



ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

7
2021

ИЗДАЕТСЯ С НОЯБРЯ 1921 ГОДА

Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

Журнал переводится на английский язык, переиздается и распространяется во всем мире фирмой "Аллертон Пресс" (США)

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение»

Адрес издательства:

107076, Москва, Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8 (499) 269-51-98

Адрес редакции:

**107076, Москва,
Колодезный пер., д. 2а, стр. 2
Телефон: 8 (495) 661-38-80.**

**E-mail: vestmash@mashin.ru; vestmash@mail.ru
www.mashin.ru**

Журнал зарегистрирован 27 марта 2020 г. за ПИ № ФС 77-78172 в Федеральной службе по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (РОСКОМНАДЗОР)
Учредитель: Е.А. Боголюбова

Индекс: **27841** ("Пресса России")

Цена свободная

Отпечатано в ООО "Канцлер",
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1.
Сайт: www.aov.ru

Главный редактор А.С. БОГОЛЮБОВ

**Заместитель главного редактора
Е.А. БОГОЛЮБОВА**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Албагачиев А.Ю., д-р техн. наук, Алешин Н.П., д-р техн. наук, акад. РАН, Братухин А.Г., д-р техн. наук, Воронцов А.Л., д-р техн. наук, Гусейнов А.Г., д-р техн. наук, Дмитриев А.М., д-р техн. наук, член-корр. РАН (председатель секции обработки материалов без снятия стружки), Драгунов Ю.Г., д-р техн. наук, член-корр. РАН, Древаль А.Е., д-р техн. наук (председатель секции технологии машиностроения), Кабалдин Ю.Г., д-р техн. наук, Кутин А.А., д-р техн. наук, Омельченко И.Н., д-р техн. и экон. наук (председатель секции организации и экономики производства), Кузин В.В., д-р техн. наук, Попов Д.Н., д-р техн. наук, Попов А.В., д-р техн. наук, Рыбин В.В., д-р техн. наук, член-корр. РАН, Трегубов Г.П., д-р техн. наук, Сычев А.П., канд. физ.-мат. наук, Скугаревская Н.В. (ответственный секретарь)

СОДЕРЖАНИЕ

CONTENTS

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН		DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES	
Кайгородов С. Ю. — Работа поршневого насоса с гидравлическим диодом на нагнетании	3	Kaygorodov S. Yu. — Operation of a piston pump with a hydraulic diode on injection	3
Щерба В. Е., Занин А. В., Павлюченко Е. А., Носов Е. Ю. — Анализ влияния геометрических параметров на рабочие процессы в двухступенчатой гибридной энергетической машине объемного действия без газового колпака с профилированной рабочей камерой второй ступени	6	Shcherba V. E., Zanin A. V., Pavlyuchenko E. A., Nosov E. Yu. — Analysis of the influence of geometric parameters on working processes in a two-stage hybrid power machine of positive displacement without a gas cap with a profiled working chamber of the second stage	6
Тимофеев Б. П., Данг Н. Т., Чан М. Х. — Обеспечение бокового зазора в зубчатых передачах дополнительным смещением исходного контура	13	Timofeev B. P., Dang N. T., Chan M. Kh. — Providing of lateral clearance in tooth gears by additional displacement of the original contour	13
Ерин О. Л., Черниченко В. В., Татаренков Е. А., Ткачев О. А. — Оптимизация конструкции тракта охлаждения тонкостенных теплонапряженных конструкций	19	Erin O. L., Chernichenko V. V., Tatarenkov E. A., Tkachev O. A. — Optimization of the design of the cooling duct of thin-walled heat-stressed structures	19
Пастухов А. Г., Тимашов Е. П. — Проектирование контролепригодных узлов механических трансмиссий	22	Pastukhov A. G., Timashov E. P. — Design of controllable units for mechanical transmissions	22
Голиницкий П. В., Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж., Антонова У. Ю. — Определение геометрических параметров матрицы при объемном обжатии втулок из оловянистых бронз	27	Golitskiy P. V., Leonov O. A., Shkaruba N. Zh., Antonova U. Yu. — Determination of the geometric parameters of the matrix during the volumetric compression of tin bronze bushings	27
Шин И. Г., Назаров С. Р., Искандарова Н. К., Муминов М. Р. — Расчетная модель изнашивания и оценка долговечности пильных дисков для машин первичной обработки хлопка	30	Shin I. G., Nazarov S. R., Iskandarova N. K., Muminov M. R. — Calculation wear model and assessment of the durability of saw blades for primary cotton processing machines	30
Коновалов Д. Н., Лазарев С. И., Ковалев С. В., Левин А. А. — Методика расчета объема и массы электробаромембранного аппарата трубчатого вида для очистки промышленных растворов машиностроительных и химических производств	35	Konovalev D. N., Lazarev S. I., Kovalev S. V., Levin A. A. — Methodology for calculating the volume and mass of a tubular electrobaromembrane apparatus for cleaning industrial solutions of machine-building and chemical industries	35
Комаревич С. А., Силаев А. А., Еремина Е. Л. — Устройство индикаторного типа для центровки валов насосов	42	Komarevich S. A., Silaev A. A., Eremina E. L. — Indicator type device for aligning of pump shafts	42
Воробьев Е. И., Моргуненко К. О., Конева Е. Е. — Построение программных движений двуруких технологических роботов	44	Vorob'ev E. I., Morgunenko K. O., Koneva E. E. — Construction of program movements of two-handed technological robots	44
Вальехо Мальдонадо П. Р., Виноградов Л. В., Чайнов Н. Д. — Методика расчета подшипника скольжения поршневого двигателя и компрессора	51	Val'ekho Mal'donado P. R., Vinogradov L. V., Chaynov N. D. — Method for calculating the sliding bearing of a piston engine and compressor	51
Кондусов Д. В., Кондусова В. Б. — Способ извлечения конструкторских знаний из 3D-моделей	55	Kondusov D. V., Kondusova V. B. — Method of extracting design knowledge from 3D models	55
Шевченко С. В., Муховатый А. А., Кроль О. С. — Конструктивные модификации поликлиновых ремней	57	Shevchenko S. V., Mukhovaty' A. A., Krol' O. S. — Constructive modifications of poly-V-belts	57
Трибология — трение, изнашивание и смазка		Tribology — friction, wearing away and lubrication	
Мельник М. А. — Исследование возникновения вторичных структур в материалах тел трибосоприжения токосъемного узла и изменений их состава при трении	59	Mel'nik M. A. — Research of the appearance of secondary structures in the materials of the tribocoupling bodies of the current-collecting unit and changes in their composition during friction	59
ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ		MANUFACTURING ENGINEERING	
Фризен В. Э., Тарасов Ф. Е., Смольянов И. А., Швыдкий Е. Л. — Система индукционного подогрева штамповой оснастки прессы для изотермической штамповки крупногабаритных деталей	64	Frizen V. E., Tarasov F. E., Smol'yanov I. A., Shvydkiy E. L. — Induction heating system for die tooling of a press for isothermal stamping of large-sized parts	64
Волков Д. И., Цветков Б. В., Голованова А. М. — Повышение эффективности глубокого шлифования замкового элемента лопатки турбины высокопористым эльборовым шлифовальным кругом Аэробор® II	68	Volkov D. I., Tsvetkov B. V., Golovanova A. M. — Increasing the effectiveness of deep grinding of the locking element of a turbine blade with an "Aerobor® II" highly porous cubic boron nitride grinding wheel	68
Чудин В. Н., Черняев А. В. — Выдавливание ребер жесткости на корпусных деталях с локальным нагреванием	72	Chudin V. N., Chernyaev A. V. — Extrusion of stiffening ribs on body parts with local heating	72
Воронцов А. Л. — Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Часть 4. Деформированное состояние заготовки при выдавливании швеллеров. 3. Учет упрочнения	74	Vorontsov A. L. — Research of stamping of unequal channel bars. Part 4. Deformed state of the workpiece when extruding channels. 3. Consideration of hardening	74
Бойко М. В., Бичеров А. А., Бойко Т. Г., Сычев А. А. — Образование граничных смазывающих пленок при трении в синтетическом масле, модифицированном производными нафталина	77	Boyko M. V., Bicherov A. A., Boyko T. G., Sychev A. A. — Formation of boundary lubricating films during friction in synthetic oil modified with naphthalene derivatives	77
Обработка материалов без снятия стружки		Chipless processing of materials	
Зайдес С. А., Фам Ван Ан — Определение внеконтактной деформации материала при орбитальном воздействии индентора	81	Zaydes S. A., Fam Van An' — Determination of non-contact deformation of a material under the orbital action of an indenter	81
ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА		ECONOMY AND ORGANIZATION OF PRODUCTION	
Тюлин А. Е., Чурсин А. А., Юдин А. В. — Оценка производственных возможностей предприятия по выпуску радикально новой продукции	86	Tyulin A. E., Chursin A. A., Yudin A. V. — Assessment of the production capabilities of an enterprise for the manufacture of radically new products	86

Технический редактор Т. А. Шацкая
Корректор Н. В. Яшина

Сдано в набор 28.04.2021. Подписано в печать 18.06.2021.
Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 10,78.

Перепечатка материалов из журнала "Вестник машиностроения" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.
За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.22

DOI: 10.36652/0042-4633-2021-7-3-5

С. Ю. КАЙГОРОДОВ (ФГОУ высшего образования, Омский государственный технический университет),
e-mail: Sergey7-2005@mail.ru

Работа поршневого насоса с гидравлическим диодом на нагнетании

Представлены результаты экспериментального исследования работы поршневого насоса на базе ПГЭМОД с гидравлическим диодом на нагнетании.

