатка ТСП1 н.к. $\geq 450^\circ$ неэффективно;

- установлено, что присутствие в реакционной смеси пероксида дикумила существенно повышает температуру размягчения, относительное содержание нерастворимых в толуоле и углерода в пеке при снижении его выхода, при содержании в реакционной массе 5-10% масс. перекиси дикумила выход пеков с температурой размягчения 150 - 157°C , содержанием карбенов и карбоидов~14% масс. и средневесовой молекулярной массой 775-783 у.е. составляет от 77 до 90% масс.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Современное состояние и перспективы развития мирового производства и рынка этилена// Евразийский химический рынок. – 2015. – 239 с.
- Сафиуллина Д.А., Хуснутдинов И.Ш., Лыжина Н.В. Перспективы развития пиролизного производства в Республике Татарстан // Вестник технологического университета, 2017, т.20, №21, с. 64-67

3. Дошлов И.О., Кондратьев В.В. и др. Способ получения нефтяного пека с добавлением модифицированной тяжелой смолы пиролиза. Патент РФ 2020130844. Заявл. 18.09.2020. Опубл. 18.03.2022
4. Андрейков Е.И., Дерюгин А.А. и др. Способ получения нефтяного пека. Патент РФ 2750991. Заявл. 25.20.2020. Опубл. 07.07.2021
5. Магарил Р.З. Теоретические основы химических процессов переработки нефти. Учебное пособие - М.: КДУ, 2008.- 280с.
6. Жоров Ю.М. Термодинамика химических процессов. Нефтехимический синтез, переработка нефти, угля и природного газа. М.: Химия, 1985.- 464с.
7. Мухамедзянова А.А., Хайбуллин А.А., Гимаев Р. Н. Технология получения нефтяных волокнообразующих пеков. Уфа: Гилем - 2012 г. - 215 с.

Мухамедзянова Альфия Ахметовна,
ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и
технологий», доктор технических наук, доцент,
заведующий кафедрой технической химии и
материаловедения,
450076, Республика Башкортостан, г.Уфа, ул. Заки
Валиди, д.32,
Тел. +7-347-228-62-55.
E-mail: alf6058@yandex.ru

Зеленкова Регина Айратовна,
ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и
технологий», магистр,
Республика Башкортостан, г.Уфа, ул. Заки
Валиди, д.32,
Тел. +7-347-228-62-55
E-mail: regby10@yandex.ru

MUKHAMEDZYANOVA A.A., ZELENKOVA R.A.

EFFECT OF ADDITIVES OF ORGANIC PEROXIDES ON THERMOPOLYCONDENSATION OF HEAVY PYROLYSIS TAR

Abstract. The effect of adding organic peroxides on the thermopolycondensation of the residue of heavy pyrolysis tar from gasoline with a boiling point of 450 °C has been studied. It was found that during two-stage thermopolycondensation of the heavy pyrolysis tar residue at temperatures of 300-320 °C and the duration of the stages from 120 to 240 minutes, the addition of benzoyl and lauryl peroxides to the reaction mixture during thermopolycondensation of the heavy pyrolysis tar residue of 450 °C is ineffective, the presence of dicumyl peroxide in the reaction mixture significantly increases the softening temperature, the relative content of insoluble in toluene and carbon in baking soda with a decrease in its yield

Keywords: heavy pyrolysis tar, thermopolycondensation, organic peroxides, softening point, molecular weight, carbon content, carbens, and carboids.

BIBLIOGRAPHY

1. Sovremennoe sostoyanie i perspektivy razvitiya mirovogo proizvodstva i rynka etilena// Evrazijskijhimicheskijrynek. – 2015. – 239 s.
2. Safiullina D.A., Husnutdinov I.Sh., Lyzhina N.V. Perspektivy razvitiya piroliznogo proizvodstva v Respublike Tatarstan // Vestnik tekhnologicheskogo universiteta, 2017, t.20, №21, s. 64-67
3. Doshlov I.O., Kondratev V.V. i dr. Sposob polucheniya neftyanogo peka s dobavleniem modifitsirovannoj tyazheloj smoly pirolyza. Patent RF 2020130844. Zayavl. 18.09.2020. Opubl. 18.03.2022
4. Andrejkov E.I., Deryugin A.A. i dr. Sposob polucheniya neftyanogo peka. Patent RF 2750991. Zayavl. 25.20.2020. Opubl. 07.07.2021
5. Magaril R.Z. Teoreticheskie osnovy himicheskikh processov pererabotki nefti / Uchebnoeposo-bie - M.: KDU, 2008. - 280s.
6. Zhorov Yu.M. Termodinamika himicheskikh processov. Neftekhimicheskij sintez, pererabotka nefti, uglya i prirodnogo gaza. M.: Himiya, 1985.- 464s.
7. Muhammedzjanova A.A., Hajbullin A.A., Gimaev R. N. Tekhnologiya polucheniya neftyanyh volokno-obrazuyushchih pekov. Ufa: Gilem - 2012 g. - 215 s.

Mukhamedzjanova Alfiya Akhmetovna,
FSBEI HE "Ufa University of Science and Technology",
Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head
of the Department of Technical Chemistry and materials
science,
450076, Republic of Bashkortostan, Ufa, st. Zaki Validi,
32,
Tel. + 7-347-228-62-55,
E-mail: alf6058@yandex.ru

Zelenkova Regina Ayratovna,
FSBEI HE "Ufa University of Science and
Technology", master,
450076, Republic of BashKortostan, Ufa, st. Zaki
Validi, 32,
Tel. +7-347-228-62-55,
E-mail: regbi10@yandex.ru

НЕМЕНКО А.В., НИКИТИН М.М.

ПРИМЕНЕНИЕ ИНТЕРФЕРЕНЦИОННЫХ ЭФФЕКТОВ К УПРАВЛЕНИЮ ФИНИШНОЙ ОБРАБОТКОЙ ИЗДЕЛИЙ С ПОВЕРХНОСТЯМИ ВТОРОГО ПОРЯДКА

Аннотация. Предложена методика использования интерферометрического контроля при финишной обработке поверхностей второго порядка в изделиях общего машиностроения. Предлагаемое схемотехническое решение основано на расщеплении светового потока на внешнем элементе, в роли которого выступает полупрозрачное выпуклое зеркало, и направлении его на контролируемую поверхность. При повторном отражении светового потока от контролируемой поверхности к интерференционной картине добавляются эффекты, связанные с локальной разностью хода лучей. В случае существенных отклонений контролируемой поверхности от регулярной исходная картина в виде параллельных полос искривляется в соответствии с пространственной локализацией дефектов, что позволяет вести дальнейшую обработку в направлении коррекции выявленной ошибки. Было выполнено моделирование предлагаемого интерферометра и проведена серия испытаний макета схемы на плоских, выпуклых и вогнутых контролируемых поверхностях

Ключевые слова: поверхность второго порядка, интерферометрический контроль, интерферометр, моделирование, финишная обработка.

Введение: При изготовлении деталей с поверхностями второго порядка с малыми допусками требуется обратная связь, позволяющая корректировать режим обработки по величине достигаемого съёма материала.

Практически такая обратная связь реализуется проведением контроля полученной поверхности через некоторые интервалы времени. Контроль проводится также с некоторой продолжительностью, в течение его процесс обработки останавливается. Сокращение времени этого контроля при сохранении адекватности получаемой информации представляется значимым источником повышения производительности технологического процесса.

Применение механических методов контроля для получения трехмерной модели поверхности связано с необходимостью проведения замеров с большим количеством точек [1] с характерной точностью единицы-десятки микрон. Отметим, что снижение инструментальной погрешности при механических измерениях относительно этих значений приводит к существенному росту времени, затрачиваемого на измерения.

Перспективным в данном контексте представляется применение оптических методов, принципиально способных построить изображение отклонений всей поверхности на единичном снимке, что к настоящему времени нашло широкое применение в оптическом производстве [2].

Основным недостатком большинства промышленных интерферометров, препятствующих их применению вне оптического производства, являются большие затраты времени на выравнивание (юстировку) всех элементов оптической схемы.

Качественно сократить эти затраты возможно, объединив в одном блоке оптические элементы, создающие интерференционную картину, зафиксировав их взаимное расположение, и разделив их с элементами, еёискажающими.

Но такой подход неприменим к традиционно используемым схемам интерференции, в которых требуемая чувствительность $5 \cdot 10^{-8}$ м и выше достигается за счет использования в качестве одного из элементов генератора полос самой контролируемой поверхности [3].

В задачах контроля изделий машиностроения требуется меньшая чувствительность, допускающая применение упрощенной схемы интерферометра, которая позволяет реализовать принцип разделения оптических блоков.

Направлением решения поставленной задачи, рассматриваемым в настоящей работе, является разделение процессов создания интерференционных полос и их отклонения на контролируемой детали, иными словами, контролируемая деталь не должна быть критически важной для создания интерференционной картины.

Практически поставленные эксперименты показали, что этот принцип может быть достигнут при использовании интерференции при отражении когерентного излучения от промежуточного элемента в виде выпуклого зеркала с внутренним покрытием.

Цель работы: Исследовать аспекты применимости интерференции с фиксированным генератором областей равной освещенности к задаче управления финишной обработкой поверхностей второго порядка с тем, чтобы использовать данный метод для повышения быстродействия управлением технологическим процессом.

Материал исследования: Считаем, что устройство для контроля металлических поверхностей состоит из генератора интерференционных областей равной освещенности и собственно контролируемого изделия. При этом генератор областей равной освещенности (интерференционных полос) выполнен в виде выпуклого сферического зеркала из преломляющего материала с внутренним покрытием.

Рассмотрим интерференцию, возникающую при освещении генератора рассеянным светом. Лучи, проходящие концентрический преломляющий слой, набирают разность фазы относительно лучей, отразившихся от внешней поверхности, что, вследствие волновой природы света, приводит к периодическому ослаблению и усилению освещенности для лучей, идущих под разными углами.

Вместе с тем, согласно законам геометрической оптики, как внешняя, так и внутренняя поверхность выпуклого зеркала расширяют падающий на него параллельный пучок лучей в зависимости от своей оптической силы.

В результате, на экране с помощью собирающей линзы может быть сфокусирована система интерференционных колец, обусловленных разностью хода между лучами, дважды прошедшими сквозь концентрический слой стекла и отразившимися от внутренней выпуклой зеркальной поверхности, и лучами, отразившимися непосредственно от внешней выпуклой зеркальной поверхности.

Рассмотрим количественное описание оптической системы интерферометра на основе рассматриваемого выпуклого зеркала с одним дополнительным отражением от контролируемой металлической детали.

Считаем, что происходит освещение зеркала рассеянным когерентным излучением, при этом возникает интерференция между лучами, отразившимися от внешней поверхности, и лучами, дважды прошедшими слой стекла.

Контролируемая деталь еще раз отражает лучи, отразившиеся от зеркала, и, при наличии местных неоднородностей вносит отклонение в полученную интерференционную картину.

Расчет исходной интерференционной картины полос равного наклона сводится к нахождению углов первичного падения луча, дважды проходящего стекло, при которых оптическая разность хода в стекле между точками входа и выхода отличается на целое число длин волн используемого излучения. Дополнительную разность фаз, набираемую при отражениях, считаем постоянной и детально рассматривать не будем.

Условие интерференции представим в виде

$$2 \cdot l \cdot n_c = m \cdot \lambda, \quad (1)$$

где l – геометрическое расстояние между точками контакта луча с внешней и внутренней отражающей поверхностями, n_c – коэффициент преломления слоя прозрачного материала зеркала, m – произвольное целое число, λ – длина волны применяемого света, м.

Поместим центры кривизны всех отражающих поверхностей зеркала в начало координат.

Радиус внешней поверхности обозначим через R , толщину концентрического преломляющего слоя – через d .

Рассмотрим сечение зеркала плоскостью OXY и выделим в нём нормаль, составляющую с осью OY угол γ по часовой стрелке.

Рассмотрим луч, падающий на внешнюю поверхность зеркала, в точке выхода из неё рассмотренной нормали под углом α к нормали также по часовой стрелке.

Точку падения луча на первую из отражающих поверхностей обозначим через A , соответственно, её координаты по осям OX x_A и OY y_A будут равны

$$x_A = R \cdot \sin \gamma \quad (2)$$

$$y_A = R \cdot \cos \gamma. \quad (3)$$

Точку падения преломленного луча на вторую поверхность обозначим через B , будем её искать как точку пересечения луча с окружностью

$$x^2 + y^2 = (R - d)^2. \quad (4)$$

Тогда геометрическая длина хода луча l , входящая в формулу (1), может быть найдена как

$$l = \sqrt{(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2}. \quad (5)$$

Составим уравнение преломленного луча из условия прохождения им точки A и введенных обозначений. Получим:

$$x - x_A = (y - y_A) \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{2} - \beta - \gamma \right), \quad (6)$$

где β – угол преломления.

Используя закон преломления, запишем

$$\beta = \arcsin \frac{\sin \alpha}{n_c}. \quad (7)$$

Учитывая формулы (4),(6),(7), составим систему уравнений для нахождения координат точки B :

$$\begin{cases} y_B = x_B \cdot \operatorname{tg}(\beta + \gamma) + R \cdot (\cos \gamma - \sin \gamma) \cdot \operatorname{tg}(\beta + \gamma) \\ x_B^2 + y_B^2 = (R - d)^2 \end{cases}. \quad (8)$$

В общем случае луч пересекается со внутренней сферической поверхностью в двух точках, будем искать ближайшую из них к точке падения.

Для нахождения абсцисс точек и выбора подходящей методом исключения преобразуем систему (8) к одному квадратному уравнению:

$$x_B^2 + 2 \cdot R \cdot \sin^2(\beta + \gamma) \cdot (\cos \gamma - \sin \gamma) \cdot x_B + Q, \quad (9)$$

где

$$Q = (R \cdot (\cos \gamma - \sin \gamma) \cdot \sin(\beta + \gamma))^2 - (R - d)^2 \cdot \cos^2(\beta + \gamma). \quad (10)$$

Тогда абсциссы точек формального прохождения луча через вторую поверхность могут быть получены по формулам

$$x_B = \pm (R - d) \cdot \cos(\beta + \gamma) - R \cdot \sin^2(\beta + \gamma) \cdot (\cos \gamma - \sin \gamma). \quad (11)$$

В силу очевидной неотрицательности дискриминанта, формулы (11) имеет смысл при любых значениях первичного угла падения из диапазона $\beta \in \left[0, \frac{\pi}{2} \right]$.

Кроме того, мы можем выбрать ближайшее значение абсциссы к точке падения, взяв разные знаки в слагаемых (11).

Получим

$$x_B = (R - d) \cdot \cos(\beta + \gamma) - R \cdot \sin^2(\beta + \gamma) \cdot (\cos \gamma - \sin \gamma). \quad (12)$$

Применив этот результат к уравнению преломленного луча (первое уравнение (8)), получим ординату точки контакта луча с внутренней поверхностью зеркала

$$y_B = (R - d) \cdot \sin(\beta + \gamma) + \frac{1}{2} \cdot R \cdot \sin(2\beta + 2\gamma) \cdot (\cos \gamma - \sin \gamma). \quad (13)$$

Отсюда найдем геометрическую длину хода луча по формуле (5), откуда подбором величины β установим условие интерференции (1).

Это будет угловое расстояние между центрами соседних полос на экране.

Отметим, что с качественной стороны рассмотренная картина подобна интерференции при прохождении плоскопараллельной пластинки (интерферометр Хайдингера), но отличается от неё масштабированием колец при отражении от выпуклой поверхности.

Сказанное справедливо при равномерном освещении зеркала рассеянным излучением оптического диапазона, близким к когерентному.

При достаточно большой неравномерности диаграммы направленности источника в сочетании с достаточно высокой его интенсивностью происходит качественное изменение наблюданной интерференционной картины.

В пределах области высокой освещенности (конуса расхождения) лучей яркость изображения возрастает настолько, что позволяет наблюдение интерференционных колец на любом экране, расположенному перпендикулярно к ним, без применения дополнительной фокусирующей системы. Вне пределов конуса картина пропадает, т. к. там освещение отсутствует.

Для любого интерферометра соотношение областей равной освещенности сохраняется только при геометрически точной форме всех его оптических элементов.

При замене точной поверхности на произвольную происходит деформация волнового фронта в месте отклонения поверхности, что вызывает дополнительный изгиб колец или полос. Общая мера изгиба составляет одну толщину полосы на каждое отклонение поверхности в половину световой волны. Это позволяет, введя в тракт хода лучей настроенной системы дополнительное отражение от произвольной контролируемой поверхности, по изменению интерференционной картины получить картину отклонений контролируемой поверхности от плоскости.

Практическая реализация эффекта была произведена на установке, где источником когерентного излучения был лазерный диод с заявленной мощностью 1 Вт. С помощью системы линз его излучение концентрировалось в телесном угле менее 10 квадратных минут дуги, после чего направлялось на выпуклое зеркало с внешним покрытием, создававшее интерференцию по рассмотренной выше схеме.

В результате первичная интерференционная картина в виде параллельных полос реализовывалась на любом экране, перехватывавшем расходящийся конус лучей в пределах нескольких метров от экспериментальной установки.

Логически генератором интерференционной картины являлись лазер, выпуклое зеркало и экран, эти элементы один раз настроенные на её получение, устойчиво её воспроизводили с разными контрольными поверхностями.

При установке вместо экрана стойки с контролируемой деталью с достаточно малой кривизной поверхности интерференционная картина перенаправлялась на другой экран за счет отражения от поверхности детали, где также наблюдались интерференционные полосы, которые искривлялись в случае нерегулярных поверхностей.

При достаточно регулярной структуре поверхности (что всегда имеет место для поверхностей второго порядка) происходит только изменение масштаба картины по одной или двум осям, в результате чего однажды настроенные прямые полосы остаются прямыми полосами.

Для рассматриваемого случая интерференции радиус системы наблюдающихся колец практически достигает нескольких метров при количестве самих колец в несколько сотен. Подбором радиуса кривизны выпуклого зеркала из всей картины вырезается область, в которой естественное искривление колец достаточно большого порядка не превышает десятой доли их толщины, что для видимого света соответствует отклонению поверхности в 0,03 мк. Визуально такие кольца воспринимаются как система полос. Любое искривление полос в настроенной системе после отражения от контролируемой поверхности происходит вследствие её дефектов, которые могут быть пространственно локализованы визуально или при анализе полученных изображений.

Предлагаемый метод позволяет построить количественную оценку общего отклонения поверхности, которая, как показано в [4], может быть непосредственно использована для управления процессом обработки.

Считаем, что расходящийся конус лучей полностью освещает контролируемую поверхность, отражается от неё, и наблюдается на экране, снимок которого вводится в ЭВМ для исследования.

Применим интегрирование по длине всех возникающих полос с соответствующим масштабным коэффициентом.