Ключевые слова: гидродиод, давление, поршневой насос.

The results of the experimental study of the operation of a piston pump on the PGEMOD base with a hydraulic injection diode are presented.

Keywords: hydrodiode, pressure, piston pump.

Для проведения экспериментальных исследований, позволяющих оценить работоспособность гидравлического диода в условиях непосредственной работы гидравлических агрегатов в сравнении с работой гидравлических клапанов или иных конструктивных решений, был выбран насос объемного действия, самого распространенного типа — поршневой насос.

Поршневой насос в силу особенностей конструкции и принципов своей работы теоретически не способен работать без гидравлических клапанов. Даже в условиях отсутствия одного из клапанов (всасывающего или нагнетающего) работа насоса остановится в силу очевидных причин. В связи с этим было решено испытать работу гидродиода, установленного в поршневом насосе на нагнетании (на всасывании сохранялся гидравлический клапан).

Для этого был создан экспериментальный стенд, состоящий из поршневой гибридной энергетической машины объемного действия (ПГЭМОД) с гидродиодом на нагнетании. При разработке экспериментального стенда за основу взят стенд для исследования ПГЭМОД [1].

ПГЭМОД представляет собой поршневой насос-компрессор с крейцкопфным направлением дифференциального поршня, делящим цилиндр на две части: подпоршневую — жидкостную (насосную) и надпоршневую — газовую (компрессорную) полость.

Геометрические характеристики ПГЭМОД:
диаметр цилиндра — 0,05 м;
ход поршня — 0,05 м;
общая рабочая длина цилиндра — 0,1 м;
длина верхней уплотняющей части — 0,055 м;
длина нижней уплотняющей части — 0,045 м;
зазор между поршнем и цилиндром в верхней части — 14 мкм;
зазор между поршнем и цилиндром в нижней части — 61,5 мкм;
длина поршня — 0,049 м.

На рис. 1 показано 3D-изображение компоновки ПГЭМОД.

Экспериментальный стенд для исследования ПГЭМОД позволяет плавно изменять частоту вращения приводного вала машины, имеет объемный гидравлический привод, включающий в себя аксиально-поршневой насос переменной производительности (мод. 313.3.56.804) и аксиально-поршневой гидромотор (мод. 310.3.56.01.03.В.У.).

Для измерения давления нагнетания использовался манометр МПЗ-УУХЛ1 с пределом допускаемой основной погрешности от верхнего предела показаний ± 1 %.

Для измерения мгновенного давления жидкости в ПГЭМОД необходимо учитывать диапазон измеряемого давления, используемую рабочую среду, вид сигнала, точность показаний, возможность присоединения датчика к полости, в которой проводится измерение, а также учитывать частотную характеристику.

Для регистрации давления в рабочих полостях машин объемного действия чаще всего используются нашедшие широкое применение в различных областях техники тензометрические датчики, имеющие высокую чувствительность и малую инерционность.

Основным измерительным элементом является петля тензорезистора, которая служит для компенсации изменений сопротивления датчика при изменении температуры.

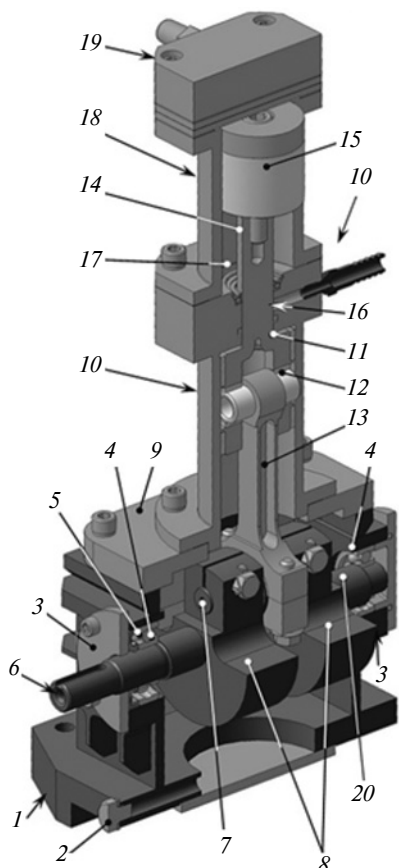


Рис. 1. 3D-изображение компоновки экспериментального образца поршневой гибридной машины:

1 — картер; 2 — заглушка; 3 — крышка подшипника; 4 — подшипник; 5 — сальник; 6 — приводной вал; 7 — кривошип; 8 — противовес; 9 — крышка картера; 10 — направляющая крейцкопфа; 11 — крейцкопф; 12 — палец; 13 — шатун; 14 — шток; 15 — поршень; 16 — сальник; 17 — уплотнение; 18 — цилиндр; 19 — клапанная коробка; 20 — задняя опора

Для проведения опыта и построения индикаторной диаграммы насосной полости был выбран тензометрический датчик MBS 3000 с нелинейной характеристикой в пределах $\pm 1\%$.

В качестве рабочей жидкости использовалось масло для гидрообъемных передач МГЕ-46В при нормальной температуре ($\approx 20^\circ\text{C}$).

Расход жидкости измеряли с помощью турбинного преобразователя расхода ТПР8-1-1В.

Максимальная погрешность прибора составляет $\pm 1\%$, максимальное рабочее давление — 40 МПа.

Более подробные характеристики стенда, его гидравлическая схема и описание элементов приведены в работе [1].

Результаты экспериментальных исследований поршневого насоса

В связи с тем, что при проведении экспериментальных исследований резисторных гидродиодов прямоугольного сечения различных конструкций [2] оказалось, что наибольшей диодностью облада-

ет гидравлический диод с углом наклона пластин в 20°C , с семью пластинами с каждой стороны и расстоянием между пластинами 5 мм, при проведении экспериментальных исследований с гидравлическими агрегатами было решено использовать гидродиод данной конструкции.

Первоначально задачей данного эксперимента была проверка общей работоспособности поршневого насоса с гидродиодом на нагнетании. Поршневой насос в используемом экспериментальном стенде не имеет подпора давления; на момент запуска всасывающая и нагнетающая магистрали наполнены воздухом. Теоретически такой насос неработоспособен в связи с тем, что при движении поршня вниз из-за отсутствия нагнетательного клапана воздух из нагнетающей магистрали будет всасываться в цилиндр, а происходящего при этом разрежения давления недостаточно для открытия всасывающего клапана и наполнения цилиндра жидкостью. Стенд в первом варианте действительно не работал из-за особенностей соединения его агрегатов. Первоначально гидродиод был установлен на расстоянии около 30 см от насоса, при запуске насос не создавал давления, что означало, что всасывающий клапан не открылся и в системе отсутствует жидкость. Было решено переделать стенд, расположив гидродиод сразу после насоса, а

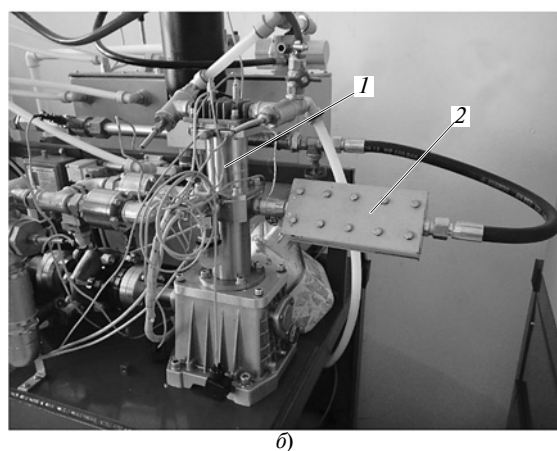
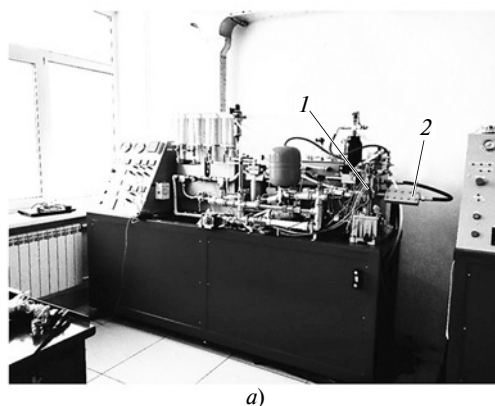


Рис. 2. Экспериментальный стенд (а) и его часть (б) для исследования ПГЭМОД (1) с гидродиодом (2) на нагнетании

если это не поможет, создать подпор всасываемой жидкости. К последнему действию прибегать не пришлось, установка гидродиода сразу после насоса позволила успешно запустить стенд. Гидродиод на нагнетании в момент запуска насоса работал как

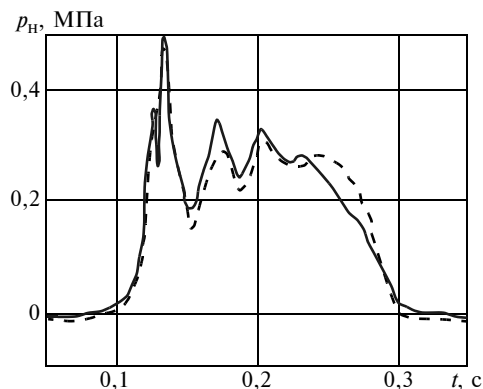


Рис. 3. Индикаторная диаграмма ПГЭМОД с гидродиодом (штриховая линия) и с клапаном (сплошная линия) на нагнетании:

рабочая среда — масло; частота вращения вала ротора $n = 200 \text{ мин}^{-1}$; давление нагнетания $p_n = 0,2 \text{ МПа}$