Введем новые координаты x, y , описывающие положение точки в пределах проекции контролируемой поверхности, при этом одну из осей проведем параллельно полосам.

Согласно [4], требуется вычислить величину

$$S = \iint_D k(x, y) \cdot \Delta(x, y) dx dy, \quad (14)$$

где D – область, соответствующая проекции детали; $k(x, y)$ – зональный коэффициент влияния ошибки, $\Delta(x, y)$ - ошибка поверхности, м.

Выберем величину шага интегрирования

$$h = \frac{m}{x_{\max}}, \quad (15)$$

где m – количество полос; x_{\max} – наибольшая протяженность контролируемой поверхности в направлении, перпендикулярном полосам.

Тогда интеграл (14) приближенно может быть получен с помощью следующей суммы

$$\tilde{S} = \frac{\lambda \cdot h^2}{2} \cdot \sum_{i=0}^m \sum_{j=0}^n k(x_i, y_j) \cdot \delta(x_i, y_j), \quad (16)$$

где λ – длина волны применяемого излучения, м; $\delta(x_i, y_j)$ – отклонение полосы от прямолинейности в точке с координатами (x_i, y_j) .

Обработка интерферограммы по приведенному алгоритму может быть выполнена с быстродействием порядка нескольких секунд на типовом процессоре производительностью 10^9 операций с плавающей запятой в секунду.

Рассмотрим влияние предлагаемой схемы контроля на общую производительность технологического процесса.

В общем случае время непосредственной обработки одной детали $\tau_{\text{обр}}$ и суммарное время $\tau_{\text{контр}}$, затраченное на контроль её поверхности, могут быть описаны как случайные величины, подчиняющимися некоторым законам распределения.

Предположим, что эти законы таковы, что существуют конечные математические ожидания $M(\tau_{\text{обр}})$ и $M(\tau_{\text{контр}})$.

Тогда время изготовления τ_u одной детали в первом приближении будет иметь математическое ожидание

$$M(\tau_u) = M(\tau_{\text{обр}}) + M(\tau_{\text{контр}}). \quad (17)$$

При сокращении времени контроля до малой величины, что будет иметь место в случае реализации предлагаемой схемы, получим

$$M(\tau_u) \approx M(\tau_{\text{обр}}). \quad (18)$$

Общий ожидаемый прирост производительности процесса с интерферометрическим контролем относительно процесса с механическим контролем будет стремиться к величине

$$\gamma = 1 + \frac{M(\tau_{\text{контр}})}{M(\tau_{\text{обр}})}, \quad (19)$$

которая тем выше, чем больше отношение математических ожиданий времени затраченного на непосредственную обработку и времени, затраченного на контроль.

Выводы. В настоящей работе рассмотрены вопросы применения интерферометра с фиксированным генератором полос равной освещенности (равного наклона) к задаче повышения быстродействия обратной связи технологического процесса по форме обрабатываемой поверхности.

Выбрана схема размещения оптических деталей, позволяющая один раз настроить появление интерференционных полос и исследовать только их изменения при смене контролируемых металлических изделий.

В предложенной схеме, выпуклое зеркало, помимо создания интерференционной картины, работает как расширитель пучка, превращая его в расходящийся с достаточно хорошим соответствием формулам геометрической оптики. Вследствие этого, первичный пучок лучей может быть взят достаточно малого сечения (порядка нескольких мм), соответствующего размера будет и область его падения на зеркало, что требует существенно меньшей точности обработки поверхностей зеркала по сравнению с элементами интерферометров, применяемых для контроля и аттестации оптических изделий.

Получены расчетные формулы интерференции (1) ... (13), которые позволяют рассчитать угловой размер полос в зависимости от кривизны поверхностей зеркала и угла падения на него лучей от источника когерентного излучения.

Показано, что признаком, определенно указывающим на локальные ошибки поверхности, является искривление полос, составляющее одну ширину полосы на каждую половину длины волны отклонения.

Рассмотренная схема контроля принципиально допускает применение в задачах контроля металлических изделий с поверхностями второго порядка с требуемой точностью до $3 \cdot 10^{-7}$ м.

Зеркало представляет собой отдельный элемент и не меняется при смене деталей на установке.

Произведена экспериментальная реализация предложенного принципа на основе лазерного диода с длиной волны мощностью 1 Вт. В ходе проверки металлических и неметаллических поверхностей на локальные ошибки устойчиво получалась интерференционная картина, соответствующая оценкам их профиля, полученным другими методами.

Получены расчетные формулы (14)... (19), позволяющие получить интегральную меру общей ошибки поверхности при обработке снимка интерферограммы.

Полученные результаты представляются достаточными для реализации устройства в промышленном исполнении при условии механического позиционирования прибора относительно обрабатываемой детали при её финишной обработке и ввода цифровых интерферограмм в систему распознавания образов.

Устройство способно повысить быстродействие управления технологическим процессом по форме контролируемой поверхности за счет сокращения продолжительности сеансов контроля.

Эффективность устройства ожидается тем большей, чем большим было отношение времени, затрачиваемого на контроль поверхностей ко времени, затрачиваемому на их непосредственную обработку.

Кроме того представляется вероятной регистрация явлений, связанных с релаксацией напряжений при механической обработке по деформации поверхности [5], прогноз этих изменений при продолжении обработки [6] и формирование корректирующего воздействия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гасюк Д. П., Деева Е. Г. Выбор средств измерения для линейных размеров/Д.П.Гасюк, Е.Г. Деева //Иновационные идеи в машиностроении. – 2022. – С. 440-443.
2. Машошин Д. А. Исследование особенностей методов и схем интерферометрического контроля параметров качества оптических деталей /Машошин, Д. А., Денисов, Д. Г., Морозов, А. Б., Патрикесев, В. Е./Лазеры в науке, технике, медицине: Сборник научных трудов. Том 32/под ред. ВА Петрова-М.: МНТОРЭС им. АС Попова, 2022г.–216 с. Сборник научных трудов подготовлен по материалам докладов, поступивших на XXXII Международную конференцию. – 2022. – С. 90.
3. Майоров Е. Е. Исследование низкокогерентного интерферометрического зонда при работе в сканирующем режиме измерений/ Майоров, Е. Е., Арефьев, А. В., Гулиев, Р. Б., Пушкина, В. П.,Дагаев, А. В./Известия высших учебных заведений. Приборостроение. – 2024. – Т. 67. – №. 9. – С. 790-797.
4. Неменко А.В. Оценки качества изделий с поверхностями второго порядка/А.В. Неменко, М.М. Никитин//Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии, 2025,№1(369),С. 16-23.
5. Неменко А.В. Прочностная надежность изделия в зависимости от особенностей финишной обработки /А.В. Неменко, М.М. Никитин//Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии, 2022,№5(355),С. 144-149.

6. Неменко А.В. Прогноз трещиноустойчивости изделия после механической обработки /А.В. Неменко, М.М. Никитин//Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии, 2021, №4(348), С. 170-174.

Неменко Александра Васильевна

ФГАОУ «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
Кандидат технических наук, доцент кафедры «Цифровое проектирование»
299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33
Тел. +79788330519
E-mail: valesan@list.ru

Никитин Михаил Михайлович

ФГАОУ «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
Старший преподаватель кафедры «Высшая математика»
299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33
Тел. +79788150316
E-mail: MMNikitin@sevsu.ru

NEMENKO A.V., NIKITIN M.M.

CONTROL OF SECOND ORDER SURFACE FINISHING USING INTERFERENCE EFFECTS

Abstract. A method for using interferometric control in finishing second-order surfaces in general engineering products is proposed. The proposed circuit solution is based on splitting the light flux on an external element, which is a semitransparent convex mirror, and directing it to the controlled surface. When the light flux is reflected again from the controlled surface, effects associated with the local difference in the path of the rays are added to the interference pattern. In the case of significant deviations of the controlled surface from the regular one, the original pattern in the form of parallel stripes is curved in accordance with the spatial localization of defects, which allows for further processing in the direction of correcting the detected error. The proposed interferometer was modeled and a series of tests of the circuit layout were conducted on flat, convex and concave controlled surfaces

Keywords: second order surface, interferometric control, interferometer, modeling, finishing.

BIBLIOGRAPHY

1. Gasjuk D. P., Deeva E. G. Vybor sredstv izmerenija dlja linejnyh razmerov/D.P.Gasjuk, E.G. Deeva //Innovacionnye idei v mashinostroenii. – 2022. – S. 440-443.

2. Mashoshin D. A. Issledovanie osobennostej metodov i shem interferometricheskogo kontrolja parametrov kachestva opticheskikh detailej /Mashoshin, D. A., Denisov, D. G., Morozov, A. B., Patrikeev, V. E./Lazery v nauke, tekhnike, medicine: Sbornik nauchnyh trudov. Tom 32/pod red. VA Petrova-M.: MNTORJeS im. AS Popova, 2022g.–216 s. Sbornik nauchnyh trudov podgotovlen po materialam dokladov, postupivshih na XXXII Mezhdunarodnuju konferenciju. – 2022. – S. 90.

3. Majorov E. E. Issledovanie nizkokogerentnogo interferometricheskogo zonda pri rabote v skanirujushhem rezhime izmerenij/ Majorov, E. E., Arefev, A. V., Guliev, R. B., Pushkina, V. P.,Dagaev, A. V./Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Priborostroenie. – 2024. – T. 67. – №. 9. – S. 790-797.

4. Nemenko A.V. Ocenki kachestva izdelij s poverhnostjami vtorogo porjadka/A.V. Nemenko, M.M. Nikitin//Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii, 2025, №1(369), S. 16-23.

5. Nemenko A.V. Prochnostnaja nadezhnost izdelija v zavisimosti ot osobennostej finishnoj obrabotki /A.V. Nemenko, M.M. Nikitin//Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii, 2022, №5(355), S. 144-149.

6. Nemenko A.V. Prognos treshhinoustojchivosti izdelija posle mehanicheskoy obrabotki /A.V. Nemenko, M.M. Nikitin//Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii, 2021, №4(348), S. 170-174.

Nemenko Aleksandra Vasilyevna

Federal State Autonomous Educational Foundation «Sevastopol State University», Sevastopol
Ph.D., docent of chair «Digital design »
299053, Sevastopol, ul. Universitetskaya, 33
Ph.:+79788330519
E-mail:valesan@list.ru

Nikitin Mikhail Mikhaylovich

Federal State Autonomous Educational Foundation «Sevastopol State University», Sevastopol
Senior lecturer of chair «Higher Mathematics»
299053, Sevastopol, ul. Universitetskaya, 33
Ph.:+79788150316
E-mail: MMNikitin@sevsu.ru

© Неменко А.В., Никитин М.М., 2025

БОГУЦКИЙ В.Б., ШРОН Л.Б.

АНАЛИЗ МЕТОДОЛОГИЙ ОЦЕНКИ ЕДИНИЧНЫХ СРЕЗОВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ШЛИФОВАНИЕМ

Аннотация. Выполнен анализ подходов к формированию следа абразивного зерна в процессе чистовой абразивной обработки деталей. Отмечается, что след абразивного зерна оказывает значительное влияние на условия работы инструмента и выходные параметры процесса. Установлено, что в процессе взаимодействия абразивных зерен и обрабатываемого материала срезы могут формироваться как в форме запятой, так и имеющей форму сегмента, получить которые в реальных условиях процесса обработки нельзя. Показано, что такой подход ко всем видам и режимам шлифования может привести к значительным погрешностям в расчетах и, как следствие, неправильной оценке влияния режимов обработки на технологические показатели процесса шлифования. Проведенное исследование указывает на необходимость получения аналитических зависимостей для расчета размеров единичных срезов при изменении в широком диапазоне расстояний между контактирующими зернами абразивного инструмента.

Ключевые слова: шлифование, абразивное зерно, траектория, форма среза, длина контакта, фактическая глубина резания.

Введение

Процесс механической обработки является одним из важных факторов, оказывающих влияние на весь процесс производства конкурентных изделий машиностроения. В этом процессе немаловажную роль играют методы финишной обработки ответственных поверхностей деталей, во многом определяющих показатели их качества. Наиболее распространенными в машиностроении методами финишной обработки являются методы абразивной обработки. Такие физические явления при резании абразивными инструментами как теплообразование, износ и разрушение абразивных зерен и абразивного инструмента, микрорезание достаточно хорошо изучены. В тоже время следует отметить что, как правило, анализ процесса контакта заготовки и инструмента производится авторами на основании принятого ими допущения о форме единичного среза, так как работа абразивных зерен во многом определяется размерами и формой среза (прежде всего его толщиной). Соответственно, при анализе взаимодействия инструмента с заготовкой и формулировании допущения о форме единичных срезов необходимо учитывать существующие подходы при описании кинематики шлифования и параметров единичных срезов.

Основная часть

В процессе шлифования абразивные зерна, расположенные на рабочей поверхности круга, осуществляют относительно детали перемещения по траекториям, обусловленным заданными рабочими движениями. Траектории абразивных зерен определяют форму обрабатываемой поверхности, а также форму и геометрические характеристики удалаемых частичек металла – единичных срезов, что оказывает влияние на условия работы инструмента и выходные параметры процесса [1-8 и др.]. Должное внимание вопросу о траектории относительных рабочих движений абразивного зерна впервые было уделено Е.Н. Масловым, который вместо используемой в работах предшественников упрощенной траектории резания – окружности предложил уравнения, определяющие траекторию резания абразивным зерном, которые являются исходными для теоретического исследования процесса шлифования. Согласно [4, 6, 9 и др.], траекторией резания-царапания абразивным зерном при плоском шлифовании будет трохоида, однако, как показывает анализ [10, 11], в результате принятых упрощений получена система уравнений, описывающая винтовую трохоиду, а не винтовую гипоциклическую кривую. В работе [8] показано, что при плоском шлифовании траекторией абразивного зерна является удлиненная циклоида.

От формы среза снимаемого единичным абразивным зерном и его размеров (длины и толщины) зависят [7-13 и др.]: фактическая длина контакта абразивного зерна с деталью; время этого контакта; глубина внедрения абразивного зерна в материал; сила, необходимая для срезания металла абразивным зерном, и энергия, затрачиваемая на удаление металла; работа резания, а, следовательно, и температура, возникающая в зоне контакта абразивного зерна с обрабатываемым материалом; фазовые превращения и в связи с этим изменение физических свойств приповерхностного слоя шлифуемого материала, вызываемое

напряжениями и нагревом материала в зоне контакта абразивного зерна со шлифуемой деталью.

Мнения исследователей о наиболее вероятной форме среза при шлифовании многообразны и противоречивы. Так, приняв, что в процессе шлифования вершины соседних режущих зерен попадают в одно сечение, ряд отечественных и зарубежных исследователей [2, 6, 14-16 и др.] считают, что срез имеет запятообразную форму.

Другая группа исследователей [18-23], основываясь на том, что вероятность точного попадания вершин двух соседних зерен в одно и то же сечение равна или близка к нулю, а также на данных экспериментов, считает, что срез имеет сегментообразную форму.

Авторы [6, 15, 16 и др.] отдают предпочтение запятообразной форме, однако отмечают, что при шлифовании снимаются срезы самых различных конфигураций и в одних конкретных условиях может быть сегментообразная форма, в других - запятообразная. Согласно [6, 8, 12, 15 и др.] форма среза зависит от скоростей круга и детали глубины резания, а при наличии продольной подачи - от расположения зерен на различных участках круга [24, 25]. Несколько отличная от приведенных ранее точку зрения по вопросу форм среза высказана в работах [26, 27]. Утверждается, что и запятообразная, и сегментообразная формы среза являются результатом идеализации процесса шлифования, и получить их в реальных условиях нельзя.

Большинство авторов [1, 4, 6, 7, 11, 15, 27 и др.] в своей классификации форм среза образующихся при непрерывном увеличении скорости обрабатываемой детали относительно скорости шлифовального круга исходят из отношения толщины среза к длине и делят их на пять классов (рисунок 1).

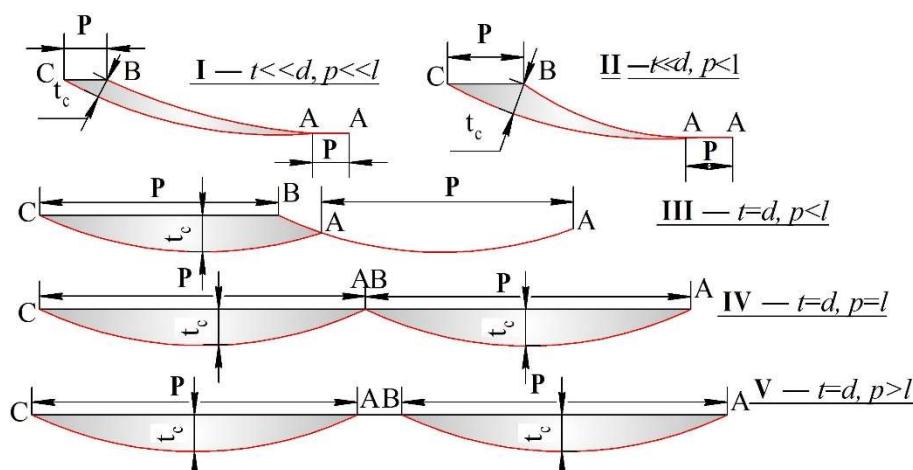


Рисунок 1 – Типы срезов, образующихся при непрерывном увеличении скорости обрабатываемой детали относительно скорости шлифовального круга

Проанализировав взгляд исследователей на формы среза при шлифовании, можно сделать следующие выводы:

1. При шлифовании снимаются срезы самых различных конфигураций, которые для конкретных условий можно охарактеризовать наиболее вероятной формой среза.
2. В зависимости от режимов шлифования одна из форм среза переходит в другую.
3. Схематизируя процесс шлифования, одни ученые отдают предпочтение запятообразной форме среза, другие – сегментообразной, распространяя одну из форм среза на все режимы обработки.

Форма среза единичным зерном характеризуется не только геометрическим очертанием, но и размерами - толщиной среза, длиной кривой контакта. Длина кривой контакта абразивного зерна с деталью представляет собой длину участка траектории относительных рабочих движений абразивного зерна, проходящего в материале детали. Если за траекторию движения зерна относительно детали принять окружность, будем иметь длину дуги контакта.

Влияние этих параметров среза на процесс шлифования является определяющим, однако преобладающее влияние на процесс оказывает толщина среза. От толщины слоя, снимаемого одним шлифующим зерном, зависят: затупление зерен (стойкость круга), сила

резания, развивающаяся одним зерном, шероховатость шлифованной поверхности, мгновенная температура в зоне работы зерна.