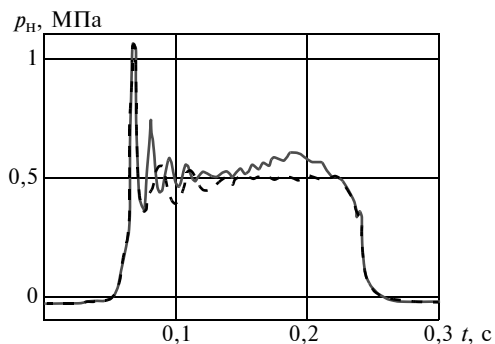


Рис. 4. Индикаторная диаграмма ПГЭМОД с гидродиодом (штриховая линия) и с клапаном (сплошная линия) на нагнетании:

рабочая среда — масло; частота вращения вала ротора $n = 200 \text{ мин}^{-1}$; давление нагнетания $p_n = 0,4 \text{ МПа}$

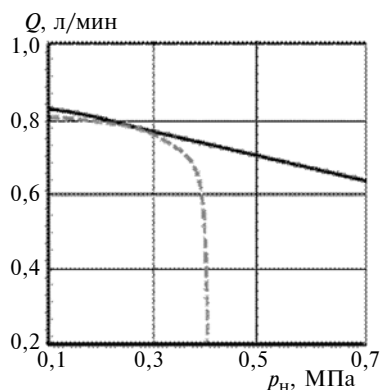


Рис. 5. Зависимости производительности Q насосной секции ПГЭМОД от давления p_n в линии нагнетания при частоте вращения $n = 200 \text{ мин}^{-1}$:

штриховая линия — с гидродиодом; сплошная линия — с клапаном

пневмодиод, позволяя поршню создать разрежение давления в камере насоса, что привело к открытию всасывающего клапана и созданию дальнейшего разрежения во всасывающей магистрали.

Фотографии экспериментального стенда для исследования ПГЭМОД с гидродиодом на нагнетании приведены на рис. 2, а, б.

В результате проведенных экспериментальных исследований насосная полость ПГЭМОД успешно работала при отсутствии гидравлического клапана на нагнетании, развивая максимальное давление в линии нагнетания $p_n \approx 0,4 \text{ МПа}$.

На рис. 3 и 4 приведены индикаторные диаграммы работы поршневого насоса с гидродиодом и клапаном на нагнетании на различных режимах.

При давлении нагнетания $0,2 \text{ МПа}$ индикаторная диаграмма работы ПГЭМОД с гидродиодом на нагнетании практически идентична таковой с установленным гидравлическим клапаном (см. рис. 3).

При увеличении давления нагнетания до $0,4 \text{ МПа}$ индикаторная диаграмма принимает вид, представленный на рис. 4, согласно которому при увеличении давления нагнетания индикаторная диаграмма работы насосной полости ПГЭМОД с гидродиодом приобрела вид, наиболее похожий на идеальную индикаторную диаграмму (прямоугольник).

Однако стоит отметить, что при дальнейшей попытке повысить давление нагнетания в системе при работе ПГЭМОД с гидродиодом на нагнетании давление в линии не увеличивалось, т. е. давление нагнетания $p_n \approx 0,4 \text{ МПа}$ — максимально возможное давление при работе ПГЭМОД с гидродиодом с данными геометрическими параметрами агрегата и частотой вращения вала. Это обусловлено, прежде всего, тем, что примененная конструкция гидродиода не в состоянии полностью перекрыть поток рабочей жидкости при течении в обратном направлении, в связи с чем при увеличении давления возрастают перетечки через гидродиод в обратном направлении, что негативно сказывается на расходе жидкости.

На рис. 5 представлена зависимость расхода рабочей жидкости ПГЭМОД от давления нагнетания.

Из рис. 5 видно, что расходно-напорные характеристики ПГЭМОД с клапаном (сплошная линия) и гидродиодом (штриховая линия) на нагнетании практически идентичны до давления $0,4 \text{ МПа}$; с увеличением давления нагнетания преобладают перетечки через гидродиод в обратном направлении.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Баженов А. М.** Разработка и исследование поршневой гибридной энергетической машины с щелевым уплотнением ступенчатого вида: Дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2017. 250 с. Машинопись.
2. **Кайгородов С. Ю.** Влияние конструктивных параметров гидродиода на его диодность // Вестник машиностроения. 2018. № 12. С. 42, 43.

В. Е. ЩЕРБА, д-р техн. наук, А. В. ЗАНИН, Е. А. ПАВЛЮЧЕНКО, канд. техн. наук,
Е. Ю. НОСОВ, канд. техн. наук (Омский государственный технический университет), e-mail: Scherba_V_E@list.ru

Анализ влияния геометрических параметров на рабочие процессы в двухступенчатой гибридной энергетической машине объемного действия без газового колпака с профилированной рабочей камерой второй ступени

Рассмотрена принципиальная схема и разработана математическая модель рабочих процессов в двухступенчатой гибридной энергетической машине объемного действия без газового колпака с профилированной рабочей камерой второй ступени. Математическая модель базируется на основных законах сохранения энергии, объема и массы для капельной жидкости и сжимаемого газа во второй ступени. В качестве основных геометрических параметров, оказывающих наибольшее влияние на рабочие процессы, выбраны диаметр подводящего трубопровода и начальный радиус профилированной рабочей камеры во второй ступени. Найдены функции отклика, определяющие динамику течения жидкости в исследуемой машине и ее основные интегральные характеристики.

Ключевые слова: рабочий процесс, охлаждение, поршневой компрессор, гибридная энергетическая машина объемного действия, профилированная рабочая камера.

A principal scheme is considered and a mathematical model of work processes is developed in a two-stage hybrid power machine of positive displacement without a gas cap with a profiled working chamber of the second stage. The mathematical model is based on the basic laws of conservation of energy, volume and mass for a dropping liquid and a compressible gas in the second stage. The diameter of the supply pipeline and the initial radius of the profiled working chamber in the second stage are selected as the main geometric parameters that have the greatest influence on the work processes. The response functions are found that determine the dynamics of the fluid flow in the machine under study and its main integral characteristics.

Keywords: work process, cooling, reciprocating compressor, hybrid power machine of positive displacement, profiled working chamber.

В результате проведенного численного эксперимента по разработанной математической модели установлено влияние начального радиуса на структуру потерь сопротивления, среднюю скорость жидкостного поршня, количество отводимой теплоты в процессе сжатия газа во второй ступени, коэффициент подачи и индикаторный изотермический КПД.

Проведенный численный эксперимент позволил также оценить влияние диаметра соединитель-

ного трубопровода на структуру общих и инерционных потерь напора. Установлено, что увеличение диаметра соединительного трубопровода приводит к уменьшению гидравлического сопротивления и инерционных потерь давления в нем.

Одним из основных путей повышения эффективности работы поршневых компрессоров и насосов является объединение их в единый агрегат, получивший название поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия (ПГЭМОД) [1, 2]. Основные преимущества данных машин — интенсивное охлаждение сжимаемого газа, которое осуществляется жидкостью, прокачиваемой насосом, размещенным в непосредственной близости от компрессора; надежное уплотнение цилиндропоршневой группы и уменьшение сил трения в ней; сокращение работы сил трения, увеличение кавитационного запаса насоса [3—6].

В настоящее время для сжатия газа до средних и высоких давлений используются двух-, трех- и четырехступенчатые поршневые компрессоры [7, 8]. Одной из перспективных схем является предварительное сжатие газа в одно- или двухступенчатом компрессоре и дожатие его до требуемого давления в цилиндре с жидкостным поршнем [9]. Использование жидкостного поршня позволяет ликвидировать утечки газа в цилиндропоршневой группе, сократить практически до нуля мертвый объем, что очень важно при сжатии газа до высокого давления, организовать интенсивное охлаждение компримируемого газа.

Для сжатия газа до средних и высоких давлений на основании проведенного патентного анализа разработаны новые перспективные схемы двухступенчатых ПГЭМОД: с газовым колпаком [10], без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени [11].

Наиболее перспективной машиной является двухступенчатая ПГЭМОД без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени. Цель данной статьи — анализ влияния геометрических параметров на рабочие процессы и динамику движения жидкости в двухступенчатой ПГЭМОД без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени.

Математическая модель рабочих процессов

Принципиальная схема двухступенчатой ПГЭМОД без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени представлена на рис. 1. При составлении математической модели примем следующие допущения:

1. Рабочая жидкость имеет постоянную температуру и подчиняется закону Ньютона.

2. Теплофизические свойства жидкости постоянны.

3. Коэффициенты трения по длине и местные коэффициенты сопротивления, полученные для стационарных условий, справедливы и для нестационарного течения.

4. Течение жидкости в каждый момент времени рассматривается как стационарное.

5. Учитывая высокий модуль упругости капельной жидкости и в общем случае невысокое давление для жидкости, примем, что рабочая жидкость несжимаема.

В основу математической модели положено уравнение сохранения энергии в форме уравнения Бернулли в интегральном виде. Сечение I—I (см. рис. 1) совместим с нижней границей механического поршня первой ступени, а сечение II—II — с поверхностью жидкостного поршня. С учетом принятых допущений оно запишется в следующем виде:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho_w g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho_w g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + \Delta h_{\Sigma}$$

и, решая его относительно p_1 , получаем:

$$p_1 = p_2 + (z_2 - z_1)\rho_w g + \rho_w \left(\frac{\alpha_2 v_2^2}{2} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} \right) + \rho_w g \Delta h_{\Sigma},$$

где z_1, z_2 — координаты центров сечений I—I и II—II; p, ρ_w — давление и плотность жидкости; g — ускорение свободного падения; α_1, α_2 — коэффициенты Кориолиса в соответствующих сечениях; v_1, v_2 — скорости жидкости в соответствующих сечениях; Δh_{Σ} — потери напора, включающие потери напора по длине Δh_1 , потери напора на преодоление местных сопротивлений Δh_{ζ} и инерционные потери напора $\Delta h_{ин}$.