Рассмотрим существующие зависимости для расчета параметров запятообразного среза. Приняв за траекторию резания окружность, запятообразную форму среза, условие, что зерна расположены на рабочей поверхности круга на одинаковых расстояниях от оси круга, равномерно распределены по его поверхности, а расстояние между соседними зернами, лежащими в одной плоскости, перпендикулярной к оси, значительно меньше, чем длина кривой контакта круга с деталью авторами [2, 6-8, 12, 13, 28-31 и др.] были выведены формулы для определения максимальной толщины среза металла, снимаемого отдельным абразивным зерном, в зависимости от различных параметров шлифования. При определении размеров запятообразного среза эти зависимости для плоского шлифования могут быть приведены к виду:

– длина дуги контакта;

$$l = \sqrt{Dt_f}$$

– длина дуги контакта с учетом шероховатости (см. рисунок 2,а)

$$l = \sqrt{D(t_f - y)} \quad (1)$$

где D – диаметр шлифовального круга, мм; t_f – действительная глубина микрорезания, мм; $(t_f - y)$ – ширина поверхности резания на рассматриваемом уровне.

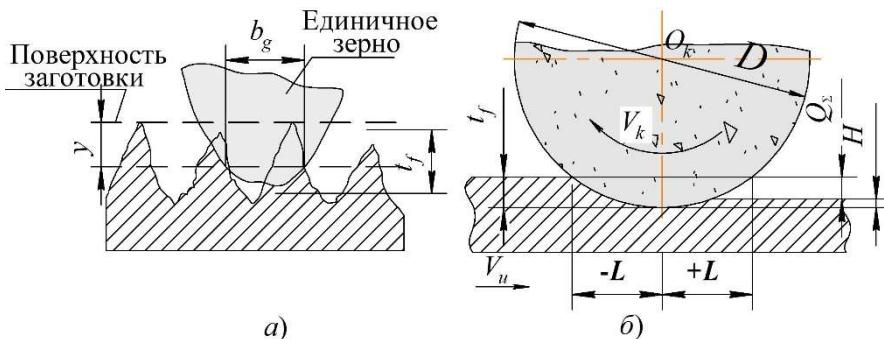


Рисунок 2 – Схема контактирования круга со шлифуемой поверхностью при плоском шлифовании

Действительная глубина микрорезания t_f (согласно рекомендаций [12, 32] и используя схему, показанную на рисунок 2,б) определяется как

$$t_f = 0,739Q_{\Sigma} + \sqrt{0,546Q_{\Sigma}^2 + \frac{13,66V_u\Delta r}{k_c(V_k \pm V_u)n_g\sqrt{D\rho_g}}} \quad (2)$$

где Q_{Σ} – суммарный съем материала, мм; k_c – коэффициент стружкообразования; V_u – скорость перемещение детали, м/мин; V_k – окружная скорость шлифовального круга, м/с; n_g – количество зерен в единице объема рабочего слоя инструмента; ρ_g – радиус округления вершины зерна, мкм; Δr – величина радиального съема металла, мкм.

Тогда зависимости для определения длины дуги контакта и толщины среза при плоском шлифовании примут вид:

$$l = \sqrt{D \cdot \left[\left(0,739Q_{\Sigma} + \sqrt{0,546Q_{\Sigma}^2 + \frac{13,66V_u\Delta r}{k_c(V_k \pm V_u)n_g\sqrt{D\rho_g}}} \right) - y \right]} \quad (3)$$

$$a_{z_{\max}} = \frac{2V_u\sqrt{t_f}}{60V_k} \sqrt{\frac{1}{D}} \quad (4)$$

В подобных формулах, полученных из геометрических построений, не учитывается переносное движение центра круга за время его поворота на угол, соответствующий расстоянию между контактирующими зернами. При таком упрощении толщина среза измеряется не по нормали к поверхности резания, что ведет к погрешности.

Используя полученные им уравнения траектории относительного рабочего движения, Е.Н. Маслов, предложил формулы для определения длины кривой контакта круга с деталью L_C и максимальной толщины среза $a_{z_{max}}$ при плоском шлифовании периферии круга (последнее получено путем деления максимальной суммарной толщины среза на число зерен, находящихся в пределах дуги контакта):

$$L_C = \left[1 \pm \frac{V_u}{60V_k} \right] \sqrt{Dt_f} \quad (5)$$

$$a_{z_{max}} = \frac{V_u \sqrt{t_f}}{60V_k} l_g \sqrt{\frac{1}{D} \cdot \frac{S}{B}} \quad (6)$$

где l_g – фактическое расстояние между последовательно контактирующими зернами, мм; S – продольная подача, мм/об; B – ширина круга, мм.

Однако при определении длины кривой контакта в рассмотренных уравнениях предполагается, что срез начинается от оси шлифовального круга. Это приводит к тому, что они не отражают зависимости длины контакта от фактического расстояния между контактирующими зернами, лежащими в одной плоскости, перпендикулярной оси круга.

Авторы [7, 23, 26], анализируя формулы для расчета толщины запятообразного среза, установили, что толщина стружки, подсчитанная для реальных случаев шлифования по формулам [2, 6-8] и других авторов, принявших запятообразную схему образования стружки, имеет очень малую величину, отличную от той толщины стружки, которую можно собрать в процессе шлифования. Они отмечают, что существующие формулы не позволяют точно определить толщину стружки, а лишь дают некоторое общее представление о влиянии подач, скоростей и диаметров круга и детали на толщину стружки, а, следовательно, и на весь процесс шлифования.

В работах [8, 9, 23, 26], на основе полученных уточненных уравнений траекторий, предложены зависимости для расчета длины кривой контакта при плоском шлифовании, однако анализ результатов расчета по этим зависимостям показывает, что они справедливы только для случая, когда контактирующие зерна находятся в пределах дуги контакта круга с деталью, а полученные уточнения, по сравнению с формулами [4], являются весьма незначительными и ими можно пренебречь.

В тоже время, при подстановке в них величины расстояния между абразивными зернами, превышающего длину дуги контакта, погрешность может достигать 100% и более. Поэтому, если расстояние между зернами больше длины дуги контакта, то толщину среза можно вычислить по формуле [8, 21, 22, 26 и др.]

$$Z = t - \frac{Rr + r^2}{R} \left[1 - \cos \left[\arcsin \frac{\sqrt{(2R + 2r - t)(2R - t)(2r - t)t}}{2r(R + r - t)} - \frac{180^\circ \ln n_u}{\pi R n_k} \right] \right] \quad (7)$$

где Z – толщина среза одним абразивным зерном, мм; R, r – радиусы шлифовального круга и детали, мм; t – глубина шлифования, мм; l_g – расстояние между абразивными зернами, мм; n_u, n_k – число оборотов детали и круга, об/мин.

При выводе формулы (7) используется упрощенная траектория – окружность, однако учитывается переносное движение центра круга за время его поворот на угол, соответствующий расстоянию между контактирующими зернами, в силу чего толщина среза определяется по нормали к поверхности резания. Поэтому формула (7) может использоваться при любых расстояниях между контактирующими зернами, в пределах которых при данных режимах шлифования существуют запятообразная форма среза. Величина погрешности расчета по этой формуле за счет упрощения траектории не установлена.

При сегментообразной форме среза длина кривой контакта определяется удвоением длины кривой (дуги) контакта, определенной по зависимостям для запятообразной формы среза [7, 17, 22, 23, 31 и др.]. Толщина среза при сегментообразной форме принимается равной глубине шлифования. Однако вопрос о глубине шлифования (фактической глубине резания при шлифовании) в литературе раскрыт противоречиво.

Так, в работах [4, 7, 9 и др.] отмечается, что существующее мнение о том, что фактическая глубина резания t_f меньше поперечной подачи t , является ошибочным. Наоборот, фактическая глубина резания всегда больше поперечной подачи и при обычных условиях

шлифования превышает ее в 15...30 раз. Он предлагает рассчитывать фактическую глубину резания по формуле $t_f = n \times t$, где величина n колеблется в пределах 1...12, в зависимости от формы срезов, зернистости круга, степени разновысотности, их износа и других условий обработки.

В работе [5, 8, 12, 21] указывается, что с учетом упругого отжатия технологической системы глубина шлифования будет отличаться и располагаться в пределах $t_f = t - c \pm x$ где c – величина отжатия, ориентированная на уменьшения глубины резания, мм; t – поперечная подача, мм; x – некоторая часть выступа (+) или впадины (-), мм, которая не была снята при предыдущем проходе зерна. При $x=c$, глубина резания равна поперечной подаче. В тех случаях, когда x имеет отрицательное значение (зерно попадает во впадину) t_f меньше t . Величина x может быть и больше t . Таким образом, толщина многих стружек снимаемых при шлифовании превосходит t более чем в 2 раза, но не в 15...30 раз.

Толщина и ширина среза определяют площадь поперечного сечения, которая используется при расчетах силы резания на зерне и объема единичного среза [5, 12, 22, 23 и др.]. Поперечное сечение среза является копией режущей части зерна произвольной формы и в исследованиях заменяется эквивалентной геометрической фигурой в соответствии с принятой упрощенной формой зерна и его режущей части. Теоретическая форма среза считается состоящей из двух участков: сегментообразного и трапецидального, в соответствии с наличием у абразивного зерна радиуса округления вершины и прямолинейной образующей.

Ширина и толщина слоя функционально зависят друг от друга – большей толщине снимаемого слоя соответствует его большая ширина. Эта зависимость выражается уравнением

$$b_z = 2 \left(\sqrt{2 \rho_a z - a_z^2} + (a_{z'} - a_z) \operatorname{tg} \varepsilon_m \right) \quad (8)$$

где b_z – ширина слоя для некоторой точки, мкм; ρ_a – радиус округления абразивного зерна, мкм; ε_m – угол профиля, град; a_z , $a_{z'}$ – глубины сечения, соответствующие сегментообразному участку профиля и рассматриваемой точки, мкм. В зависимости от глубины внедрения площадь сечения может состоять лишь из сегментообразного участка или из сегментообразного и трапецидального.

В тоже время взаимосвязь между толщиной и шириной среза авторы [12, 23, 33, 34 и др.] предлагают представлять параболической зависимостью

$$b = ma^n \quad (9)$$

где b , a – ширина и толщина среза, мкм; m , n – коэффициент и показатель степени, зависящие от зернистости, режимов правки, формы остряя правящего инструмента, степени затупления абразивного зерна.

Необходимо отметить, что функциональная связь между шириной и толщиной среза будет наблюдаться только при шлифовании полированных поверхностей, если срезы не перекрываются, или для точек поперечного сечения, расположенных ниже уровня перекрытия срезов. При наличии перекрытия функциональной зависимости ширины среза от толщины наблюдаться не будет. В работах [12, 21] исходя из равномерного перекрытия срезов сегментообразной формы, предлагается поперечную форму среза рассматривать в виде параллелограмма, площадь которого будет определяться как $f = t \times S_N$, где t – толщина среза, мм; S_N – поперечный шаг срезов, мм. Главным достоинством такого подхода при определении поперечного сечения среза является учет поперечного перекрытия срезов. Однако формулы для расчета размеров поперечного сечения выведены только для сегментообразных срезов и в силу этого носят частный характер.

Заключение

Основываясь на проведенном анализе, текущее состояние кинематики шлифования периферии круга и определения параметров единичных срезов может быть охарактеризовано следующим образом:

1. При шлифовании в основном различают две формы среза - запятообразную и сегментообразную. Не отрицая возможности появления при определенных режимах и условиях любой из этих форм, исследователи, схематизируя процесс шлифования, одну из форм среза, положенную в основу теории, распространяют на все виды и режимы шлифования. Такой подход может привести в определенных условиях к значительным погрешностям в расчете, несовпадению расчетных и экспериментальных технологических

показателей процесса шлифования и неправильной оценке влияния режимов обработки на технологические показатели.

2. Отсутствуют критерии, позволяющие определить вероятную форму среза для конкретных режимов шлифования.

3. Имеющиеся зависимости для расчета толщины запятообразного среза носят частный характер и не могут использоваться для исследований при изменении в широком диапазоне режимов шлифования и параметров, описывающих рельеф круга, без предварительного анализа их погрешности. Перечисленные недостатки в области исследования кинематики шлифования ставят, как одну из локальных, задачу получения зависимостей для расчета с достаточной точностью размеров единичных срезов при изменении в широком диапазоне расстояний между контактирующими зернами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кремень З.И., Юрьев В.Г., Бабошкин А.Ф. Технология шлифования в машиностроении. С-Пб.: Политехника, 2007. – 423 с.
2. Marinescu I.D., Rowe W.B., Dimitrov B., Inasaki I. Tribology of abrasive machining processes. Brent Beckley Inc. Publ., 2004. – 764 p.
3. Грановский Г.И. Кинематика резания. М: Машгиз, 1948. – 199 с.
4. Маслов Е.Н. Теория шлифования материалов. М: Машиностроение, 1974. – 320 с.
5. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения: в 10 т./ под ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. Т.4: Теория абразивной и алмазно-абразивной обработки материалов. Одесса: ОНПУ, 2002. – 802 с.
6. Jackson M.J., Davim P. Machining with Abrasives. Springer Science Publ., 2011. – 432 p.
7. Ипполитов Г.М. Абразивно-алмазная обработка. М: Машиностроение, 1969. – 334 с.
8. Попов С.А., Малевский Н.П., Терещенко Л.М. Алмазно-абразивная обработка металлов и твердых сплавов. М.: Машиностроение, 1977. – 262 с.
9. Denkena B., Kohler J., Kastner J. Chip formation in grinding: an experimental study// Production Engineering. 2012. №6 (2). – Р. 107-115.
10. Матюха П.Г. Теоретические и экспериментальные исследования кинематики процесса и рельефа круга при алмазно-искровом шлифовании: дис.... канд. техн. наук. – Донецк, 1979. – 230 с.
11. Malkin S., Guo C. Grinding technology. Theory and applications of machining with abrasives. Industrial press Publ., 2008. – 320 p.
12. Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке. Севастополь: Из-во СевНТУ, 2012. – 304 с.
13. Thomas Childs, Katsuhiro Mackawa, Toshiyuki Obikawa and Yasuo Yamane Metal Machining-Theory and Applications. Butterworth-Heinemann Publ., 2000. – 416 p.
14. Вульф А.М. Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. – 496 с.
15. Суслов А.Г. Качество поверхностного слоя деталей машин. М.: Машиностроение, 2000. – 320 с.
16. Воронцов А.Л., Албагачиев А.Ю., Султан-заде Н.М. Теоретические основы обработки металлов в машиностроении. Старый Оскол: ТНТ, 2014. – 552 с.
17. Rowe Brian W. Principles of modern grinding technology. Jordan Hill Publ., 2009. – 421 p.
18. Казаков В.Ф. Шлифование при повышенных скоростях резания. Киев: Техніка, 1971. – 171 с.
19. Брозголь И.М. Влияние финишных операций на долговечность подшипников: (Обзор). М.: НИИНавтопром, 1979. – 62 с.
20. Лурье Г.Б. Шлифование металлов. М: Машиностроение, 1969. – 172 с.
21. Marinescu I.D., Hitchiner M., Uhlmann E., Rowe W.B. Handbook of Machining with Grinding Wheels. CRC Press Publ., 2007. – 629 p.
22. Ящерицын П.И. Шлифование металлов. Минск: Беларусь, 1970. – 463 с.
23. Holtermann R., Schumann S. Modelling, simulation and experimental investigation of chip formation in internal traverse grinding // Production Engineering Research and Development. – 2013. – Vol. 7(2). – P. 251-263.
24. Tso P.L., Wu Sh. Analysis of grinding quantities through chip sizes// Material process technology. – 1999. – Vol. 95. – P. 1-7.
25. Kulik O.G., Demenkov V.A. Kinematics and dynamics of chip formation during grinding // International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017. Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 206. – P. 210-215.
26. Глейзер Л.А. О сущности процесса круглого шлифования // Сб.: Вопросы точности в технологии машиностроения. М.: Машгиз, 1959. – С. 91-95.
27. Shaw M.C. Principles of Abrasive Processing. University Press Publ., 1996. – 574 p.
28. Bogutsky V., Shron L., Yagyaev E. Evaluation of the effect of changing the geometry of the abrasive grains of the grinding wheel on the characteristics of the roughness of the grinded surface// IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMTME 2019. – 2020. – P. 044117.

29. Переладов А.Б., Камкин И.П., Анохин А.В., Кожевников И.В. Определение интегральных показателей кинематического взаимодействия шлифовального круга с заготовкой // Металлообработка. – 2013. – №5-6. – С. 28-34.
30. Старков В.К. Физика и оптимизация резания материалов. М.: Машиностроение, 2009. – 640 с.
31. Мацую С., Седзи К. Статистическое исследование механизма шлифования. Определение длины недеформируемой стружки. Сеймицу кикай, Т.36, 1970. – № 2. – С.115-120.
32. Novoselov Y., Bogutsky V., Shron L. Patterns of removing material in workpiece - grinding wheel contact area// International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017. Ser. «Procedia Engineering» 2017. – С. 991-996.
33. Воронов С.А., Вэйдун Ма, Воронова И.С. Стохастическая модель процесса абразивной обработки. Кинематика плоского шлифования. // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2017. – №11 (692). – С. 68-78.
34. Bogutsky V.B., Shron L.B., Yagyayev E.E. Analysis of existing approaches for describing the parameters of single sections during grinding// Journal of Physics: Conference Series. Ser. «International Scientific Practical Conference Materials Science, Shape-Generating Technologies and Equipment 2021, ICMSSTE 2021». – 2021. – С. 012026.

Богуцкий Владимир Борисович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь
кандидат технических наук, доцент кафедры
«Автоматизация и технология машиностроения»
299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33
E-mail: bogutskivb@yandex.ru

Шрон Леонид Борисович

ГБОУВО РК «Крымский инженерно-педагогический университет имени Февзи Якубова», г. Симферополь.
кандидат технических наук, доцент кафедры
«Электромеханики и сварки»
295015, Республика Крым, г. Симферополь, пер.
Учебный, д.8
E-mail: shronlb@mail.ru

BOGUTSKY V.B., SHRON L.B.

ANALYSIS OF METHODOLOGIES FOR EVALUATING SINGLE SECTIONS DURING GRINDING

Abstract. The analyzes various approaches to assessing the formation of an abrasive grain trace in the process of finishing abrasive machining of details. It is noted that the trace of abrasive grain has a significant impact on the working conditions of the tool and the output parameters of the process. It is established that in the process of interaction of abrasive grains and the processed material, sections can be formed both in the form of a comma and having the shape of a segment, which cannot be obtained in real processing conditions. It is shown that such an approach to all types and modes of grinding can lead to significant errors in calculations and, as a result, an incorrect assessment of the influence of processing modes on the technological parameters of the grinding process. The conducted research indicates the need to obtain analytical dependencies for calculating the size of single sections when changing over a wide range the distances between the contacting grains of the abrasive tool.

Keywords: grinding, abrasive grain, trajectory, cut shape, contact length, actual depth of cut.

BIBLIOGRAPHY

1. Kremen Z.I., YUrev V.G., Baboshkin A.F. Tekhnologiya shlifovaniya v mashinostroenii. S-Pb.: Politekhnika, 2007. – 423 s.
2. Marinescu I.D., Rowe W.B., Dimitrov B., Inasaki I. Tribology of abrasive machining processes. Brent Beckley Inc. Publ., 2004. – 764 s.
3. Granovskij G.I. Kinematika rezaniya. M: Mashgiz, 1948. – 199 s.
4. Maslov E.N. Teoriya shlifovaniya materialov. M: Mashinostroenie, 1974. – 320 s.
5. Fiziko-matematicheskaya teoriya processov obrabotki materialov i tekhnologii mashinostroeniya: v 10 t./ pod red. F.V. Novikova i A.V. YAKimova. T.4: Teoriya abrazivnoj i almazno-abrazivnoj obrabotki materialov. Odessa: ONPU, 2002. – 802 s.
6. Jackson M.J., Davim P. Machining with Abrasives. Springer Science Publ., 2011. – 432 s.
7. Ippolitov G.M. Abrazivno–almaznaya obrabotka. M: Mashinostroenie, 1969. – 334 s.
8. Popov S.A., Malevskij N.P., Tereshchenko L.M. Almazno-abrazivnaya obrabotka metallov i tverdyh splavov. M.: Mashinostroenie, 1977. – 262 s.
9. Denkena B., Kohler J., Kastner J. Chip formation in grinding: an experimental study// Production Engineering. 2012. №6 (2). – S. 107-115.
10. Matyuha P.G. Teoreticheskie i eksperimentalnye issledovaniya kinematiki processa i releta kruga pri almazno-iskrovom shlifovanii: dis.... kand. tekhn. nauk. – Doneck, 1979. – 230 s.
11. Malkin S., Guo C. Grinding technology. Theory and applications of machining with abrasives. Industrial press Publ., 2008. – 320 s.

12. Novoselov Y.U.K. Dinamika formoobrazovaniya poverhnostej pri abrazivnoj obrabotke. Sevastopol: Iz-vo SevNTU, 2012. – 304 s.
13. Thomas Childs, Katsuhiro Mackawa, Toshiyuki Obikawa and Yasuo Yamane Metal Machining-Theory and Applications. Butterworth-Heinemann Publ., 2000. – 416 s.
14. Вульф А.М. Резание металлов. Л.: Машиностроение, 1973. – 496 с.
15. Suslov A.G. Kachestvo poverhnostnogo sloya detaej mashin. M.: Mashinostroenie, 2000. – 320 s.
16. Voroncov A.L., Albagachiev A.YU., Sultan-zade N.M. Teoreticheskie osnovy obrabotki metallov v mashinostroenii. Staryj Oskol: TNT, 2014. – 552 s.
17. Rowe Brian W. Principles of modern grinding technology. Jordan Hill Publ., 2009. – 421 s.
18. Kazakov V.F. SHlifovanie pri povyshennyh skorostyah rezaniya. Kiev: Tekhnika, 1971. – 171 s.
19. Brozgol I.M. Vliyanie finishnyh operacij na dolgovechnost podshipnikov: (Obzor). M.: NIINavtoprom, 1979. – 62 s.
20. Lure G.B. SHlifovanie metallov. M: Mashinostroenie, 1969. – 172 s.
21. Marinescu I.D., Hitchiner M., Uhlmann E., Rowe W.B. Handbook of Machining with Grinding Wheels. CRC Press Publ., 2007. – 629 s.
22. YAshchericyn P.I. SHlifovanie metallov. Mn: Belarus, 1970. – 463 s.
23. Holtermann R., Schumann S. Modelling, simulation and experimental investigation of chip formation in internal traverse grinding // Production Engineering Research and Development. – 2013. – Vol. 7(2). – S. 251-263.
24. Tso P.L., Wu Sh. Analysis of grinding quantities through chip sizes// Material process technology. – 1999. – Vol. 95. – S. 1-7.
25. Kulik O.G., Demenkov V.A. Kinematics and dynamics of chip formation during grinding // International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017. Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 206. – S. 210-215.
26. Glejzer L.A. O sushchnosti processa kruglogo shlifovaniya // Sb.: Voprosy tochnosti v tekhnologii mashinostroeniya. M.: Mashgiz, 1959. – S. 91-95.
27. Shaw M.C. Principles of Abrasive Processing. University Press Publ., 1996. – 574 s.
28. Bogutsky V., Shron L., Yagyaev E. Evaluation of the effect of changing the geometry of the abrasive grains of the grinding wheel on the characteristics of the roughness of the grinded surface// IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. International Conference on Modern Trends in Manufacturing Technologies and Equipment 2019, ICMTME 2019. – 2020. – S. 044117.
29. Pereladov A.B., Kamkin I.P., Anohin A.V., Kozhevnikov I.V. Opredelenie integralnyh pokazatelej kinematiceskogo vzaimodejstviya shlifovalnogo kruga s zagotovkoj // Metalloobrabotka. – 2013. – №5-6. – S. 28-34.
30. Starkov V.K. Fizika i optimizaciya rezaniya materialov. M.: Mashinostroenie, 2009. – 640 s.
31. Macui S., Sedzi K. Statisticheskoe issledovanie mekhanizma shlifovaniya. Opredelenie dliny nedeformiruemoj struzhki. Sejmice kikaj, T.36, 1970. – № 2. – S.115-120.
32. Novoselov Y., Bogutsky V., Shron L. Patterns of removing material in workpiece - grinding wheel contact area// International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017. Ser. «Procedia Engineering» 2017. – C. 991-996.
33. Voronov S.A., Vejdun Ma, Voronova I.S. Stochastic model processa abrazivnoj obrabotki. Kinematika ploskogo shlifovaniya. // Izvestiya vysshih uchebnyh zavedenij. Mashinostroenie. – 2017. – №11 (692). – S. 68-78.
34. Bogutsky V.B., Shron L.B., Yagyayev E.E. Analysis of existing approaches for describing the parameters of single sections during grinding// Journal of Physics: Conference Series. Ser. «International Scientific Practical Conference Materials Science, Shape-Generating Technologies and Equipment 2021, ICMSSTE 2021». – 2021. – S. 012026.

Bogutsky Vladimir Borisovich

FSEI of HE «Sevastopol State University»,
Sevastopol
candidate of technical sciences, associate professor
of the Department of «Automation and Mechanical
engineering technology»
299053, Sevastopol, Universitetskaya St., 33
E-mail: bogutskivb@yandex.ru

Shron Leonid Borisovich

SBEIHE RC «Crimean Engineering and Pedagogical
University named after Fevzi Yakubov», Simferopol
candidate of technical sciences, associate professor of the
Department of «Electromechanics and welding»
295015, Republic of Crimea, Simferopol, lane Uchebny, 8
E-mail: shronlb@mail.ru

© Богуцкий В.Б., Шрон Л.Б., 2025

ПАХАЛЮК В.И., ПОЛЯКОВ А.М., РЫЖКОВ А.И.

ИННОВАЦИОННЫЙ МЕХАТРОННЫЙ СТЕНД-СИМУЛЯТОР ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ТОТАЛЬНЫХ ПРОТЕЗОВ КОЛЕННОГО СУСТАВА НА ИЗНОС

Аннотация. В данной работе обсуждается разработка и изготовление прототипа новой конструкции мехатронного стенда-симулятора для сертификационных испытаний протезов коленного сустава на износ, позволяющих создать законченное производство протезов коленного сустава в РФ. В качестве приводов в стенде-симуляторе применены шариковые винтовые механизмы. Создание осевой силы осуществлено за счет сжатия пружины посредством кулачкового механизма. Выполнены конечно-элементные расчеты рамной конструкции стенда-симулятора для достижения необходимой ее жесткости. Обеспечена конструктивно универсальность стенда-симулятора по возможности испытаний ряда размеров протезов, а также их типов.

Ключевые слова: мехатронный стенд для испытания суставов на износ, тотальный протез коленного сустава.

Введение

По данным Всемирной организации здравоохранения в 2019 году около 528 миллионов человек во всем мире страдали остеоартрозом, что на 113% больше, чем в 1990 году, и при распространенности в 365 миллионов коленный сустав является наиболее часто поражаемым суставом. По мнению большинства экспертов, наилучшим способом лечения остеоартроза на поздних стадиях развития является протезирование сустава и количество таких операций из года в год растет во всем Мире. В США около 4,0 млн. взрослых живут с протезами коленного сустава, что составляет примерно 4,2% населения в возрасте старше 50 лет [1]. В России, согласно национальному регистру, ежегодно проводится около 50,0 тыс. операций по протезированию коленного сустава [2]. Несмотря на то, что хирургическая операция по протезированию коленного сустава является одной из наиболее высокотехнологичных и во многом исключающей развитие перипротезных патологий, некоторая часть протезов преждевременно выходит из строя, что приводит к необходимости репротезирования сустава – очень травматичной и весьма дорогостоящей хирургической операции. Рынок протезирования коленного сустава фрагментирован из-за присутствия на нем нескольких ключевых игроков, среди которых значительную долю занимают несколько известных зарубежных компаний. В 2024 году объем мирового рынка замены коленного сустава оценивается в 11,74 млрд. \$ и, по прогнозам, достигнет 14,8 млрд. \$ к 2029 году, а среднегодовой темп роста составит 4,73% в течение 2024-2029 г.г. [3]. Учитывая приведенные выше данные, можно утверждать, что формирование в России отечественного рынка замены коленного сустава является важной задачей современности, решение которой не только будет способствовать повышению качества жизни и восстановлению двигательной активности большого числа людей, но и обеспечению технологического суверенитета страны. Для этого, в первую очередь, необходимо обеспечить развитие собственного производства и поступление на отечественный рынок качественных протезов коленного сустава. По мнению большинства экспертов, в области протезирования, одним из важнейших показателей качества протезов является минимальный износ материалов пар трения в течение всего срока службы, который должен быть подтвержден экспериментально на специализированном оборудовании, способном моделировать работу протеза в условиях *in vitro*, подобным естественным условиям в организме человека – *in vivo*. В результате выполненных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ был разработан прототип мехатронного стенда-симулятора (МСС) для испытаний на износ тотальных протезов коленного сустава (ТПКС) согласно требований отечественных стандартов в части кинематики движений и нагружения испытуемых образцов. Техническое устройство такого типа в Российской Федерации было разработано впервые.

Целью разработки новой конструкции МСС было обеспечить решение с его помощью важной технической задачи, состоящей в универсализации симулятора за счет создания

возможности испытаний ТПКС разных типоразмеров. Вместе с тем конструкция симулятора должна обладать минимальной сложностью, необходимой надежностью, простотой в переналадке в зависимости от типоразмеров протезов и требований к их испытаниям, и минимальной стоимостью. Эти качества являются серьезной новизной в конструкции симулятора. Кроме этого, новые технические решения, принятые на стадии проектирования, позволили использовать в симуляторе только мехатронные модули с управляемыми серводвигателями, исключив пневмо- и гидроприводы и, как следствие, сопутствующие им недостатки. Для управления МС было разработано специализированное программное обеспечение, позволившее организовать синхронную работу всех мехатронных модулей, обеспечивающих требуемые кинематические и силовые параметры испытаний ТПКС.

Основная часть

Испытание на износ ТПКС определяется тремя отечественными стандартами [4–6] на основе стандартов ISO. Стенды-симуляторы, на которых проводят испытания на износ материалов пар трения ТПКС, позволяют моделировать работу коленного сустава, характеризующуюся движением бедра сгибание/разгибание (flexion/extension – FE), линейным движением большеберцового компонента протеза – передне-заднее смещение (ПЗ) (anterior/posterior displacement – AP) и его вращательным движением – большеберцовая ротация (tibial rotation – inward/outward rotation IOR) вокруг вертикальной оси. Для стандарта [4] управление указанными перемещениями осуществляется посредством генерируемых усилий ПЗ силы (APF) и момента большеберцовой ротации (TRT). Кроме этого, испытуемые образцы ТПКС в процессе испытаний нагружаются осевой силой F, моделирующей действие функциональной нагрузки на сустав в процессе ходьбы человека, вокруг которой осуществляется вращение IOR. Графики функций $FE=FE(t)$, $F=F(t)$, регламентированных [4], показаны на рисунке 1 и $APF=APF(t)$, $TRT=TRT(t)$ на рисунке 2. Графики функций $FE=FE(t)$ и $F=F(t)$ для стандарта [6] остаются такими же, а графики функций $AP=AP(t)$, $IOR=IOR(t)$ показаны на рисунке 3.

Для определения конструкции стенда-симулятора необходимо рассмотреть только два стандарта [4] и [6], так как в них изложены требования, позволяющие обеспечить их конструктивное выполнение. При этом первый стандарт отличается от второго тем, что в нем учитывается силовое взаимодействие (APF) при обеспечении перемещения (AP) и моментное (TRT) при большеберцовой ротации IOR. Во втором стандарте учитывают только кинематические перемещения: AP и IOR.

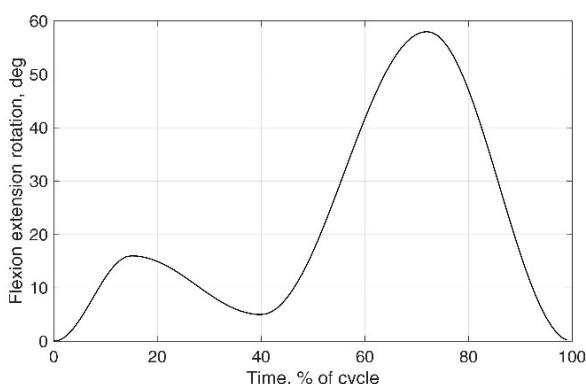
Представленные в стандартах [4, 6] диаграммы изменения параметров табулированы в виде таблиц, где длина цикла представлена в количестве 100 равноотстоящих точек. Диапазоны изменения параметров на диаграммах рисунка 1 согласно стандарта [4] составляют:

- экстремумы угла сгибания (flexion): минимум 0°, максимум +58° с допустимым отклонением ±5 % от максимального значения в градусах;
- экстремумы осевой силы: минимум 168 Н, максимум 2600 Н с допустимым отклонением ±5% от максимального значения в Н;
- экстремумы ПЗ силы (APF): минимум -265 Н, максимум 110 Н с допустимым отклонением ±5% от максимального значения в Н;
- экстремумы момента большеберцовой ротации (TRT): минимум -1,0 Нм, максимум 6,0 Нм с допустимым отклонением ±5% от максимального значения в Нм.

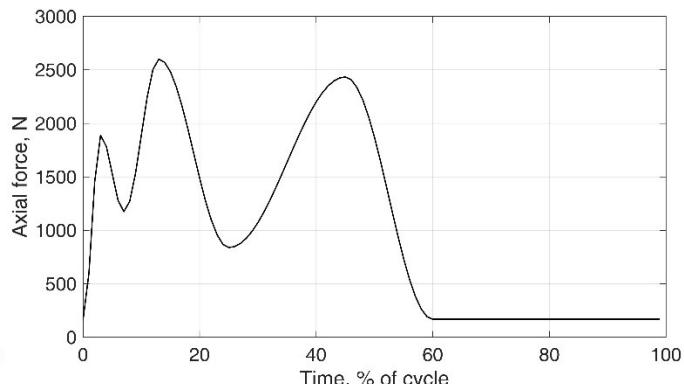
Диапазоны изменения параметров на диаграммах рисунка 2 согласно стандарта [6] составляют:

- экстремумы ПЗ перемещения: минимум -5,2 мм, максимум 0 мм с допустимым отклонением ±5% от максимального по модулю значения в мм;
- экстремумы углов большеберцовой ротации: минимум -1,9°, максимум +5,7° с допустимым отклонением ±5% от максимального значения в градусах.

Частота цикла испытаний для обоих стандартов составляет $(1\pm0,1)$ Гц, а температура жидкой тестовой среды в процессе испытаний лежит в диапазоне (37 ± 2) °C.

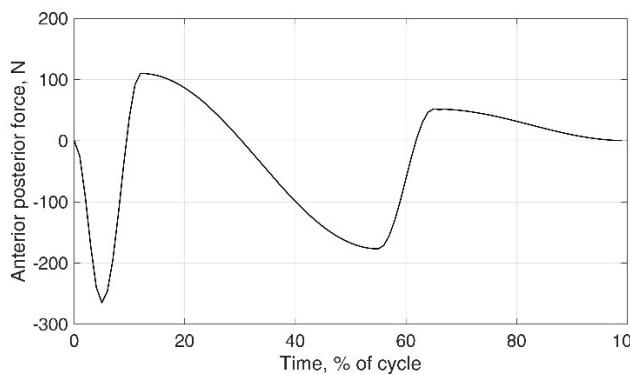


а) Изменение угла сгибания со временем

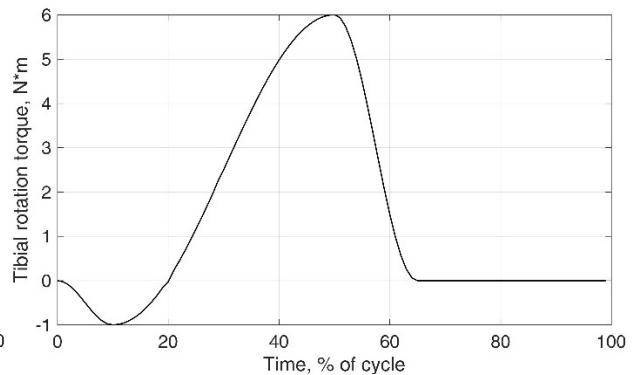


б) Изменение осевой силы со временем

Рисунок 1 – Изменение со временем а) функции угла сгибания $FE=FE(t)$ и б) функции осевой силы $F=F(t)$

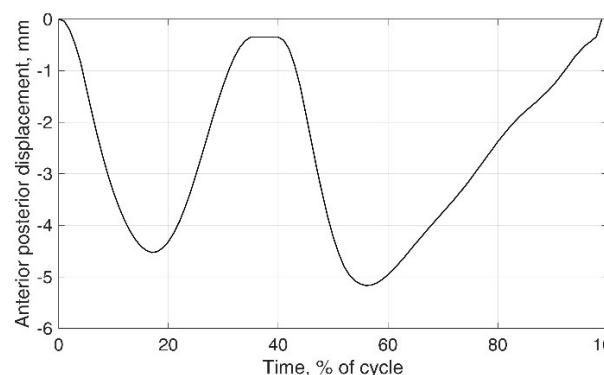


а) Изменение ПЗ силы со временем

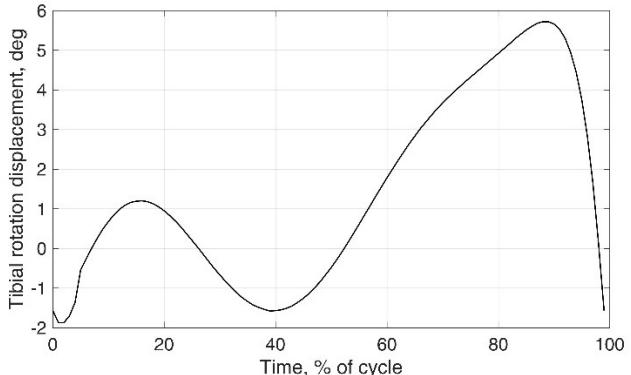


б) Изменение момента большеберцовой ротации со временем

Рисунок 2 – Изменение со временем а) функции ПЗ силы $APF=APF(t)$ и б) функции момента большеберцовой ротации $TRT=TRT(t)$



а) Изменение ПЗ смещения со временем, мм



б) Изменение большеберцовой ротации со временем, град.