В общем случае при ходе поршня 1 вниз происходит течение жидкости из насосной секции 2 первой ступени через соединительный трубопровод 3 в рабочую камеру 4 второй ступени ПГЭМОД. При поступлении жидкости в рабочую камеру всасывающий клапан 5 второй ступени компрессорной секции закрывается и происходит сжатие газа. До угла поворота коленчатого вала, равного $\approx \pi/2$, текущий радиус рабочей камеры второй ступени увеличивается, т. е. камера представляет собой диффузор, а затем при угле поворота от $\pi/2$ до π текущий радиус уменьшается, т. е. камера будет представлять собой конфузор.

При достижении давления нагнетания нагнетательный клапан 6 откроется и начнется подача сжатого газа потребителю. Таким образом, в зави-

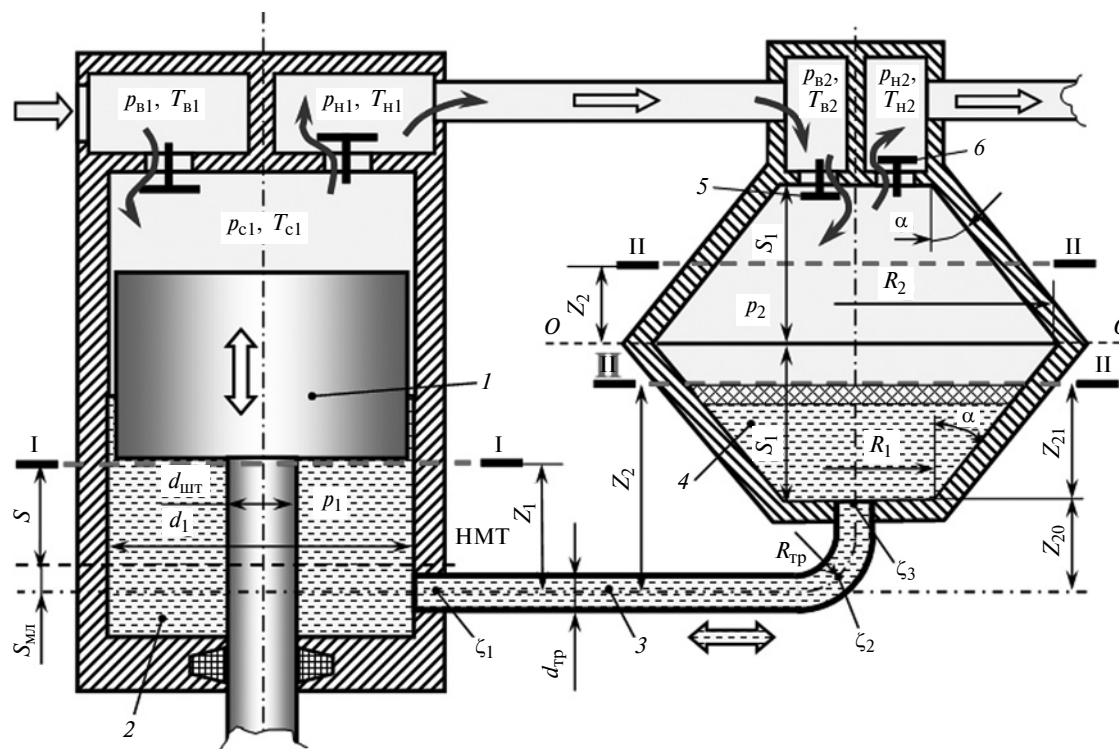


Рис. 1. Принципиальная схема двухступенчатой ПГЭМОД без газового колпака и с профилированной рабочей камерой второй ступени

симости от степени повышения давления процесс нагнетания может начинаться при положении верхней границы жидкостного поршня до границы симметрии $O-O$ (при низких значениях отношения давления p_{H2} нагнетания газа во второй ступени к давлению p_{BC2} всасывания), либо после границы симметрии (при высоких значениях p_{H2}/p_{BC2}). При движении поршня l вверх происходит процесс расширения газа из мертвого объема во второй ступени компрессорной секции.

Расширение газа осуществляется в диффузорной части рабочей камеры (при движении жидкостного поршня вверх она была конфузурной). При достижении номинального давления p_{BC2} всасывания всасывающий клапан 5 открывается и газ начинает поступать в рабочую камеру. Всасывание газа начинается в диффузорной части, а заканчивается в нижней части — конфузурной.

Текущие координаты центров тяжести сечений при движении жидкостного поршня как вверх, так и вниз, определялись из условия равенства объема, вытесненного из насосной секции первой ступени в рабочую камеру второй ступени за элементарный промежуток времени. Получаемые нелинейные уравнения решались численным методом.

Определение потерь напора на сопротивление проводилось на основании уравнения Дарси—Вейсбаха и включали в себя потери Δh_l напора по длине в насосной полости первой ступени, потери Δh_{lTP} напора по длине трубопровода 3 и потери Δh_{l2} напора по длине в профилированной рабочей камере второй ступени:

$$\Delta h_l = \Delta h_{l1} + \Delta h_{lTP} + \Delta h_{l2}.$$

Коэффициент λ трения по длине являлся в общем случае функцией числа Рейнольдса и относительной шероховатости и определялся на основании известных рекомендаций [12]. Потери напора по длине для диффузорной и конфузурной частей профилированной рабочей камеры второй ступени определялись на основании рекомендаций, изложенных в работе [13]. Потери напора на местные сопротивления включали в себя местные сопротивления при соединении насосной секции первой ступени с соединительным трубопроводом 3 , местные сопротивления при повороте потока, местные сопротивления при соединении трубопровода 3 с рабочей камерой второй ступени, местные сопротивления при расширении в диффузорной части рабочей камеры второй ступени и местные сопротивления при постоянном сужении в конфузурной части рабочей камеры второй ступени. Необходимо отметить, что значения коэффициентов местных сопротивлений зависели от направления течения жидкости. Например, при тчении жидкости из насосной секции первой ступени в соединительный трубопровод 3 мы имеем внезапное сужение, а

при обратном течении — внезапное расширение. Коэффициенты местных сопротивлений определялись на основании работы [13]. Таким образом,

$$\Delta h_\zeta = \Delta h_{\zeta1} + \Delta h_{\zeta2} + \Delta h_{\zeta3} + \Delta h_{\zeta4}.$$

Инерционные потери $\Delta h_{ин}$ напора складываются из инерционных потерь $\Delta h_{ин1}$ напора насосной секции первой ступени, инерционных потерь Δh_{TP} напора в соединительном трубопроводе 3 и инерционных потерь напора в профилированной рабочей камере второй ступени. Инерционные потери напора в насосной секции первой ступени и в соединительном трубопроводе 3 определялись на основании рекомендаций работы [14]. Инерционные потери напора в профилированной рабочей камере второй ступени определялись с учетом направления движения жидкостного поршня и его положения, т. е. для диффузорной и конфузурной частей рабочей камеры. Мгновенное ускорение днища жидкостного поршня определялось с учетом изменения геометрии рабочей камеры.

При определении мгновенных параметров сжимаемого газа во второй ступени использовалась модель с сосредоточенными параметрами [15], включающая: уравнение сохранения энергии в виде первого закона термодинамики тела переменной массы, уравнение сохранения массы, уравнение состояния и уравнение динамики движения запорного органа самодействующего клапана.

$$\left\{ \begin{array}{l} dU_2 = dQ_2 - p_2 dV_2 + \sum_{i=1}^{N_3} i_{\Pi i} dM_{\Pi i} - \sum_{i=1}^{N_4} i_o dM_{oi}; \\ dM_2 = \sum_{i=1}^{N_3} dM_{\Pi i} - \sum_{i=1}^{N_4} dM_{oi}; \\ p_2 = (k-1) \frac{U_2}{V_2}; \\ T_2 = p_2 V_2 / M_2 R_2; \\ m_{\text{пр}} \frac{d^2 h}{d\tau^2} = \sum F_i, \end{array} \right.$$

где dU_2 — элементарное изменение полной внутренней энергии компримируемого газа; dQ_2 — элементарное количество теплоты, подводимое к газу; dV_2 — элементарное изменение объема рабочей полости компрессорной секции; $i_{\Pi i}$, i_o — удельные энтальпии присоединяемой и отделяемых масс газа; $dM_{\Pi i}$, dM_{oi} — элементарные количества присоединяемых и отделяемых масс газа; N_3 , N_4 — числа источников присоединяемой и отделяемой масс жидкости; k , R_2 — показатель адиабаты и газовая постоянная компримируемого газа; V_2 , M_2 , T_2 — объем, масса и температура сжимаемого газа; $m_{\text{пр}}$ — приведенная масса запорного органа самодействующе-

го клапана; h — высота подъема запорного органа клапана; ΣF_i — сумма сил, действующих на запорный орган клапана.