Рисунок 3 – Изменение со временем а) функции ПЗ смещения $AP=AP(t)$ и б) функции большеберцовой ротации $IOR=IOR(t)$

В современных исследовательских центрах испытаниям на износ, как одному из важнейших факторов, непосредственным образом оказывающих влияние на качество ТПКС, уделяется повышенное внимание. Для этих целей в последние годы создано множество конструкций стендов-симуляторов, позволяющих в процессе испытаний моделировать процесс ходьбы человека, которые используются для исследовательских и сертификационных испытаний ТПКС. В том числе, это стены-симуляторы конструкций EndoLab Mechanical Engineering GmbH (www.endolab.org), MTS Systems Corporation (www.mts.com) и др. компаний. Качественные стены-симуляторы представляют собой весьма дорогостоящие изделия, которые практически не поставляются на рынок и используются компаниями-производителями в основном для комплектации собственных испытательных центров.

МСС представляет собой сварную рамную конструкцию 1, состоящую из двух испытательных блоков, выстроенных параллельно, общий вид 3d-модели которой показан на рисунках 4 и 5. Каждый блок включает по четыре станции, где три станции подвижные 2 для обеспечения указанных в стандартах перемещений и одна неподвижная 3 для проверки намокания в случае применения в протезе 4 пластиковой большеберцовой пластины. Осевая сила генерируется кулачковым механизмом сразу на четырех станциях каждого блока посредством сжатия пружины в стакане 5 каждой станции, шток от которого через шариковый подшипник контактирует с кулачком рамного поворотного элемента 6, который приводится во вращение электрическим серводвигателем с редуктором 7.

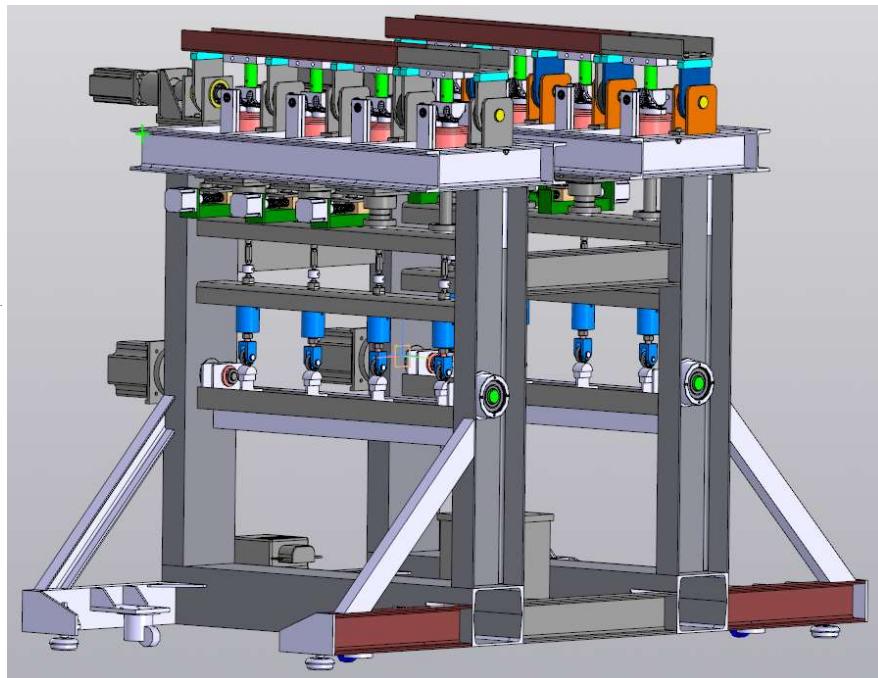


Рисунок 4 – Вид общий 3D модели МСС

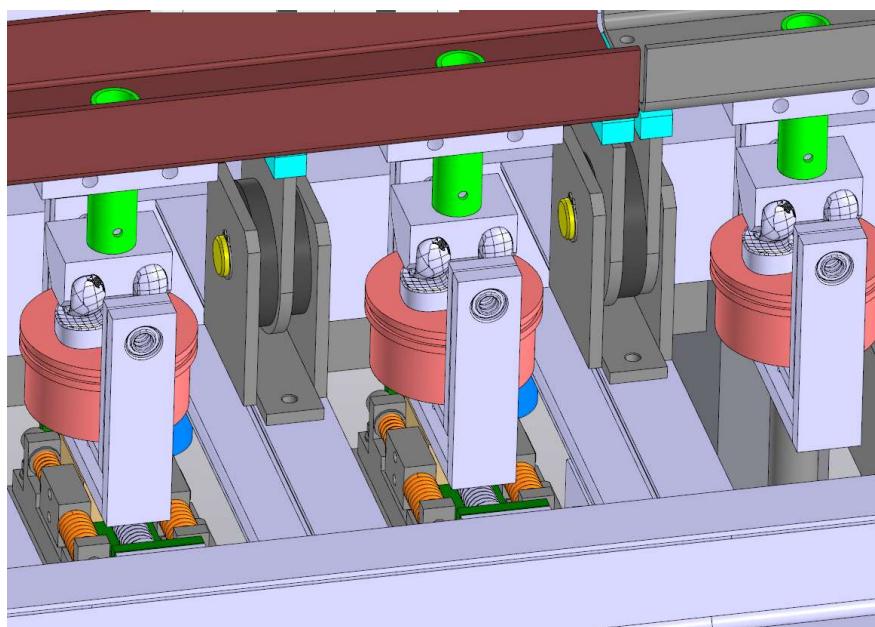


Рисунок 5 – Вид на испытательную станцию с протезом, на модуль ПЗ с пружинами и на узел сгибаания

Через вертикальную тягу осевая сила передается к механизму 8, с линейным электрическим серво-шаговым приводом с шариковой винтовой парой, обеспечения ПЗ перемещения, где на U-образном кронштейне 9 с возможностью качания установленна люлька

10, на которой помещен держатель 11 большеберцового компонента протеза в стакане (не показан), содержащем испытываемый образец протеза. Наличие люльки необходимо для обеспечения само центрирования большеберцового компонента по отношению к вертлужному компоненту протеза. Вращение большеберцового компонента протеза обеспечивается механизмом 12 с линейным электрическим серво-шаговым приводом с шариковой винтовой парой. Бедренный компонент протеза установлен в держателе 13, закрепленным в рамном механизме обеспечения сгиба 14, где для его осуществления сразу на трех станциях применяется привод 15 с электродвигателем и планетарным редуктором. Испытуемый протез на каждой станции находится в защищенном стакане, выполненном из литейного пищевого силикона, заполненном жидкостью для испытания с постоянной температурой, рециркулируемой перистальтическим насосом из бака. Для поддержания необходимой температуры испытательной жидкости предусмотрен термостат.

В разработанной конструкции МСС полностью обеспечиваются требования стандарта [4] по управлению движениями посредством силы, согласно диаграммам рисунков 1 и 2, за счет применения в конструкции пружин с регламентированными жесткостями. Также МСС удовлетворяет стандарту [6], где управление движениями осуществляется посредством перемещений, согласно диаграммам рисунка 3, когда воздействие указанных пружин просто устраняется при испытании протезов.

Также в конструкции предусмотрена регулировка для обеспечения возможности испытания протезов в существующем диапазоне их типоразмеров. В этом случае осуществляется регулировка величины радиуса вращения бедренного компонента протеза относительно большеберцового, чтобы ось этого вращения совпадала с неподвижной осью сгиба в МСС. Это осуществляется как вертикальным перемещением большеберцового компонента протеза путем регулировки толщины прокладки под механизмом осуществления ПЗ движения, так и вертикальным перемещением крепления бедренного компонента с последующей его фиксацией посредством клеммы на поперечинах подвижных и неподвижной станций. Также для этого выполняется регулировка горизонтального положения протеза, что осуществляется путем горизонтального перемещения каретки линейного привода АР движения. Кроме того, для испытаний в МСС используется большеберцовый компонент протеза, как с наличием ножки, так и при ее отсутствии, что предусмотрено наличием универсального отверстия в держателе бедренного компонента, под который готовится индивидуальная втулка с антиротацией для каждого вида и типоразмера протеза. Таким образом предусмотрено, что после снятия большеберцового компонента протеза для измерения износа, он устанавливается на станции в то же положение для продолжения испытания, какое было при его снятии.

Рамный поворотный элемент 6 разработан на основе отрезка швеллера и обеспечивает создание осевой силы одновременно на четырех станциях посредством его поворота электродвигателем с редуктором 7 вокруг продольной оси за счет наличия в конструкции кулачков. Согласно требованию стандарта [4] величина погрешности создания осевой силы составляет $\pm 5\%$ от ее максимальной величины, равной 2600 Н. Форма кулачков так спроектирована, что эта величина силы обеспечивается сжатием пружины примерно на 6,5 мм, поэтому такая погрешность не должна превышать 130 Н при деформации, которая составляет 0,325 мм. Были разработаны несколько конструкций такого рамного элемента и выполнен их конечно-элементный анализ в программной среде Workbench ANSYS. На рисунке 6 представлена 3D модель одной из конструкций указанного элемента, показаны четыре нагружаемые осевой силой кулачка для каждой из четырех станций и на одном из них визуализирован вектор максимальной осевой силы F. Результат расчета его общей деформации в метрах представлен на рисунке 7, где по краям слева и справа изображены, синим цветом, кронштейны, которые конструктивно жестко закреплены к раме МСС. Величина максимальной общей деформации составила 0,252 мм, что не превышает указанного ее предельного значения в 0,325 мм и такая конструкция рамного поворотного элемента была принята при проектировании МСС.

Одним из главных факторов новизны конструкции МСС является применение серво-

шаговых электродвигателей для осуществления перемещений ПЗ и большеберцового вращения, обеспечивающих высокую скорость для успешного воспроизведения диаграмм на рисунках 2 и 3 при погрешностях, не превышающих 0,1 мм линейного перемещения.

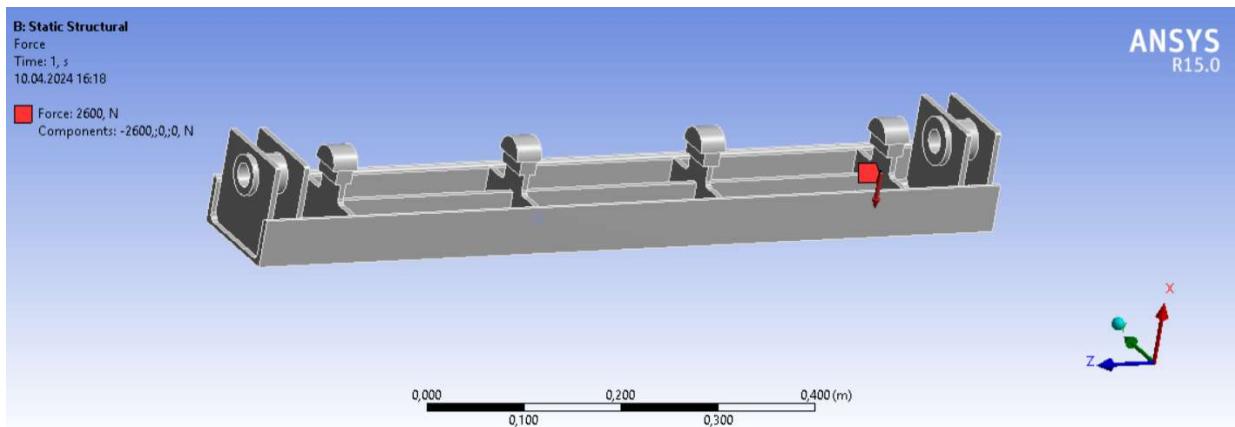


Рисунок 6 – 3D модель одной из конструкций рамного поворотного элемента

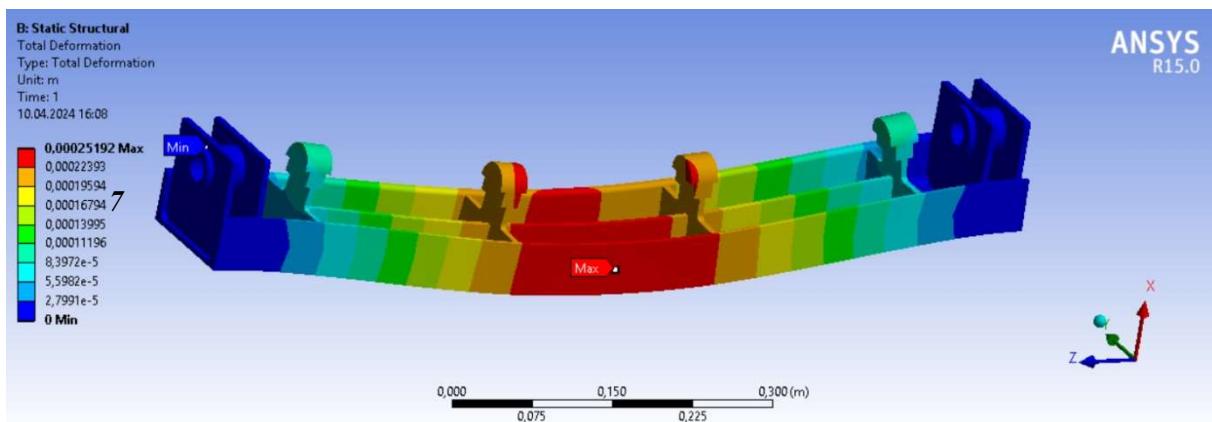


Рисунок 7 – Результат расчета общей деформации рамного элемента, показанного на рисунке 6, мм

Другим фактором новизны конструкции МСС является метод создания осевой силы с помощью кулачков, находящихся на рамном поворотном элементе. С этой целью выполнен синтез кулачкового механизма в виде закона изменения угла поворота указанного рамного элемента для создания закона изменения осевой силы на одной станции согласно диаграмме, представленной на рисунке 1б. Для этого выполнен синтез функции положения кулачкового механизма. При этом профили кулачков представляют собой комбинации двух поверхностей: плоской и цилиндрической. Схема кулачкового механизма для создания осевой силы показана на рисунке 8.

При проектировании рамных конструкций стенда необходимо было учитывать приведенный в стандарте допустимый диапазон изменения осевой силы, который составляет ± 90 Н при пиковой ее величине 3000 Н. Исходя из этого, суммарная деформация всей рамной конструкции в данном случае не должна изменять величину сжатия пружины нагрузки, которая бы имела возможность генерировать значение силы по модулю более 90 Н. С этой целью был выполнен конечно-элементный анализ рамной конструкции стенда для определения величины ее общей деформации. На рисунке 3 представлена схема нагружения указанной конструкции осевой силой на каждую испытательную станцию величиной 3000 Н, а на рисунке 4 – картина результата расчета общей деформации при данном нагружении, которая показывает, что необходимая жесткость конструкции обеспечивается.

Кулачковый механизм представляет собой подвижное соединение двух звеньев: самого кулачка 1 и цилиндрического толкателя 2. Входным звеном является кулачок, вращающийся

по закону $\omega = \omega(t)$, а выходным звеном – поступательно движущийся толкатель со скоростью $v = v(t)$.

Кулачок 1, как было отмечено выше, представляет собой деталь, часть профиля которой является плоскостью BD , а остальная часть – ограничена цилиндрической поверхностью радиуса r . Ее центр C смещен относительно центра вращения кулачка O на величину e (эксцентриситет). Следовательно, длина плоского участка профиля кулачка также равна e . Цилиндрический толкатель 2 представляет собой ролик радиуса R .

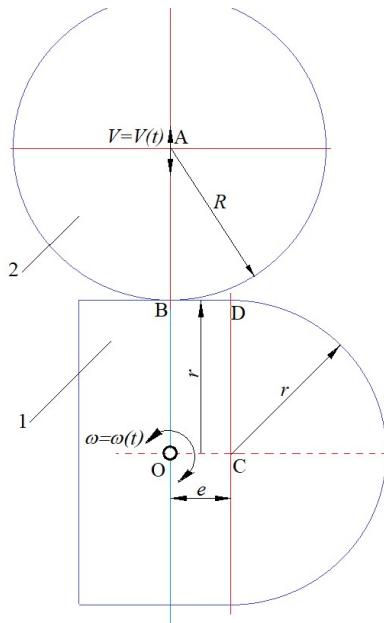


Рисунок 8 – Схема кулачкового механизма для создания осевой силы в начальном положении

Такая конструкция кулачкового механизма приводит к тому, что точка контакта профилей кулачка и толкателя перемещается в плоскости движения звеньев и ее положение зависит от того какая часть профиля кулачка находится в контакте с толкателем. В связи с этим рассмотрено два варианта контакта:

- вариант 1: контакт цилиндрического толкателя с плоской поверхностью кулачка (рисунок 9а);
- вариант 2: контакт цилиндрического толкателя с плоской цилиндрической поверхностью кулачка (рисунок 9б).

В первом варианте плоскость EB перпендикулярна OE и AB_1 . Следовательно, углы EOB_0 и AB_1B_0 равны углу поворота кулачка φ .