Планирование численного эксперимента, независимые переменные и функции отклика

Для проведения численного эксперимента выберем двухступенчатую поршневую гибридную энергетическую машину объемного действия с профилированной рабочей камерой, имеющую следующие основные геометрические и эксплуатационные параметры: диаметр поршня первой ступени $d_{\Pi} = 0,050$ м; диаметр штока первой ступени $d_{ШТ} = 0,036$ м; полный ход поршня первой ступени $S_h = 0,050$ м; частота вращения коленчатого вала $n = 500$ мин⁻¹; давление всасывания во второй ступени $p_{BC} = 0,5$ МПа; давление нагнетания во второй ступени $p_H = 2,5$ МПа; средняя температура стенок поверхности рабочей камеры второй ступени $T_{CT} = 330$ К; температура всасываемого воздуха во второй ступени $T_{BC} = 310$ К; начальная координата жидкости во второй ступени $Z_{20} = 0,100$ м; диаметр подводящего трубопровода $d_{TP} = 0,016$ м; длина подводящего трубопровода $l_{TP} = 0,5$ м; линейное мертвое пространство $S_M = 0,0025$ м; радиус поворота подводящего трубопровода $R_{TP} = 0,5$ м; радиус конической вставки в реальной расчетной схеме второй ступени ПГЭМОД $r_{21} = 0,003$ м, $r_{11} = 0,015$ м; радиусы конической рабочей камеры в приведенной расчетной схеме второй ступени ПГЭМОД $r_1 = 0,0132$ м, $r_2 = 0,01977$ м; угол наклона образующей усеченного конуса $\alpha = 0,235$ рад; высота усеченного конуса $S_K = 0,0272$ м; максимальная высота подъема запорного органа нагне-

тательного клапана во второй ступени $h_{H \max} = 0,001$ м; максимальная высота подъема запорного органа всасывающего клапана во второй ступени $h_{B \max} = 0,001$ м; ширина прохода в седле всасывающего клапана во второй ступени $d_{кл.в} = 0,09$ м; ширина прохода в седле нагнетательного клапана во второй ступени $d_{кл.н} = 0,09$ м; жесткость пружины нагнетательного клапана во второй ступени $C_{пр.н} = 16\,280$ Н/м; жесткость пружины всасывающего клапана $C_{пр.в} = 5980$ Н/м; максимальный зазор между седлом и запорным органом всасывающего клапана во второй ступени $\delta_{в.с} = 1 \cdot 10^{-8}$ м; минимальный зазор между седлом и запорным органом нагнетательного клапана во второй ступени $\delta_{н} = 1 \cdot 10^{-8}$ м; рабочие тела воздух—вода.

В качестве основных геометрических параметров примем диаметр d_{TP} подводящего трубопровода 3 (см. рис. 1) и радиус r_{11} вставки в нижнем сечении. Необходимо отметить, что радиусы r_{11} и r_1 в расчетной схеме связаны между собой выражением $r_1 = r_{12} - r_{11}$. Меняя r_1 в расчетной схеме при фиксированном r_2 (рис. 2), мы меняем угол α наклона образующей диффузора, значение которого определится по формуле

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{r_2 - r_1}{\sqrt{(r_2 - r_1)^2 + S_K^2}} \right).$$

Высота рабочей камеры второй ступени определится по формуле

$$S_K = \frac{V_h}{2 \frac{1}{3} \pi (r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2)},$$

где V_h — рабочий объем насосной секции первой ступени.

При проведении численного эксперимента радиус r_{11} будем изменять в пределах 18÷13 мм, что соответствует размеру $r_1 = 8,71 \div 15,20$ мм. Изменение размера r_1 приводит к изменениям скорости и ускорения жидкости, а также к изменениям теплообменной поверхности и коэффициента теплопередачи и к инерционным потерям. Это обусловило выбор радиуса r_{11} в качестве одного из наиболее важных геометрических параметров. Изменение диаметра d_{TP} подводящего трубопровода оказывает влияние на величину сил сопротивления и инерционных потерь, причем это влияние более значимо, чем влияние длины трубопровода, так как диаметр входит в выражения для определения инерционных потерь и сил сопротивления во второй степени.

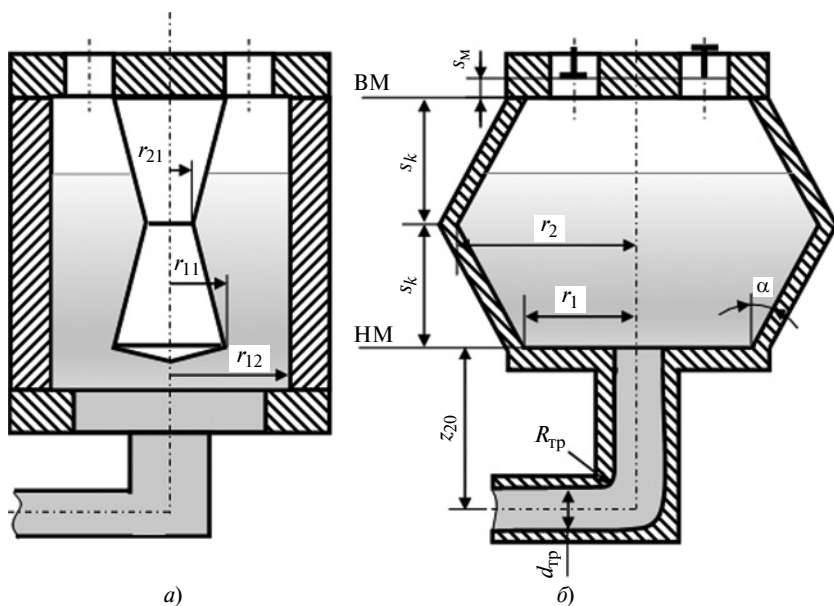


Рис. 2. Реальная (а) и приведенная (б) расчетные схемы второй ступени ПГЭМОД

Все функции отклика можно разделить на две большие группы. Первую группу составляют функции, определяющие течение жидкости в машине:

$$\Delta \bar{p}_1 = \frac{\Delta p_1}{p_\Sigma}; \quad \Delta \bar{p}_2 = \frac{\Delta p_2}{p_\Sigma}; \quad \Delta \bar{p}_3 = \frac{p_3}{p_\Sigma},$$

$$\text{где } \Delta p_1 = \int_0^{2\pi} |z_2 - z_1| \rho_w g d\varphi; \quad \Delta p_2 = \int_0^{2\pi} \rho_w \left| \frac{\alpha_2 v_2^2}{2} - \frac{\alpha_1 v_1^2}{2} \right| d\varphi;$$

$$\Delta p_3 = \int_0^{2\pi} \rho_w g |\Delta h_1 + \Delta h_\zeta + \Delta h_{ин}| d\varphi;$$

$$\Delta p_\Sigma = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3.$$

Величина $\Delta \bar{p}_1$ определяет отношение геометрического напора к сумме геометрического напора, скоростного напора и суммарных потерь напора за цикл. Величина $\Delta \bar{p}_2$ определяет отношение скоростного напора к сумме геометрического напора, скоростного напора и суммарных потерь напора за цикл. Величина $\Delta \bar{p}_3$ определяет отношение суммарных потерь напора к сумме геометрического напора, скоростного напора и суммарных потерь напора за цикл. В первую группу входят также:

$$v_{1cp} = \int_0^{2\pi} |v_1| d\varphi / (2\pi) \text{ — средняя скорость поршня}$$

$$\text{первой ступени; } v_{2cp} = \int_0^{2\pi} |v_2| d\varphi / (2\pi) \text{ — средняя скорость}$$

$$\text{поверхности жидкостного поршня; } \Delta \bar{h}_l =$$

$$= \int_0^{2\pi} |\Delta h_l| d\varphi / \Delta h_\Sigma \text{ — отношение потерь напора на гидравлическое сопротивление по длине к общим потерям напора за цикл; } \Delta \bar{h}_\zeta =$$

$$\int_0^{2\pi} |\Delta h_\zeta| d\varphi / h_\Sigma \text{ — отношение потерь напора на местные сопротивления к общим потерям напора за цикл; } \Delta \bar{h}_{ин\Sigma} =$$

$$= \int_0^{2\pi} |\Delta h_{ин\Sigma}| d\varphi / \Delta h_\Sigma \text{ — отношение инерционных потерь, взятых по модулю, к общим потерям напора за цикл, где } \Delta h_\Sigma =$$

$$\int_0^{2\pi} (|\Delta h_l| + |\Delta h_\zeta| + |\Delta h_{ин\Sigma}|) d\varphi;$$

$$\Delta \bar{h}_{ин1} = \int_0^{2\pi} |\Delta h_{ин1}| d\varphi / \Delta h_\Sigma \text{ — отношение инерционных потерь в насосной секции первой ступени к общим инерционным потерям за цикл; } \Delta \bar{h}_{ин.тр} =$$

$$= \int_0^{2\pi} |\Delta h_{тр}| d\varphi / \Delta h_{ин\Sigma} \text{ — отношение инерционных}$$

$$\text{потерь в соединительном трубопроводе к общим инерционным потерям за цикл; } \Delta \bar{h}_{ин2} =$$

$$= \int_0^{2\pi} |\Delta h_{ин2}| d\varphi / \Delta h_{ин\Sigma} \text{ — отношение инерционных}$$

потерь в соединительном трубопроводе к общим инерционным потерям за цикл; $\Delta \bar{h}_{ин2} =$

$$= \int_0^{2\pi} |\Delta h_{ин2}| d\varphi / \Delta h_{ин\Sigma} \text{ — отношение инерционных}$$

потерь во второй ступени ПГЭМОД к общим инерционным потерям за цикл.