Пусть точка K лежит на пересечении линий AO и EB_1 . Тогда из рисунка 9б следует, что $\frac{r}{OK} = \cos\varphi$ и $\frac{R}{AK} = \cos\varphi$. Следовательно, межосевое расстояние при угле поворота кулачка φ определяется зависимостью

$$a(\varphi) = OK + AK = \frac{r+R}{\cos\varphi}. \quad (1)$$

При $\varphi = 0$, $a(0) = r + R$ и перемещение толкателя при контакте с плоским участком кулачка равно

$$s(\varphi) = a(\varphi) - a(0) = (r + R) \left(\frac{1}{\cos\varphi} - 1 \right). \quad (2)$$

Необходимо отметить, что проекция отрезка EB_1 на горизонтальную плоскость определяется выражением

$$PR_{EB_1} = rsin\varphi + Rsin\varphi = (r + R)sin\varphi.$$

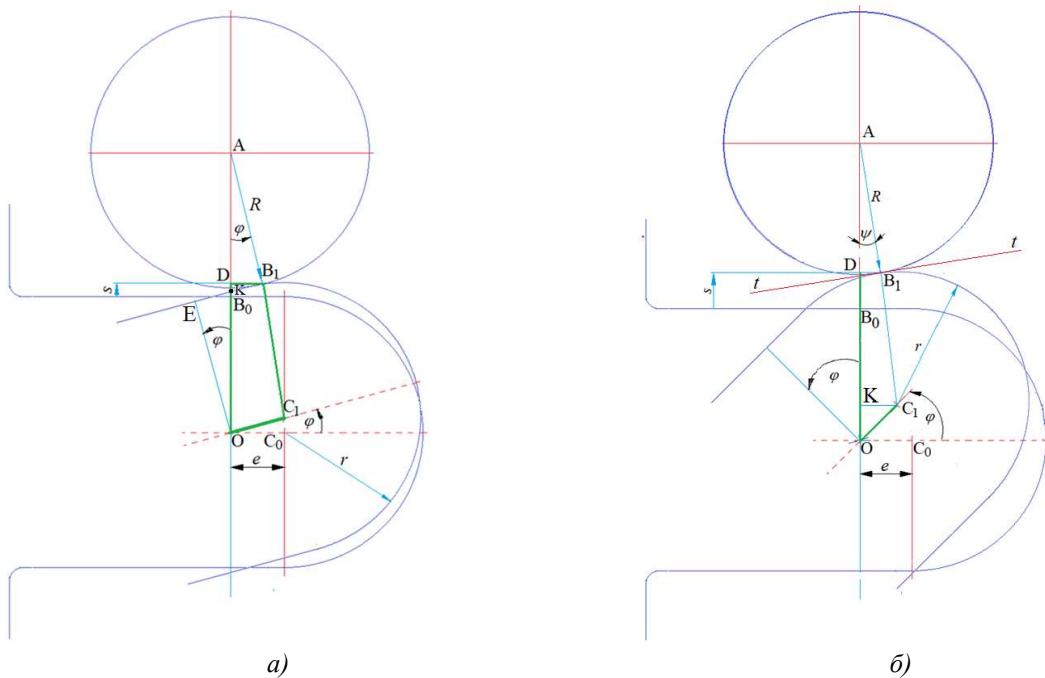


Рисунок 9 – Схема кулачкового механизма в контакте толкателя:

a) с плоской поверхностью (вариант 1), б) с цилиндрической поверхностью (вариант 2)

Отсюда следует, что контакт толкателя с плоской поверхностью кулачка будет возможен только при выполнении условия

$$(r + R)\sin\varphi \leq e,$$

или

$$\varphi \leq \arcsin\left(\frac{e}{r+R}\right). \quad (3)$$

При $\varphi > \frac{e}{r+R}$ – контакт толкателя будет происходить с цилиндрической поверхностью кулачка, что соответствует варианту 2, который далее рассмотрен подробно.

Из рисунка 9б следует, что $KC_1 = e\cos\varphi$. Следовательно, принимая во внимание тот факт, что радиусы толкателя $AB_1 = R$ и кулачка $C_1B_1 = r$ лежат на одной линии, перпендикулярной общей касательной $t - t$, получают

$$\sin\psi = \frac{KC_1}{AC_1} = \frac{e}{r+R} \cos\varphi. \quad (4)$$

Таким образом:

$$\begin{aligned} \cos\psi &= \sqrt{1 - \sin^2\psi} = \frac{\sqrt{(r+R)^2 - e^2\cos^2\varphi}}{r+R}, \\ AO &= AC_1\cos\psi + es\sin\varphi = (r + R)\cos\psi + es\sin\varphi \end{aligned}$$

или

$$AO = \sqrt{(r + R)^2 - e^2\cos^2\varphi} + es\sin\varphi.$$

Если принять во внимание, что при $\varphi = 0$ $AO = r + R$, то перемещение толкателя при контакте с цилиндрической частью профиля кулачка

$$s(\varphi) = \sqrt{(r + R)^2 - e^2\cos^2\varphi} + es\sin\varphi - r - R. \quad (5)$$

Общая функциональная зависимость перемещения толкателя от угла поворота кулачка (функция положения), имеет вид

$$s(\varphi) = \begin{cases} (r + R) \left(\frac{1}{\cos\varphi} - 1 \right), & \text{if } \varphi \leq \arcsin\left(\frac{e}{r+R}\right) \\ \sqrt{(r + R)^2 - e^2\cos^2\varphi} + es\sin\varphi - r - R, & \text{otherwise} \end{cases}. \quad (6)$$

При размерах кулачкового механизма: $r = 40\text{мм}$, $R = 40\text{мм}$, $e = 8\text{мм}$ график функции (6) имеет вид, показанный на рисунке 10а. Принимая во внимание жесткость пружины привода создания осевой нагрузки $c = 415230 \text{Н/м}$, получают требуемый закон перемещения толкателя кулачкового механизма, представленный на рисунке 10б, а полученные значения

осевой силы совпадают с диаграммой на рисунке 1б, согласно стандарта [4].

Таким образом, представленный метод создания величины осевой силы с помощью разработанного кулачкового механизма, позволяет снизить сложность конструкции МСС, его стоимость и обеспечить надежность получения заданной диаграммы изменения осевой силы за 1 цикл испытания.

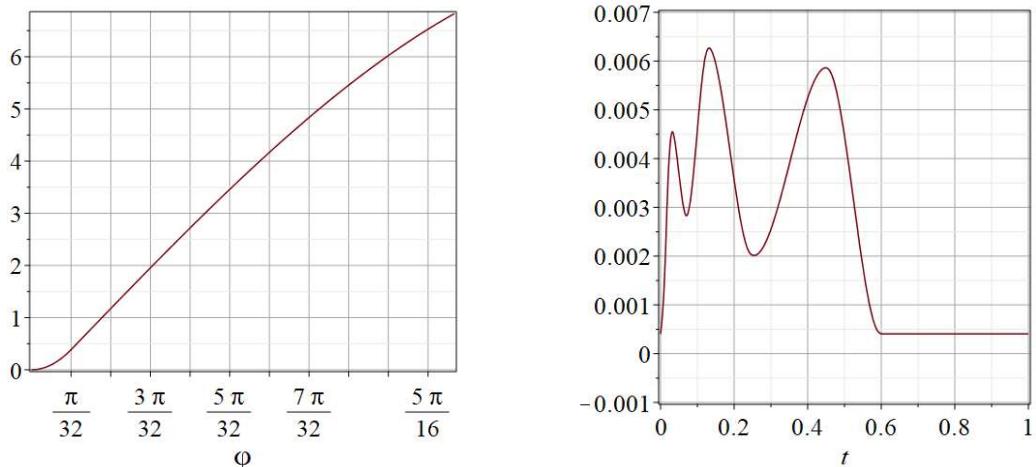
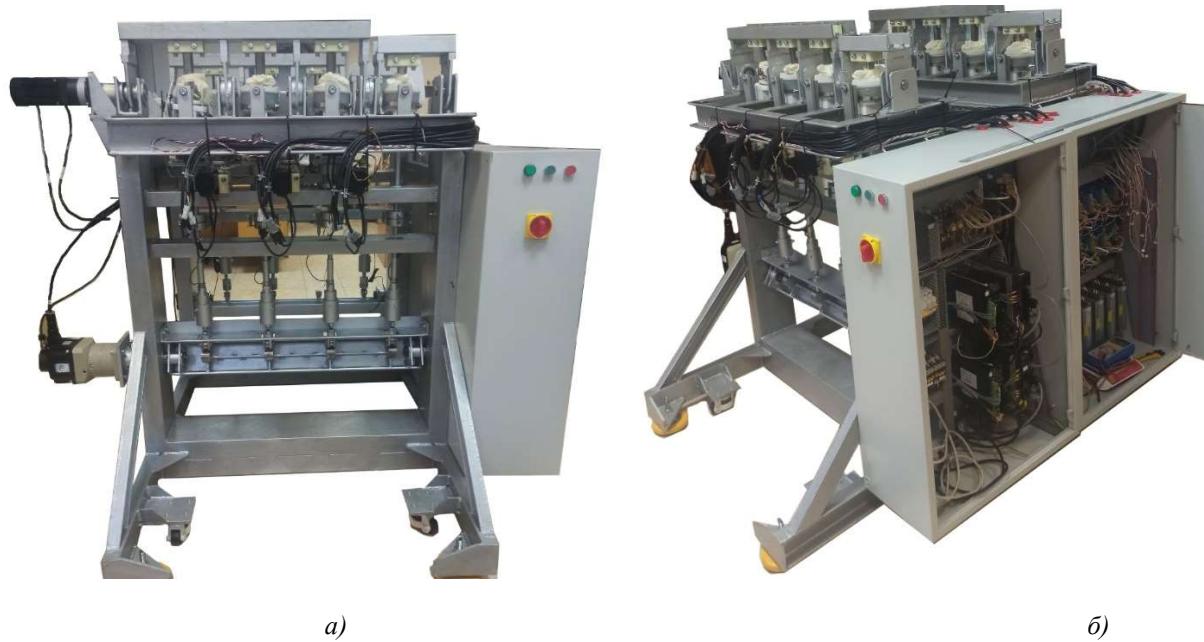


Рисунок 10 – Графики а) функции положения $s = s(\phi)$ кулачкового механизма (мм), б) перемещения толкателя кулачкового механизма создания осевой силы (м)

В результате выполненных научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ был изготовлен прототип новой конструкции МСС для испытания ТПКС на износ, который показан на рисунке 11, а на рисунке 12 представлен стакан испытательной станции, в котором находится испытуемый ТПКС в жидкости для испытания.



*Рисунок 11 –Общий вид изготовленного МСС для испытания ТПКС на износ:
а) вид спереди, б) вид на ящики с системой управления*

Заключение

Рассмотрена разработка и изготовление прототипа новой конструкции мехатронного стенда-симулятора для сертификационных испытаний протезов коленного сустава на износ. Натурные испытания разработанного прототипа МСС подтвердили его работоспособность и функциональность, отвечающую всем требованиям стандартов [4, 6]. После незначительной

доработки конструкции и подтверждения заявленного ресурса, МСС может быть использован для проведения сертификационных испытаний достаточно большой номенклатуры ТПКС различных типоразмеров. Кроме этого, МСС может использоваться и в исследовательских целях, например, для оценки износа материалов пар трения при повседневной деятельности человека.



Рисунок 12 – Стакан испытательной станции с испытуемым протезом внутри

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. National Library of Medicine: офиц. сайт. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.nlm.nih.gov/> (дата обращения: 25.03.2025).
2. Преображенский П.М. Эндопротезирование коленного сустава в клинической практике: анализ 36 350 наблюдений из регистра НМИЦ ТО имени Р.Р. Вредена / П.М. Преображенский, А.С. Филь, Н.Н. Корнилов и др. // Травматология и ортопедия России. – 2023. – Т. 29. – №3. – С. 73-85. doi: 10.17816/2311-2905-9349.
3. MORDOR Intelligence. Анализ размера и доли рынка замены коленного сустава – тенденции роста и прогнозы (2024–2029 гг.). – Режим доступа: <https://www.mordorintelligence.com/ru/industry-reports/knee-replacement-market> (дата обращения: 25.03.2025).
4. ГОСТ Р ИСО 14243-1-2012. Имплантаты для хирургии. Износ тотальных протезов коленного сустава. Часть 1. Параметры нагружения и перемещения для испытательных машин с контролем нагрузки и окружающих условий при испытании [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://allgosts.ru/11/040/gost_r_iso_14243-1-2012 (дата обращения: 25.03.2025).
5. ГОСТ Р ИСО 14243-2-2012. Имплантаты для хирургии. Износ тотальных протезов коленного сустава. Часть 2. Методы измерения [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://allgosts.ru/11/040/gost_r_iso_14243-2-2012 (дата обращения: 25.03.2025).
6. ГОСТ Р ИСО 14243-3-2012. Имплантаты для хирургии. Износ тотальных протезов коленного сустава. Часть 3. Параметры нагружения и перемещения для испытательных машин с контролем перемещения и окружающих условий при испытании [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://allgosts.ru/11/040/gost_r_iso_14243-3-2012 (дата обращения: 25.03.2025).

Пахалюк Владимир Иванович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный
университет»,
канд. техн. наук, доцент, ведущий
научный сотрудник научной
лаборатории «Биомеханика»,
ул. Университетская 33, г.
Севастополь, 299053
Тел. +7 978 764 06 00
E-mail: pahaluk@sevsu.ru

Поляков Александр Михайлович
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный университет»,
канд. техн. наук, доцент, ведущий
научный сотрудник научной
лаборатории «Биомеханика»,
ул. Университетская 33, г.
Севастополь, 299053
Тел. +7 978 703 88 26
E-mail: a.m.poljakov@sevsu.ru

Рыжков Александр Игоревич
ФГАОУ ВО «Севастопольский
государственный
университет»,
канд. техн. наук,
доцент кафедры «Цифровое
проектирование»,
ул. Университетская 33, г.
Севастополь, 299053
Тел. +7 978 847 37 49
E-mail: airyzhkov@sevsu.ru

PAKHALIUK V.I., POLIAKOV A.M., RYZHKOV A.I.

INNOVATIVE MECHATRONIC SIMULATOR BENCH FOR WEAR TESTING OF TOTAL KNEE JOINT PROSTHESES

Abstract. This paper discusses the development and production of an improved prototype of a mechatronic simulator bench for certification wear testing of knee joint prostheses, allowing for the creation of a complete production of knee joint prostheses in the Russian Federation. Ball screw mechanisms are used as drives in the simulator bench. The axial force is created by compressing the spring using a cam mechanism. Finite element calculations of the bench frame structure are performed to achieve the required rigidity. The universality of the simulator bench is provided by the design in terms of the ability to test a number of prosthesis sizes, as well as their types.

Keywords: mechatronic bench for joints wear testing, total knee joint prosthesis.

BIBLIOGRAPHY

1. National Library of Medicine: ofits. sayt. [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: <https://www.nlm.nih.gov/> (data obrashcheniya: 25.03.2025).
2. Preobrazhenskiy P.M. Endoprotezirovaniye kolennogo sustava v klinicheskoy praktike: analiz 36 350 nablyudeniy iz registra NMITS TO imeni R.R. Vredena / P.M. Preobrazhenskiy, A.S. Fil, N.N. Kornilov i dr. // Travmatologiya i ortopediya Rossii. – 2023. – T. 29. – №3. – C. 73-85. doi: 10.17816/2311-2905-9349.
3. MORDOR Intelligence. Analiz razmera i doli rynka zameny kolennogo sustava – rost i prognozy (2024–2029 gg.). – Rezhim dostupa: <https://www.mordorintelligence.com/ru/industry-reports/knee-replacement-market> (data obrashcheniya: 25.03.2025).
4. GOST R ISO 14243-1-2012. Implantaty dlya khirurgii. Iznos totalnykh protezov kolennogo sustava. Chast 1. Parametry nagruzki i peremeshcheniya dlya ispytatelnykh mashin s kontrolem nagruzki i soputstvuyushchimi usloviyami pri ispytanii [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: https://allgosts.ru/11/040/gost_r_iso_14243-1-2012 (data obrashcheniya: 25.03.2025).
5. GOST R ISO 14243-2-2012. Implantaty dlya khirurgii. Iznos totalnykh protezov kolennogo sustava. Chast 2. Metody izmereniya [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: https://allgosts.ru/11/040/gost_r_iso_14243-2-2012 (data obrashcheniya: 25.03.2025).
6. GOST R ISO 14243-3-2012. Implantaty dlya khirurgii. Iznos totalnykh protezov kolennogo sustava. Chast 3. Parametry nagruzheniya i peremeshcheniya dlya ispytatelnykh mashin s kontrolem peremeshcheniya i prilegayushchimi usloviyami pri ispytanii [Elektronnyy resurs]. – Rezhim dostupa: https://allgosts.ru/11/040/gost_r_iso_14243-3-2012 (data obrashcheniya: 25.03.2025).

Pakhaliuk Vladimir Ivanovich
FSAEI HE "Sevastopol State University",
Ph.D., Associate Professor, Leading researcher of the "Biomechanics" research laboratory,
Universitetskaya Str. 33, Sevastopol, 299053
Phone: +7 978 764 06 00
E-mail: pahaluk@mail.sevsu.ru

Poliakov Aleksandr Mikhailovich
FSAEI HE "Sevastopol State University",
Ph.D., Associate Professor, Leading researcher of the "Biomechanics" research laboratory,
Universitetskaya Str. 33, Sevastopol, 299053
Phone: +7 978 703 88 26
E-mail: a.m.poljakov@mail.sevsu.ru

Ryzhkov Aleksandr Igorevich
FSAEI HE "Sevastopol State University",
Ph.D., Associate Professor,
Universitetskaya Str. 33,
Sevastopol, 299053
Tel. +7 978 847 37 49
E-mail: airyzhkov@mail.sevsu.ru

© Пахалюк В.И., Поляков А.М., Рыжков А.И., 2025

СВИРИДЕНКО И.И., ЗУЕВ С.В., СВИРИДЕНКО Д.И., СВИРИДЕНКО А.И.

РАЗРАБОТКА СВЕРХМАЛОГО СКОРОСТНОГО НАДВОДНОГО БЕСПИЛОТНОГО АППАРАТА «САРГАН»

Аннотация. Представлены описание и характеристики скоростного сверхмалого надводного беспилотного аппарата «Сарган», разработанного в Севастопольском государственном университете. Рассмотрены его основные особенности. Приведены графические результаты расчетного моделирования надводного беспилотного аппарата, а также результаты испытаний, проведенных в морских условиях. Предложено использовать скоростные сверхмалые надводные беспилотные аппараты для выполнения поисково-спасательных операций и мониторинговых задач с выполнением химической, бактериологической и радиационной оценки экологической обстановки в зоне техногенной аварии в море и в прибрежных районах. Сделан вывод о необходимости ускоренного развития в отечественном кораблестроении направления скоростных сверхмальных надводных беспилотных аппаратов.

Ключевые слова: скоростной сверхмалый надводный беспилотный аппарат, пропульсивная установка, ходкость, маневренность, управляемость, расчетное моделирование, испытания.

Введение. Одним из наиболее динамически развивающихся направлений в современном малом судостроении является создание надводный беспилотных аппаратов (НБА) различного назначения [1]. К основным задачам, которые НБА сегодня успешно решают на море, относятся:

- научный и экологический мониторинг водной и морской воздушной среды [2];
- поддержка и проведение поисково-спасательных операций [3];
- осуществление наблюдения за охраняемым водным районом [4, 5] и др.

К этим задачам следует добавить возможность оперативной доставки в район бедствия при паводковых разливах рек средств спасения и предметов первой необходимости [6], а также безопасное выполнение химического и радиационного контроля водной среды при техногенных авариях [7].

Именно возможность оперативной доставки средств спасения, лекарств, медикаментов, предметов первой необходимости и т.п. в сложных погодных условиях без участия человека-спасателя, является главным преимуществом применения скоростных НБА при организации и проведении спасательных операций на море.