Вторую группу составляют функции, определяющие эффективность работы второй ступени ПГЭМОД:

1) индикаторный изотермический КПД

$$\eta_{инд.из} = \frac{G_{кн} R T_{вс} \ln(p_H / p_{вс})}{\oint V_\Gamma dp},$$

где V_Γ — объем сжимаемого газа; $G_{кн}$ — масса газа, подаваемого за цикл в линию нагнетания;

2) коэффициент подачи компрессора

$$\lambda = G_{кн} / (S_h f_H \rho_{вс}),$$

где $\rho_{вс}$ — плотность всасываемого газа;

$$3) \Delta \bar{p}_{вс} = \left[\frac{\int_{V_1}^{V_k} \Delta p_{вс} dV}{(V_H - V_1)} \right] / p_{вс} \text{ — относительные}$$

средние потери давления в процессе всасывания, где V_1 — объем газа в начале процесса всасывания;

$$4) \Delta \bar{p}_H = \left[\frac{\int_{V_M}^{V_k} \Delta p_H dV}{(V_H - V_M)} \right] / p_H \text{ — относительные}$$

средние потери давления в процессе нагнетания, где $\Delta p_{вс} = (p_{вс} - p)$ — потери давления в процессе всасывания; $\Delta p_H = (p - p_H)$ — потери давления в процессе нагнетания; V_H — объем газа в начале процесса нагнетания; V_M — величина мертвого объема газа;

$$5) N_{инд} = \frac{\oint V dp}{(60/n_{об})} \text{ — индикаторная мощность}$$

компрессорной секции;

$$6) G_k = \frac{\oint (dM_6 - dM_5)}{(60/n_{об})} \text{ — массовая производи-}$$

тельность компрессорной секции, где dM_6, dM_5 — элементарные массы, проходящие через нагнетательный клапан в прямом и обратном направлениях;

$$7) N_{уд} = \frac{N_{инд}}{G_k} \text{ — удельная индикаторная мощность компрессорной секции;}$$

$$8) n_{сж} = \frac{\ln(p_1/p_2)}{\ln(V_2/V_1)} \text{ — показатель политропы ко-}$$

нечных параметров в процессе сжатия, где p_1, p_2 —

давление газа в начале и конце процесса сжатия; V_1, V_2 — объемы газа в начале и конце процесса сжатия.

Необходимо отметить, что при планировании эксперимента использовался классический план с дробными репликами.

Результаты численного эксперимента

Анализ влияния величины начального радиуса r_{11}

С уменьшением радиуса r_{11} (см. рис. 2) происходят увеличение размера r_1 и уменьшения угла α и величины S_k при постоянном объеме рабочей камеры. Так, уменьшение радиуса r_{11} от 18 до 13 мм приводит к уменьшению угла α от 0,303 до 0,1848 рад, а величины S_k — с 35,3 мм до 24,4 мм, т. е. форма рабочей камеры приближается к цилиндрической.

С уменьшением радиуса r_{11} уменьшается скорость v_{2cp} (рис. 3) при постоянной скорости v_{1cp} .

Уменьшение скорости v_{2cp} приводит к уменьшению величины $\Delta\bar{p}_2$, наблюдается также незначительное уменьшение $\Delta\bar{p}_1$ и, соответственно, увеличение $\Delta\bar{p}_3$. Значение $\Delta\bar{p}_3$ увеличивается с уменьшением r_{11} (с увеличением r_1). С изменением r_{11} величина $\Delta\bar{h}_l$ остается постоянной, а величина $\Delta\bar{h}_c$ незначительно увеличивается (с уменьшением r_{11}), величина $\Delta\bar{h}_{ин}$ незначительно уменьшается (рис. 4). В общем можно констатировать, что величина $\Delta\bar{h}_l$ составляет 65,8 % от всех потерь напора, величина $\Delta\bar{h}_c$ находится в пределах 6,5—7,0 %, а величина $\Delta\bar{h}_{ин}$ в пределах 31 %.

С изменением радиуса r_{11} меняется структура инерционных потерь: с уменьшением r_{11} незначительно увеличивается $\Delta\bar{h}_{ин1}$, величина $\Delta\bar{h}_{ин2}$ весьма значительно уменьшается, а величина $\Delta\bar{h}_{интр}$ увеличивается (рис. 5).

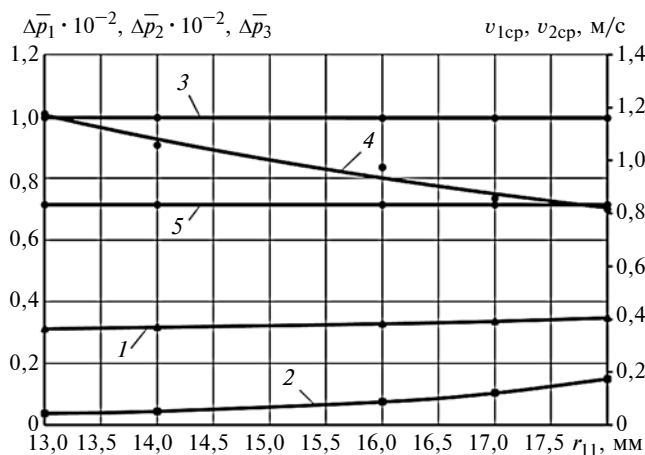


Рис. 3. Зависимости $\Delta\bar{p}_1, \Delta\bar{p}_2, \Delta\bar{p}_3$ от r_{11} :

$\Delta\bar{p}_1 \cdot 10^{-2}$ (1), $\Delta\bar{p}_2 \cdot 10^{-2}$ (2), $\Delta\bar{p}_3$ (3), v_{1cp} (4), v_{2cp} (5)

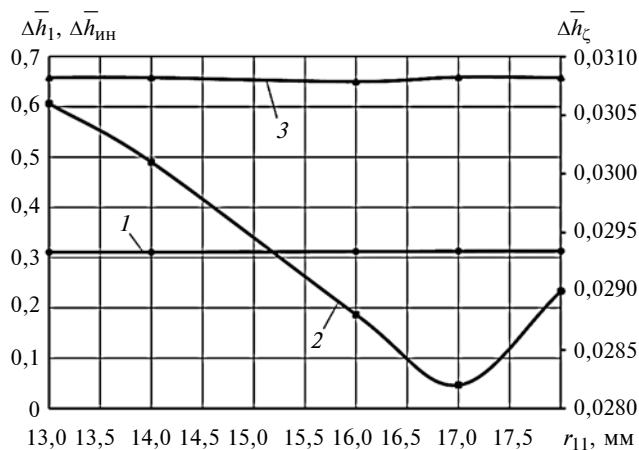


Рис. 4. Зависимости $\Delta\bar{h}_l$ (1), $\Delta\bar{h}_c$ (2), $\Delta\bar{h}_{ин}$ (3) от r_{11}

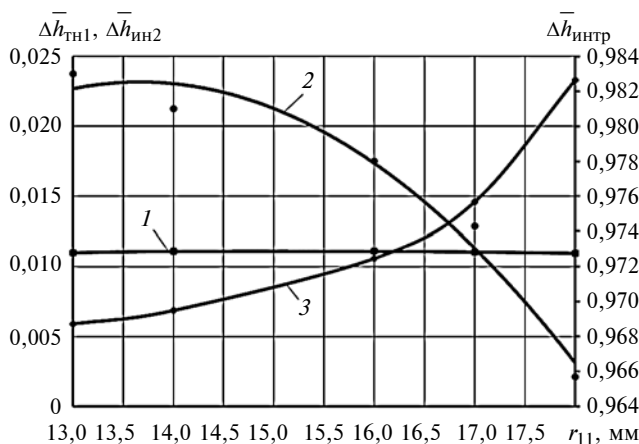


Рис. 5. Зависимости $\Delta\bar{h}_{ин1}$ (1), $\Delta\bar{h}_{ин2}$ (2) и $\Delta\bar{h}_{интр}$ (3) от r_{11}

С уменьшением r_{11} (с увеличением r_1) количество отводимой в процессе сжатия теплоты $Q_{сж}$ уменьшается, а показатель политропы $n_{сж}$ процесса сжатия увеличивается, что подтверждает увеличение теплообменной поверхности при использовании конической поверхности. Уменьшения $Q_{сж}$ и $n_{сж}$ при изменении r_{11} незначительны ($Q_{сж}$ в пределах 7 %, а $n_{сж}$ в пределах 1 %), зависимости $Q_{сж}$ и $n_{сж}$ от r_{11} носят параболический характер (рис. 6).

С уменьшением r_{11} наблюдается незначительное увеличение относительных потерь давления в процессах всасывания и нагнетания. Приближение процесса обратного расширения к адиабатическому с уменьшением r_{11} приводит к уменьшению процесса обратного расширения, что увеличивает производительность компрессора и коэффициент подачи. С уменьшением r_{11} происходят совсем незначительное повышение индикаторного изотермического КПД и падение удельной индикаторной мощности (меньше 1 %). Это позволяет считать, что величины $\eta_{инд.из}$, λ , $N_{уд}$, G_k остаются постоянными при уменьшении r_{11} .

Анализ влияния диаметра соединительного трубопровода

С увеличением диаметра соединительного трубопровода уменьшаются потери сопротивления по его длине и инерционные потери напора в нем.

На рис. 7 представлены зависимости $\Delta \bar{h}_{ин1}$, $\Delta \bar{h}_{ин.тр}$ и $\Delta \bar{h}_{ин2}$. Относительные инерционные потери в соединительном трубопроводе с увеличением $d_{тр}$ от 12 до 20 мм уменьшаются от 0,988 до 0,910, а инерционные потери напора в первой ступени $\Delta \bar{h}_{ин1}$ и во второй ступени $\Delta \bar{h}_{ин2}$ увеличиваются, причем значение $\Delta \bar{h}_{ин1}$ превышает значение $\Delta \bar{h}_{ин2}$ во всем диапазоне изменения $d_{тр}$.

Увеличение диаметра соединительного трубопровода способствует уменьшению скорости движения жидкости в нем, что приводит к уменьшению гидравлического сопротивления и инерционных потерь давления.

Необходимо отметить, что инерционные потери уменьшаются менее значительно, чем потери на-

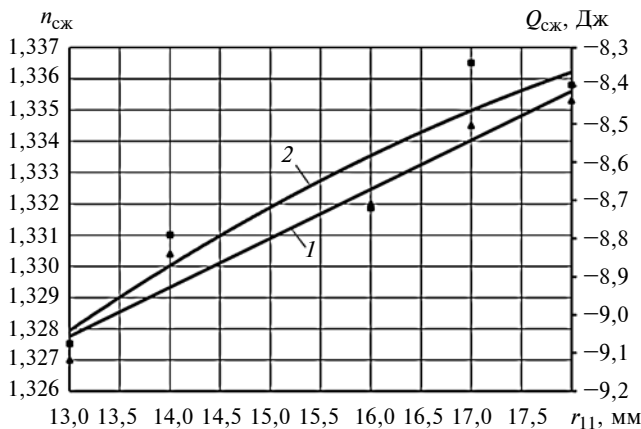


Рис. 6. Зависимости количества $Q_{сж}$ (1) отводимой теплоты в процессе сжатия и показателя политропы $n_{сж}$ (2) процесса сжатия от r_{11}

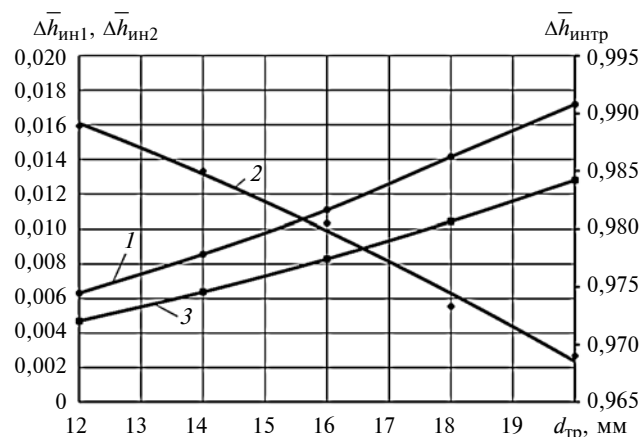


Рис. 7. Зависимости относительных инерционных потерь напора $\Delta \bar{h}_{ин1}$ (1), $\Delta \bar{h}_{ин2}$ (2) и $\Delta \bar{h}_{ин.тр}$ (3) от диаметра соединительного трубопровода

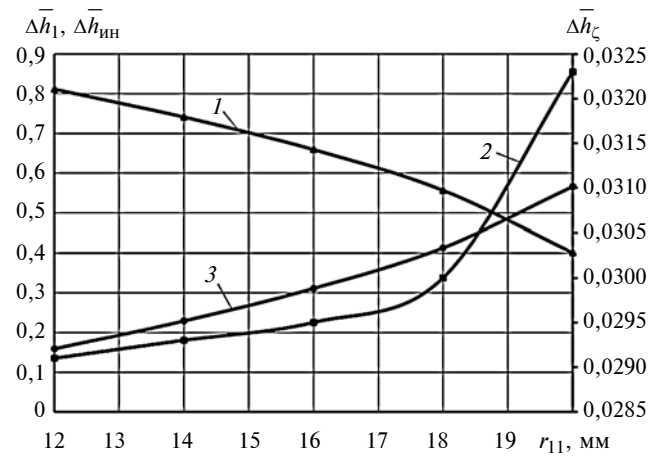


Рис. 8. Зависимости относительных потерь напора $\Delta \bar{h}_1$ (1), $\Delta \bar{h}_\zeta$ (2) и $\Delta \bar{h}_{ин}$ (3) от диаметра $d_{тр}$ соединительного трубопровода

пора по длине и потери напора на местные сопротивления, что приводит к увеличению $\Delta \bar{h}_{ин}$, уменьшению $\Delta \bar{h}_1$ и увеличению $\Delta \bar{h}_\zeta$ (рис. 8). Необходимо отметить, что наблюдается значительное увеличение относительных инерционных потерь напора: с 0,518 при $d_{тр} = 159$ мм до 0,566 при $d_{тр} = 20$ мм.

Зависимости относительных потерь напора от сил сопротивления по длине и инерционных относительных потерь напора от $d_{тр}$ носят параболический характер.

Уменьшение потерь давления вследствие сил сопротивления и сил инерции с увеличением $d_{тр}$ приводит к увеличению $\Delta \bar{p}_1$ и $\Delta \bar{p}_2$. Необходимо отметить, что с увеличением $d_{тр}$ почти в два раза $\Delta \bar{p}_3$ изменяется незначительно. Изменения $\Delta \bar{p}_1$ и $\Delta \bar{p}_2$ весьма значительны, но их абсолютные значения очень малы.

Необходимо отметить, что влияние диаметра соединительного трубопровода на рабочие процессы компрессорной секции второй ступени отсутствует.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Насос-компрессоры.** Рабочие процессы и основы проектирования / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, В. В. Шалай, Е. В. Ходырева. М.: Машиностроение, 2013. 368 с.
2. **Конструктивные** компоновки гибридных машин объемного действия / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, А. Т. Рыбак и др. // Омский научный вестник. 2018. № 1 (157). С. 10–18.
3. **Анализ** основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, С. Ю. Кайгородов, Д. А. Кузеева // Вестник машиностроения. 2015. № 12. С. 15–19.
4. **О соотношении** массовых потоков жидкости и давлений нагнетания между насосной и компрессорной полостями в поршневой гибридной энергетической машине / В. Е. Щерба, А. П. Болштянский, Г. А. Нестеренко,

Б. П. ТИМОФЕЕВ, д-р техн. наук, Н. Т. ДАНГ, М. Х. ЧАН (Университет ИТМО, г. Санкт-Петербург),
e-mail: nhanthong.docs@gmail.com

Обеспечение бокового зазора в зубчатых передачах дополнительным смещением исходного контура

Предложен метод многокритериальной оптимизации зацепления с использованием программы Kompas-3D для расчета коэффициентов смещения бокового зазора в зубчатой передаче. Проанализированы рекомендации (ГОСТ 16532—70, приложение 2) по выбору коэффициентов смещения зубчатых колес цилиндрических передач, предложены необходимые поправки.

Ключевые слова: зубчатая передача, боковой зазор, коэффициент смещения, метод многокритериальной оптимизации, программа «Компас-3D», блокирующий контур.

A method of multicriteria optimization of gearing with the use of the Kompas-3D program for calculating the degrees of correction of the lateral clearance in the tooth gear is proposed. The recommendations (GOST 16532—70, Appendix 2) on the selection of the degrees of correction of the gear wheels of cylindrical gears are analyzed, the necessary corrections are proposed.

Keywords: tooth gear, lateral clearance, degree of correction, multicriteria optimization method, Kompas-3D program, blocking contour.

При оценке качества зубчатых передач одними из главных критериев считаются наибольшая кинематическая погрешность и мертвый ход передачи. Очевидно, что эти показатели точности носят функциональный характер. Их значения в каждый момент времени различны. Мертвый ход зависит

от угла φ_1 поворота ведущего колеса, т. е. от момента реверсирования передачи. Мертвый ход в передаче непосредственно связан с боковым зазором между зубьями.

Рассмотрим показатели бокового зазора, обеспечивающие качественную работу передачи. Главными условиями являются отсутствие заклинивания и оптимальное смазывание. Имеется в виду не только скорость удаления смазочного материала из впадины, но главным образом его прохождение через небольшие зазоры. Кроме того, зазор в передаче необходим для компенсации погрешностей изготовления зубчатых колес и других деталей передачи (например, корпуса), погрешностей монтажа и деформаций под нагрузкой.

Одно из преимуществ эвольвентного зацепления — при изготовлении зубчатых колес обкаткой отклонение исходного контура производящего инструмента относительно технологической оси колес не только не ухудшает качество изготавливаемого колеса, но и устраняет некоторые качественные проблемы.

Смещение исходного контура часто осуществляется специально для достижения некоторых технологических целей, в том числе получения заданного межосевого расстояния зубчатой передачи, отличающегося от делительного, устранения подрезания зубьев и др. Величина этого смещения в таблице параметров зубчатого венца учитывается

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 6)

А. Ю. Кондюрин // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 4. С. 35—38.

5. **Тегжанов А. С., Щерба В. Е., Носов Е. Ю.** / Разработка опытного образца бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2018. № 11. Т. 22. Иркутск: ИрГТУ. С. 63—70.

6. **Математическое** моделирование рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с шелевым уплотнением ступенчатого вида / А. М. Баженов, В. Е. Щерба, В. В. Шалай и др. // Вестник машиностроения. 2019. № 2. С. 55—60.

7. **Пластинин П. И.** Поршневые компрессоры. Т. 1. М.: Колос, 2006. 397 с.

8. **Френкель М. И.** Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 744 с.

9. **Мартьянов В. Н.** Разработка и исследование насосно-компрессорных установок для сжатия газов и газожидкостных смесей: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Российский государственный университет нефти и газа им. И. М. Губкина. М., 2009. 25 с.