Аналогичный лимит времени для экстренного проведения химической, бактериологической и радиационной оценки экологической обстановки в зоне техногенной аварии в море является определяющим при выборе скоростных средств доставки необходимого оборудования для соответствующего мониторинга. Отсутствие в районах с высокой потенциальной техногенной опасностью необходимых скоростных безэкипажных средств проведения контроля экологической обстановки в местах потенциальных аварий и катастроф является главной причиной несвоевременного принятия необходимых решений по локализации или замедлению распространения опасных загрязнений после аварий.

Использование беспилотных летающих аппаратов (БПЛА) для мониторинга на море возможно, но существенно ограничено массой полезной нагрузки, которую может поднять летающий беспилотник, располагаемым полетным временем и погодными условиями. Кроме того, необходимость забора проб воды в разных точках акватории практически исключают возможность применения БПЛА самолетного типа для решения таких задач.

Поэтому одной из важных практических задач, которые могут решать скоростные надводные беспилотные аппараты (НБА), является техническое обеспечение мониторинговых мероприятий при техногенных авариях на море и в прибрежной зоне. Сравнительно невысокая стоимость таких НБА, достаточно высокая скорость, простота конструкции и необходимая грузоподъемность смогут обеспечить эффективное решение подобных задач.

Целью работы является описание разработанного, изготовленного и испытанного скоростного сверхмалого НБА «Сарган» и представление результатов его расчетного моделирования и испытаний в морских условиях.

Актуальность рассматриваемой темы обусловлена необходимостью создания и внедрения подобных надводных технических средств для решения различных задач оперативной поддержки и обеспечения поисково-спасательных операций, а также экологического мониторинга, особенно в случаях неконтролируемого развития и протекания техногенных аварий на море и в прибрежной зоне.

Разработка платформы скоростного сверхмалого НБА «Сарган»

В период 2022-2024 гг. в Севастопольском государственном университете выполнены разработка, изготовление и проведены испытания надводного беспилотного аппарата «Сарган» (рисунок 1) [8].

НБА «Сарган» представляет собой платформу скоростного сверхмалого аппарата, назначение которой – отработка конструкции и обводов корпуса, состава и характеристик пропульсивной установки, систем связи, управления и технического зрения, а также экспериментальная проверка расчетных параметров скорости, достижение необходимых показателей ходкости, маневренности и управляемости.



Рисунок 1 – Сверхмалый скоростной НБА «Сарган»

Обводы платформы НБА «Сарган» разработаны на основе собственного многолетнего опыта создания и эксплуатации скоростных радиоуправляемых моделей гоночных классов в судомодельном спорте.

«Сарган» имеет умеренно килеватый корпус с глубоким V в носовой части и менее глубокое V в центральной и кормовой части, плоскую треугольную лыжу, совпадающую с основной плоскостью, ограниченную по бокам вертикальной ребордой, бортовые и носовые бразгоотбойники, острую носовую скулу, переходящую в крейсерский форштевень. Переменная килеватость позволяет еще при незначительной мощности двигателя уверенно выходить на глиссирование, а при движении в режиме глиссирования обеспечить высокую мореходность в равной степени как на крейсерской, так и на максимальной скорости.

Материал корпуса платформы – стеклопластиковый композит. Корпус имеет три отсека: кормовой отсек – для пропульсивной установки, центральный отсек, составляющий около 2/3 длины корпуса – для размещения аккумуляторной батареи, систем связи, технического зрения и полезной нагрузки массой до 15 кг, и носовой отсек – для размещения камеры системы технического зрения и курсовой камеры системы видеонаблюдения.

Пропульсивная установка состоит из электродвигателя мощностью 8 кВт, осевого водомета и аккумуляторной батареей. Охлаждение пропульсивной установки и электронного оборудования обеспечивает двухконтурная система охлаждения с оригинальным отечественным компактным теплообменным аппаратом [9].

На платформе «Сарган» установлено три системы связи:

- система дальней радиосвязи – дальностью до 70 км с ретранслятором;
- система ближней радиосвязи – дальностью до 2 км (аппаратура радиоуправления RadioLink AT9, частота 2.4GHz, 10-канальная универсальная с технологией DSSS);

- система ближней радиосвязи с модемом – в пределах действия сети мобильной связи 4G.

Кроме того, используется система технического зрения, обеспечивающая решение задач обнаружения и идентификации внешнего объекта [10].

Расчетное моделирование режимов обтекания корпуса НБА «Сарган»

На этапе разработки платформы НБА «Сарган» выполнено расчетное моделирование гидродинамических характеристик движения глиссирующего корпуса. Для решения этой задачи была разработана расчетная модель. Для создания расчетной модели использовалась 3D модель корпуса НБА «Сарган», графическое изображение которой приведено на рисунок 2.

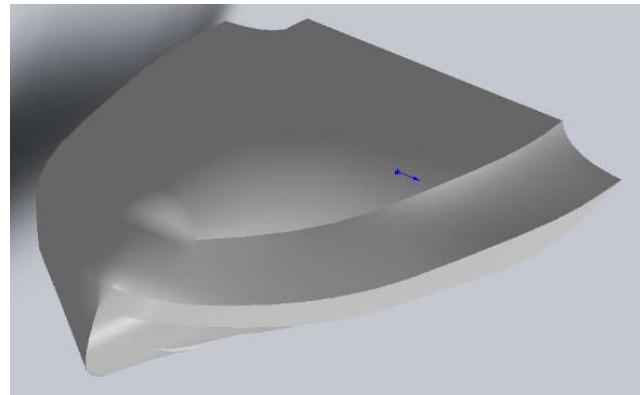


Рисунок 2 – 3D модель корпуса НБА «Сарган»

Расчетное моделирование режимов обтекания 3D модели глиссирующего корпуса НБА «Сарган» проведено с использованием программного комплекса SOLIDWORKS Flow Simulation [11]. Особенностью данного программного комплекса является получение рабочих характеристик исследуемой модели при выполнении задач вычислительной гидродинамики (CFD), благодаря встроенному в SOLIDWORKS 3D CAD приложению, позволяющему наглядно моделировать потоки жидкости и газа, обтекающие и взаимодействующие с исследуемым объектом [12].

Кроме того, программный комплекс SOLIDWORKS Flow Simulation дает возможность исследовать потоки обтекающей объект жидкости: двухмерный поток, трехмерный поток, повторяемость сектора, внутренние потоки жидкости, внешние потоки жидкости, и проводить такие типы анализа, как: оценку устойчивого состояния и исследование промежуточных потоков жидкости, потоков жидкости с пограничными слоями, включая эффекты шероховатости стенки, ламинарных и турбулентных потоков жидкости, потоков жидкости в моделях с подвижными/вращающимися поверхностями и/или деталями, эффектов гравитации, свободной поверхности, кавитации в несжимаемых потоках жидкости, двухфазных потоков (жидкость + частицы) и др. [13].

Для решения пространственных задач вычисления параметров обтекания тела в потоке жидкости и газа в программном комплексе «Flow Simulation» использовался численный метод решения системы дифференциальных уравнений в частных производных Навье-Стокса [14].

Начальные условия моделирования определялись принятymi геометрическими размерами модели, ее массой, объемом, осадкой и расчетной скоростью движения [15]. С целью сокращения расчетного времени при моделировании режимов обтекания в условиях ограниченных вычислительных ресурсов, численное моделирование проводилось в расчетной области, соответствующей одной половине корпуса. Поверхностные параметры расчетной области представлены на рисунок 3 и в таблица 1, визуализация расчетной области и расчетной сетки – на рисунок 4.

Основные допущения, принятые при моделировании, определены условиями обтекания потоком двухкомпонентной среды (воздух-вода) неподвижно и жестко закрепленной модели. При моделировании учитывались следующие условия: нестационарность режимов обтекания, гравитационные эффекты, ламинарное и турбулентное течение среды и ее свободная поверхность.

Таблица 1 – Параметры расчетной области

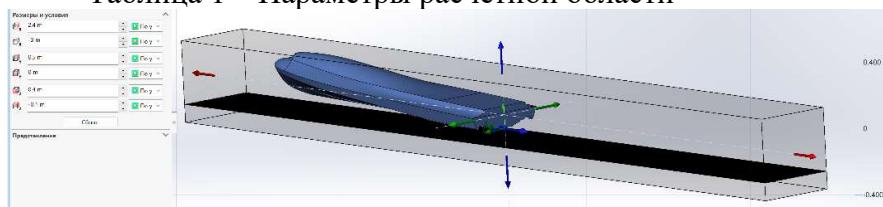


Рисунок 3 – Поверхностные параметры расчетной области

X _{min}	-3,0 m
X _{max}	2,4 m
Y _{min}	0 m
Y _{max}	0,5 m
Z _{min}	-0,1 m
Z _{max}	0,4 m
Размер X	5,4 m
Размер Y	0,5 m
Размер Z	0,5 m

Переменными параметрами начальных условий являлись осадка корпуса, зависящая от полезной нагрузки модели, а также максимальный угол атаки корпуса, зависящий от расположения центра масс и определяемый как угол между плоскостью лыжи на днище и основной плоскостью (начальный дифферент).

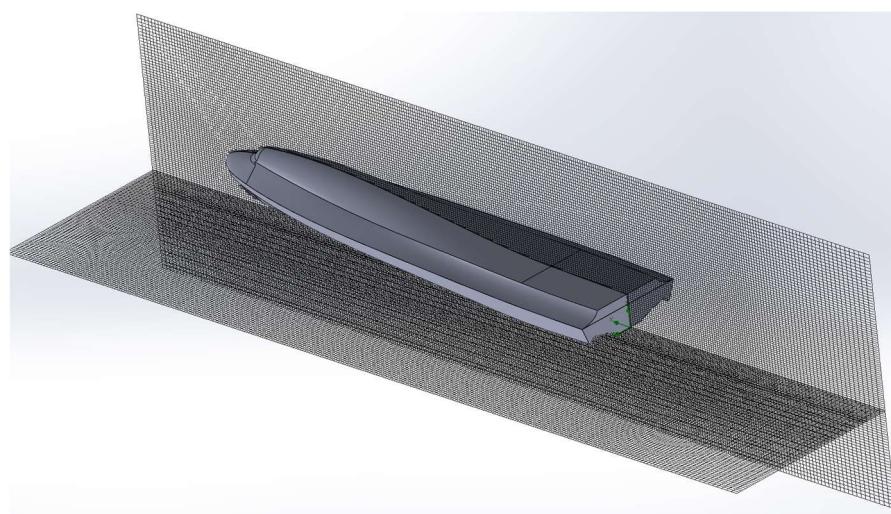


Рисунок 4 – Расчетная сетка модели

В результате выполненного расчетного моделирования режимов обтекания глиссирующего корпуса НБА «Сарган» получены следующие характеристики с визуальным представлением [16]:

- изменение динамического давления воды вдоль лыжи в сечении диаметральной плоскости (рисунок 5);
- изменение динамического давления обтекающего потока в сечении носа и транца (рисунок 6);
- изменение скорости обтекающего потока в сечении носа и транца (рисунок 7);
- смоченную поверхность на лыже и спонсонах (рисунок 8);
- распределение плотности обтекающего потока вдоль днища (рисунок 9);

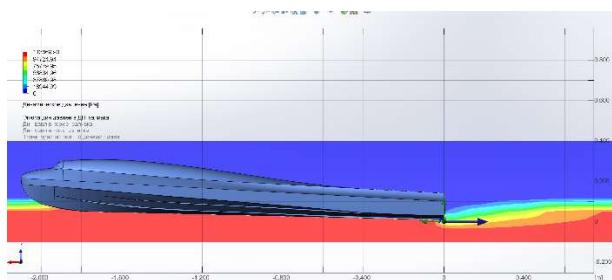


Рисунок 5 – Изменение динамического давления воды вдоль лыжи в сечении диаметральной плоскости

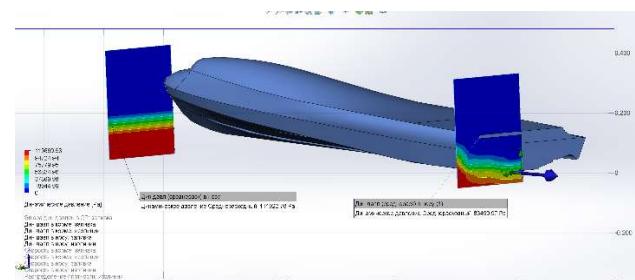


Рисунок 6 – Изменение динамического давления обтекающего потока в сечении носа и транца

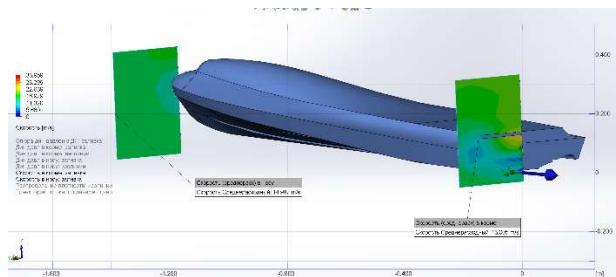


Рисунок 7 – Изменение скорости обтекающего потока в сечении носа и транца

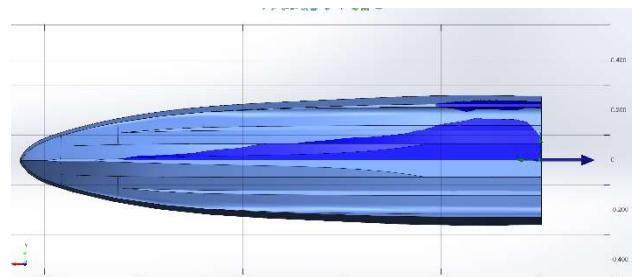


Рисунок 8 – Смоченная поверхность на лыже и спонсонах

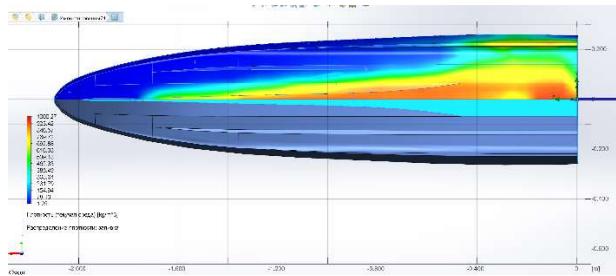


Рисунок 9 – Распределение плотности обтекающего потока вдоль днища

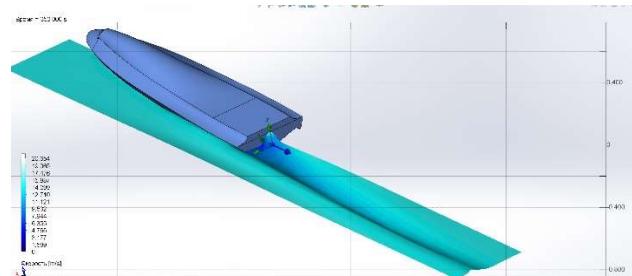


Рисунок 10 – Характер влияния оказываемого корпусом давления на формирование кильватерного следа

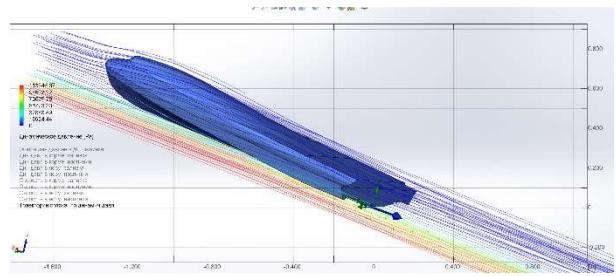
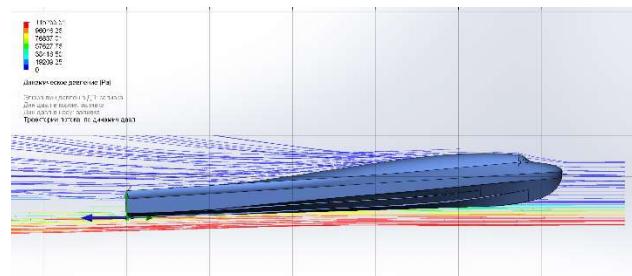


Рисунок 11 – Характер обтекания корпуса потоками воды, брызг и воздуха



- характер влияния оказываемого корпусом давления на формирование кильватерного следа (рисунок 10);

- характер обтекания корпуса потоками воды, брызг и воздуха (рисунок 11).

Анализ результатов проведенного расчетного моделирования режимов обтекания глиссирующего корпуса НБА «Сарган» на 3D модели позволил для принятых обводов корпуса получить оптимальные значения его осадки и угла атаки лыжи, что соответственно, повлияло на схему размещения основного оборудования НБА и полезной нагрузки.

При существенном отклонении от полученных оптимальных значений осадки и угла атаки лыжи вход в водовод оказывается в разреженном потоке, что приводит к кавитации и срыву напора водомета с резким падением скорости аппарата. В связи с этим при определении весовой нагрузки реальных аппаратов необходимо проводить дополнительную проверку влияния начальной осадки на обеспечение безкавитационной работы водомета.

Испытания НБА «Сарган»

Проведены испытания платформы в опытном бассейне Севастопольского государственного университета и на открытой воде (рисунок 12, 13), подтвердившие проектные характеристики ходкости, управляемости, остойчивости и мореходности. Полученный на швартовых испытаниях максимальный упор водомета составил 37,5 кг. Отработаны варианты компоновки элементов управления с помощью сервоприводов.

Также во время испытаний проверялось функционирование системы связи оператора с НБА, работа системы технического зрения, системы самоспрямления (восстановления

нормального положения корпуса после опрокидывания), эффективность работы системы охлаждения.

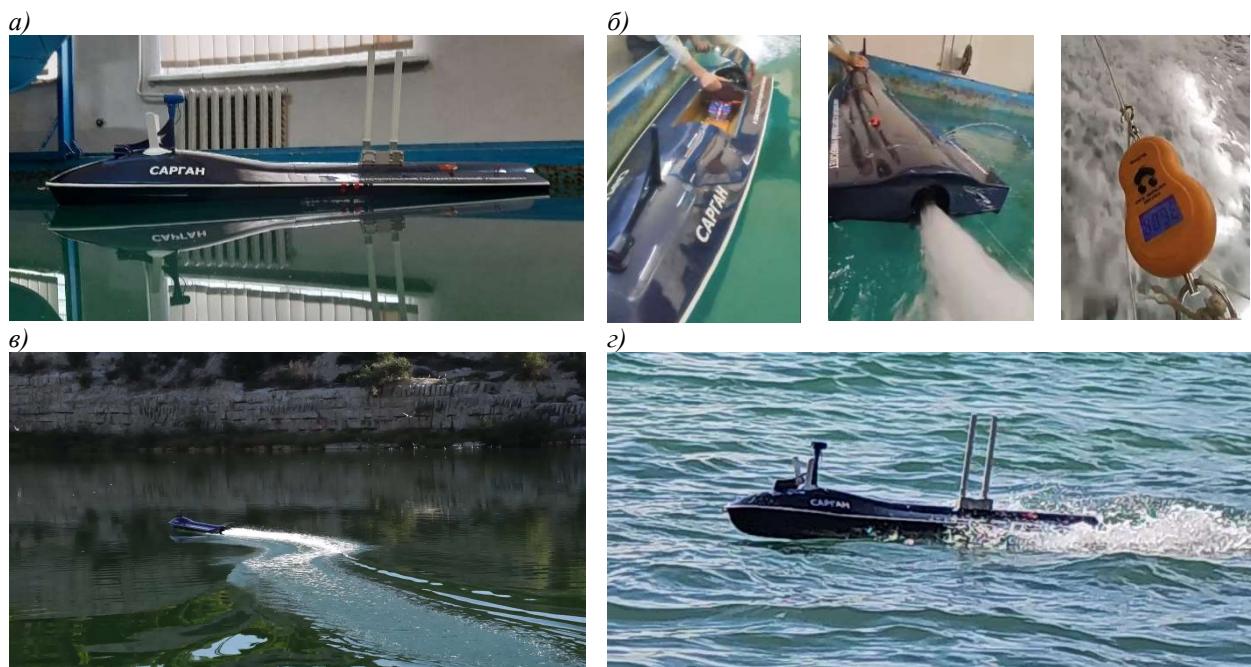


Рисунок 12 – Испытания НБА «Сарган» в опытном бассейне (а), (б), на пресном закрытом водоеме (в) и в открытом море (г)

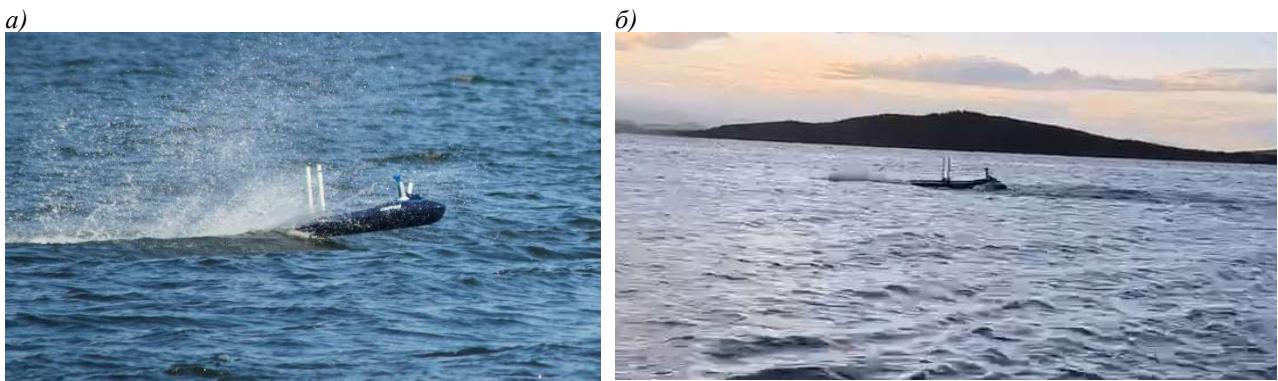


Рисунок 13 – Испытания НБА «Сарган» на полигоне озера «Тунайча» (о. Сахалин) [17]

Представленные фотографии платформы «Сарган» (рисунок 12, 13) выполнены в различных условиях проведения испытаний. Результаты проведенных испытаний свидетельствуют о характерных особенностях платформы «Сарган», главными из которых являются высокая скорость и маневренность (полный разворот радиусом, менее одной-двух длин корпуса), минимальные масса и габариты энергетической установки, двухконтурная система охлаждения электродвигателя и контроллера, самостоятельное восстановление нормального положения после опрокидывания, отсутствие выступающих элементов на днище корпуса.

Существенно увеличенное отношение длины корпуса к его ширине по сравнению с общепринятыми для скоростных судов и катеров гораздо меньшими значениями, а также переменная килеватость обводов днища позволяет НБА «Сарган» на высокой скорости мягко проходить короткую волну, особенно характерную для прибрежных районов.

Значение достигнутой на испытаниях скорости «Саргана» составило 60 км/час. Аппарат способен на полной скорости выполнить полный разворот на 180 градусов практически без крена и продолжить движение в заданном направлении (рисунок 13, б). Особую динамику «Сарган» демонстрирует на старте, развивая практически мгновенно

максимальную скорость уже в начале своего движения, что обеспечивает ему примененный осевой водомет и двигатель высокой мощности.

Заключение

Использование скоростных надводных беспилотных аппаратов становится сегодня серьезным шагом в решении целого ряда задач на море и в прибрежной зоне в условиях минимизации фактора времени и ограниченности располагаемых технических средств для доставки необходимого оборудования, контрольно-измерительных приборов, медикаментов, спасательных средств и других ресурсов.

Основными преимуществами таких НБА являются возможность развивать достаточно большую скорость, относительно небольшая стоимость, отсутствие каких-либо выступающих частей на днище, высокая мореходность и остойчивость, способность эффективного маневрирования, минимальная парусность.

Разработка и проведенные испытаний НБА «Сарган», а также полученные результаты испытаний демонстрируют на практике возможность создания общей платформы, на базе которой могут формироваться скоростные надводные беспилотные аппараты различного назначения. Полученные расчетные характеристики обтекания корпуса платформы и экспериментальные параметры ходкости, маневренности и управляемости становятся базой для успешного развития данного направления в безэкипажном судостроении.

В настоящее время продолжаются исследования по повышению скорости за счет совершенствования обводов корпуса, характеристик пропульсивной установки системы связи и СТЗ. Ведется работа по масштабированию испытанной в натурных условиях модели НБА и формированию аппарата гораздо больших размеров и водоизмещения. Кроме того, прорабатывается возможность размещения бортового беспилотного летающего аппарата сопровождения.

Успешное решение рассмотренной проблемы требует ускоренного создания для отечественного безэкипажного судостроения соответствующих элементов пропульсивной установки: двигателей и движителей, а также систем связи, видеосвязи и управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хорошев В.Г., Малышев О.В., Попов Л.Н., Александров Ю.И. Современные научно-технические задачи развития отечественных морских робототехнических комплексов // Труды Крыловского государственного научного центра, 2019. – № 4(390). – С. 245-252.
2. Свириденко И.И., Чуклин А.А., Свириденко Д.И. Обзор современного состояния морских малых скоростных надводных беспилотных аппаратов // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологий, 2023. – № 3(359). – С. 151-163. DOI: 10.33979/2073-7408-2023-359-3-151-163.
3. Спасательные роботы. Роботы для спасения людей. URL: <http://robotrends.ru/robopedia/spasatelnye-roboty.-roboty-dlya-spaseniya-lyudyay> (дата обращения: 17.02.2024).
4. Сенюшкин Н.С., Ямалиев Р.Р., Мисюра О.В. Особенности автономных надводных беспилотных комплексов // Молодой ученый, 2011. – № 1(24). – С. 41-43.
5. Макаренко С.И. Робототехнические комплексы военного назначения – современное состояние и перспективы развития // Системы управления, связи и безопасности, 2016. – № 2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/robototekhnicheskie-kompleksy-voennogo-naznacheniya-sovremennoe-sostoyanie-i-perspektivy-razvitiya> (дата обращения: 12.01.2024).
6. Свириденко И.И., Свириденко Д.И. Применение надводных беспилотных аппаратов для проведения спасательных операций при наводнениях // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологий, 2024. – № 4(366). – С. 146-157. DOI: 10.33979/2073-7408-2024-366-4-146-157.
7. Костин А.С., Богатов Н.В. Рынок беспилотных летательных аппаратов в России и мире. Современные тренды и перспективы развития // Системный анализ и логистика: журнал: Выпуск № 4(22). – СПб.: ГУАП, 2019. – С. 65-72.
8. Надводный беспилотник «Сарган». URL: <https://sevastopol.bezformata.com/listnews/dlya-rossiyskih-nadvodnyih-bespilotnikov/118218028/> (дата обращения: 17.03.2024).
9. Барон В.Г. Теплообменные аппараты «ТТАИ» – альтернатива пластинчатым теплообменникам. Теплоэнергоэффективные технологии, 2003. – № 4. – С. 52-54.
10. Разработка системы дальней связи и дистанционного управления безэкипажным катером с системой технического зрения. Отчет о НИР в рамках темы «Развитие и трансфер технологий освоения ресурсов Мирового океана, агробиотехнологий, биомедицинских технологий, технологий инновационного судостроения и цифровой навигации». – Севастополь, СевГУ, 2023. – 185 с.
11. SOLIDWORKS. Flow Simulation. URL: <https://imammaolana.files.wordpress.com/2010/10/solidworks-flow-simulation-2009-tutorial.pdf> (дата обращения: 09.09.2022).

12. Алямовский А.А. SOLIDWORKS. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Хоритонович, Н.Б. Пономарев // – СПб.: БХВ – Петербург, 2005. – 800 с.
13. Flow Simulation. Описание. URL: <https://kb20.ru/new/docs/Opisaniye%20SOLIDWORKS%20FLOW%20SIMULATION.pdf> (дата обращения: 05.09.2022).
14. Мазо А.Б. Вычислительная гидродинамика. Часть 1. Математические модели, сетки и сеточные схемы. Учебное пособие / А.Б. Мазо – Казань: Казан. ун-т, 2018. – 165 с.
15. Родионов В.А., Сверчков А.В., Рудниченко А.А., Мамонтов Ф.Е., Ермолаев А.А. Экспериментальные и численные исследования водометных движителей катеров повышенной мореходности // Тр. Крыловского государственного научного центра. 2020. № 4 (394). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/eksperimentalnye-i-chislennye-issledovaniya-vodometnyh-dvizhitelye-katerov-povyshennoy-morehodnosti> (дата обращения: 01.11.2024).
16. Разработка макета морской многофункциональной самодвижущейся платформы. Отчет о НИР. – Севастополь, «Марлин-ЮГ», 2022. – 86 с.
17. Новейшие разработки морских беспилотников на Сахалине. URL: <https://www.bfm.ru/news/554321> (дата обращения: 25.05.2025).

Свириденко Игорь Иванович

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь, доцент кафедры Энергоустановки морских судов и сооружений, кандидат технических наук 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33 тел. +8692543086 E-mail: i.sviridenko@mail.ru

Свириденко Дарья Игоревна

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь, студентка 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33 тел. +8692543086 E-mail: di.sviridenko@mail.ru

Зуев Сергей Васильевич

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь, аспирант кафедры Энергоустановки морских судов и сооружений, 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33 тел. + 79892795661 E-mail: veuzsergey@gmail.com

Свириденко Александр Игоревич

ФГАОУ ВО «Севастопольский государственный университет», г. Севастополь, студент 299053, г. Севастополь, ул. Университетская, 33 тел. +8692543086 E-mail: i.sviridenko@mail.ru

SVIRIDENKO I.I., ZUEV S.V., SVIRIDENKO D.I., SVIRIDENKO A.I.

DEVELOPMENT OF THE ULTRA-LOW-SPEED UNMANNED SURFACE VEHICLE «SARGAN»

Annotation. This document presents the description and characteristics of the high-speed ultra-small surface unmanned vehicle "Sargan", developed at Sevastopol State University. Its main features are discussed. Graphical results of the computational modeling of the surface unmanned vehicle are provided, as well as the results of tests conducted in marine conditions. It is proposed to use high-speed ultra-small surface unmanned vehicles for search and rescue operations and monitoring tasks, performing chemical, bacteriological, and radiation assessments of the environmental situation in the area of a man-made disaster at sea and in coastal areas. A conclusion is drawn about the need for accelerated development in domestic shipbuilding in the field of high-speed ultra-small surface unmanned vehicles.

Keywords: high-speed ultra-small surface unmanned vehicle, propulsion system, speed, maneuverability, controllability, computational modeling, testing.

BIBLIOGRAPHY

1. Horoshev V.G., Malyshev O.V., Popov L.N., Aleksandrov Ju.I. Sovremennye nauchno-tehnicheskie zadachi razvitiya otechestvennyh morskikh robototekhnicheskikh kompleksov // Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra, 2019. – 4(390). – P. 245-252. (In Russian).
2. Sviridenko I.I., Chuklin A.A., Sviridenko D.I. Obzor sovremennoj sostojaniya morskikh malyh skorostnyh nadvodnyh bespilotnyh apparatov // Fundamentalnye i prikladnye problemy tehniki i tehnologii, 2023. – № 3(359). – P. 151-163. DOI: 10.33979/2073-7408-2023-359-3-151-163. (In Russian).
3. Spasatelnye roboty. Roboty dlja spasenija ljudej. URL: <http://robotrends.ru/robopedia/spasatelnye-roboty.-roboty-dlya-spaseniya-lyudyy> (accessed: 17.02.2024). (In Russian).
4. Senushkin N.S., Jamaliev R.R., Misura O.V. Osobennosti avtonomnyh nadvodnyh bespilotnyh kompleksov // Molodoj uchenyj, 2011. – № 1(24). – P. 41-43. (In Russian).

5. Makarenko S.I. Robototekhnicheskie kompleksy voennogo naznachenija – sovremennoe sostojanie i perspektivy razvitiya // Sistemy upravlenija, svjazi i bezopasnosti, 2016. – № 2. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/robototekhnicheskie-kompleksy-voennogo-naznacheniya-sovremennoe-sostoyanie-i-perspektivy-razvitiya> (accessed: 12.01.2024). (In Russian).
6. Sviridenko I.I., Sviridenko D.I. Primenenie nadvodnyh bespilotnyh apparatov dlja provedenija spasatelnyh operacij pri navodnenijah // Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tehnologii, 2024. – № 4(366). – C. 146-157. DOI: 10.33979/2073-7408-2024-366-4-146-157. (In Russian).
7. Kostin A.S., Bogatov N.V. Rynok bespilotnyh letatelnyh apparatov v Rossii i mire. Sovremennye trendy i perspektivy razvitiya // Sistemnyj analiz i logistika: zhurnal: Vypusk № 4(22). – SPb.: GUAP, 2019. – P. 65-72. (In Russian).
8. Nadvodnyj bespilotnik «Sargan». URL: <https://sevastopol.bezformata.com/listnews/dlya-rossijskih-nadvodnih-bespilotnikov/118218028/> (дата обращения: 17.03.2024). (In Russian)
9. Baron V.G. Teploobmennye apparaty «TTAI» – alternativa plastinchatym teploobmennikam. Teplojenergoeffektivnye tehnologii, 2003. – № 4. – C. 52-54. (In Russian)
10. Razrabotka sistemy dalej svjazi i distacionnogo upravlenija bezjekipazhnym katerom s sistemoj tehnicheskogo zrenija. Otchet o NIR v ramkah temy «Razvitie i transfer tehnologij osvoenija resursov Mirovogo okeana, agrobiotekhnologij, biomedicinskikh tehnologij, tehnologij innovacionnogo sudostroenija i cifrovoj navigacii». – Sevastopol, SevGU, 2023. – 185 s. (In Russian)
11. SOLIDWORKS. Flow Simulation. URL: <https://imammaolana.files.wordpress.com/2010/10/solidworks-flow-simulation-2009-tutorial.pdf> (дата обращения: 09.09.2022).
12. Aljamovskij A.A. SOLIDWORKS. Kompyuternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike / A.A. Aljamovskij, A.A. Sobachkin, E.V. Odincov, A.I. Horitonovich, N.B. Ponomarev // – SPb.: BHV – Peterburg, 2005. – 800 c.
13. Flow Simulation. Описание. URL: <https://kb20.ru/new/docs/Opisaniye%20SOLIDWORKS%20FLOW%20SIMULATION.pdf> (дата обращения: 05.09.2022).
14. Mazo A.B. Vychislitelnaja gidrodinamika. Chast 1. Matematicheskie modeli, setki i setochnye shemy. Uchebnoe posobie / A.B. Mazo – Kazan: Kazan. un-t, 2018. – 165 s.
15. Rodionov V.A., Sverchkov A.V., Rudnichenko A.A., Mamontov F.E., Ermolaev A.A. Jeksperimentalnye i chislennye issledovanija vodometnyh dvizhitelej katerov povyshennoj morehodnosti // Tr. Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra. 2020. № 4 (394). URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/eksperimentalnye-i-chislennye-issledovaniya-vodometnyh-dvizhiteley-katerov-povyshennoj-morehodnosti> (дата обращения: 01.11.2024). (In Russian)
16. Razrabotka maketa morskoj mnogofunktionalnoj samodvizhushhejsja platformy. Otchet o NIR. – Sevastopol, «Marlin-Jug», 2022. – 86 s. (In Russian)
17. Novejshie razrabotki morskikh bespilotnikov na Sahaline. URL: <https://www.bfm.ru/news/554321> (data obrashchenija: 25.05.2025). (In Russian)

Sviridenko Igor Ivanovich

Sevastopol State University,
Associate Professor, Department of Ship Power Stations and
Constructions,
Ph.D,
University st., 33, Sevastopol, Russian Federation, 299053
tel. +8692543086
E-mail: i.sviridenko@mail.ru

Zuev Sergey Vasilievich

Sevastopol State University,
graduate student, Department of Ship Power Stations
and Constructions,
University st., 33, Sevastopol, Russian Federation,
299053
tel. + 79892795661
E-mail: veuzsergey@gmail.com

Sviridenko Daria Igorevna

Sevastopol State University,
Student
University st., 33, Sevastopol, Russian Federation, 299053
tel. +8692543086
E-mail: di.sviridenko@mail.ru

Sviridenko Alexander Igorevich

Sevastopol State University,
Student
University st., 33, Sevastopol, Russian Federation,
299053
tel. +8692543086
E-mail: i.sviridenko@mail.ru

Адрес издателя:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»
302026, Орловская область, г. Орёл, ул. Комсомольская, 95
Тел. (4862) 75–13–18
<http://oreluniver.ru>
E-mail: info@oreluniver.ru

Адрес редакции:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»
302030, Орловская область, г. Орёл, ул. Московская, 34
+7 (905) 169 88 99

<https://oreluniver.ru/science/journal/fippt>
E-mail: radsu@rambler.ru

Материалы статей печатаются в авторской редакции

Право использования произведений предоставлено авторами на основании
п. 2 ст. 1286 Четвертой части Гражданского Кодекса Российской Федерации

Технический редактор Тюхта А.В.
Компьютерная верстка Тюхта А.В.

Подписано в печать 28.07.2025 г.
Дата выхода в свет 01.08.2025 г.
Формат 70Х108/16. Усл. печ. л. 10,375
Цена свободная. Тираж 1000 экз.
Заказ №164

Отпечатано с готового оригинал–макета
на полиграфической базе ОГУ имени И.С. Тургенева
302026, Орловская область, г. Орёл, ул. Комсомольская, д. 95