10. **Пат. 2722116 Рос. Федерации:** МПК F04B 25/00 (2006.01), СПК F04B 25/00 (2020.02). Способ работы поршневого двухступенчатого компрессора и устройство для его осуществления.

11. **Пат. 2736555 Рос. Федерации:** МПК F04B 35/02 (2006.01), МПК F04B 19/06 (2006.01). Способ работы гидропневматического агрегата и устройство для его осуществления.

12. **Альтшуль А. Д., Киселев П. Г.** Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975. 327 с.

13. **Идельчик И. Е.** Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Книга по Требованию. 2012. 466 с.

14. **Башта Т. М.** Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. М.: Машиностроение, 1979. 606 с.

15. **Щерба В. Е.** Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия: учеб. пособие для бакалавриата и магистратуры. 2-е изд., доп. М.: Изд-во Юрайт, 2019. 323 с.

коэффициентом x смещения. Коэффициент устанавливается при геометрическом расчете передачи исходя из условия беззазорного зацепления, причем в рабочем чертеже указываются отдельно смещения x_1 и x_2 соответственно ведущего и ведомого колес.

Сложность назначения коэффициентов смещения заключается в том, что оценка важности тех или иных качественных параметров передачи (в том числе контактной и изгибной прочности, износостойкости, коэффициента перекрытия и др.) во многом зависит от конкретных условий эксплуатации и назначения механизма. Поэтому разработать обобщенную методику выбора коэффициентов смещения для разных передач невозможно. Даже для определенно проектируемой передачи отсутствуют методы получения конкретного оптимального значения коэффициентов смещения. На практике при проектировании зубчатых механизмов коэффициенты смещения часто выбирают исходя из простейших рекомендаций.

В реальном зацеплении наличие бокового зазора между зубьями важно не только для предотвращения заклинивания передачи, но и для обеспечения смазывания в зацеплении и компенсации погрешностей изготовления и монтажа. Величину бокового зазора можно обеспечить изменением межосевого расстояния передачи, которое регулируется смещением исходного контура производящего инструмента на стадии изготовления. Таким образом, дополнительное смещение исходного контура целесообразно назначать с целью получения необходимого бокового зазора в передаче.

В данной статье рассматривается расчет коэффициентов смещения исходного контура для обеспечения бокового зазора в передаче. Конкретно расчет коэффициентов дополнительного смещения исходного контура можно рассматривать, как некоторое дополнение к коэффициентам смещения, полученным, в частности, для беззазорного зацепления.

Базовый стандарт ГОСТ 1643—81 "Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски" [1] нормирует наибольшую кинематическую погрешность, а также минимальный и максимальный боковые зазоры в передаче. Минимальный боковой зазор $j_{n \min}$ (так называемый гарантированный) и класс отклонений межосевого расстояния в зависимости от вида сопряжения определяются в табл. 13 [1], т. е. для каждого межосевого расстояния a_w устанавливается конкретное значение $j_{n \min}$, мкм, а его верхнее предельное значение $j_{n \max}$ косвенно рассчитывается по формуле

$$j_{n \max} = j_{n \min} + T_{jn}.$$

Причем допуск T_{jn} на боковой зазор непосредственно не нормируется, а определяется нормами

дополнительного смещения E_H исходного контура, отклонением E_{Wm} средней длины общей нормали, отклонением E_c толщины зуба или отклонением $E_{a''}$ измерительного межосевого расстояния в зависимости от вида сопряжения и степени точности по нормам плавности работы.

По сути, для обеспечения $j_{n \min}$ назначаются смещения x'_1 и x'_2 производящего контура, определяемые по формуле

$$x'_2 m = x'_1 m + x'_2 m = -j_{n \min} / 2 \sin \alpha. \quad (1)$$

Автор работы [2] полагает, что зазор $j_{n \min}$ не обеспечивает отсутствие заклинивания в передаче. Касательно стандарта [1], в примечании к рисунку "Виды сопряжений и гарантированные боковые зазоры" указано, что сопряжение B обеспечивает минимальный боковой зазор, при котором невозможно заклинивание стальной или чугунной передачи от нагрева при разности температур зубчатых колес и корпуса в 25 °С. При этом ГОСТ 1643—81 не содержит указаний для других видов сопряжений, разностей температур и материалов.

Очевидно, это подтверждает и работа [2], что в каждом конкретном случае можно определить x'_2 , но не x'_1 и x'_2 в отдельности.

Чтобы не было заклинивания передачи из-за погрешностей зубчатых и незубчатых звеньев механизма, необходимо задать дополнительное смещение x'' по формуле

$$x''_2 m = x''_1 m + x''_2 m = -j_{nk} / 2 \sin \alpha. \quad (2)$$

В формулах (1) и (2) α — угол главного профиля исходного контура, а уменьшение бокового зазора j_{nk} за счет упомянутых погрешностей рассчитывается по формуле [2]

$$j_{nk} = 2f_a \sin \alpha + f_y \cos \alpha + f_x \sin \alpha + F_{r1} \sin \alpha + f_{pb1} + F_{\beta 1} \cos \alpha + F_{r2} \sin \alpha + f_{pb2} + F_{\beta 2} \cos \alpha, \quad (3)$$

где f_a — предельное отклонение межосевого расстояния (см. табл. 13 [1]); f_{pb} — предельное отклонение шага зацепления (табл. 8 [1]); F_r — допуск на радиальное биение зубчатого венца (табл. 6 [1]); F_{β} , f_x и f_y — допуски на погрешность направления зуба и соответственно на отклонение от параллельности и перекос осей колес (табл. 11 [1]).

Для компенсации погрешностей изготовления всех элементов передачи и погрешностей монтажа ГОСТ [1] предусматривается допуск T_{jn} , т. е.

$$j_{n \max} = j_{n \min} + k_j,$$

где

$$k_j = \sqrt{(2f_a \sin \alpha)^2 + 2f_{pb}^2 + 2F_{\beta}^2 + (f_x \sin \alpha)^2 + (f_y \cos \alpha)^2}.$$

При этом параметр k_j аналогичен вышеприведенному параметру j_{nk} , однако ГОСТ полагает $f_{pb1} = f_{pb2}$, $F_{\beta 1} = F_{\beta 2}$ и распределение слагаемых под

корнем по нормальному закону. Принять такое условие можно только в некоторых случаях.

Если предполагается отсутствие заранее определенных видов распределения случайных величин в формуле (3), то

$$j_n \max = j_n \min + 2f_a \sin \alpha + f_y \cos \alpha + f_x \sin \alpha + F_{r1} \sin \alpha + f_{pb1} + F_{\beta 1} \cos \alpha + F_{r2} \sin \alpha + f_{pb2} + F_{\beta 2} \cos \alpha.$$

Кроме описанных выше методов расчета, есть практический подход к определению экстремальных значений бокового зазора j_n . При этом приняты значения дополнительного смещения исходного контура, приведенные в стандарте:

$$j_n = (-E_{Hs1} - E_{Hs2} \pm 2f_a) 2 \sin \alpha;$$

$$j_n \min = (-E_{Hs1} - E_{Hs2} - 2f_a) 2 \sin \alpha;$$

$$j_n \max = (-E_{Hs1} - E_{Hs2} + T_{H1} + T_{H2} + 2f_a) 2 \sin \alpha.$$

Отметим, что

$$x_{\Sigma}^* m = -j_n / 2 \sin \alpha.$$

На стадии проектирования зубчатых передач при выборе коэффициентов смещения более совершенным является их расчет по блокирующему контуру, учитывающий разные критерии оценки качества передачи.

Первое решение по выбору коэффициентов смещения дано в работе Э. Бакингема [3], значительно усовершенствованной И. А. Болотовским [4], его учениками и последователями. Однако эти работы посвящены геометрическому расчету колес и передач с беззазорным зацеплением.

С другой стороны, применение дополнительного смещения приводит к изменениям свойств передачи, но в большинстве случаев это влияние незначительно. Обязательно стоит проверить качественные параметры передачи после выбора дополнительного смещения.

Отметим, что вышеописанные методы определения дополнительного смещения бокового зазора с учетом погрешностей элементов зацепления ориентируются на получение суммарного коэффициента смещения передачи, а при изготовлении колес коэффициент смещения необходимо определять для каждого колеса отдельно. Для определения коэффициентов смещения колес предлагается метод многокритериальной оптимизации, который реализуется средствами автоматизированного проектирования.

Анализируя существующие пакеты для решения технических задач в машиностроении, выбрали программу Компас-3D, позволяющую рассчитывать коэффициенты смещения разными методами, в том числе методом многокритериальной оптимизации по блокирующему контуру [5], который рассмотрим далее.

Условно назовем x_1 и x_2 начальными коэффициентами смещения, которые определяются для передачи без учета бокового зазора. Начальный коэффициент смещения x_i ($i = 1, 2$) определяем методом многокритериальной оптимизации зацепления (блокирующего контура) с помощью программы Компас-3D. При этом для оптимизации используется программная реализация метода SUMT Фиакко и Маккормика (метод последовательной безусловной оптимизации) [6].

Оптимизацию проводили по критериям: контактная прочность (запас прочности по контактными напряжениям); прочность по изгибу (запас прочности по изгибным напряжениям); равнопрочность по изгибу зубьев ведомого и ведущего колес; износостойкость и наибольшее сопротивление заеданию (выравнивание удельных скольжений в нижних точках активных профилей зубьев); плавность работы передачи (максимальное значение коэффициента перекрытия).

Вес критериев приняли одинаковым. Однако необходимо помнить, что при оптимизации коэффициенты смещения не всегда выбираются с учетом разнообразных требований к качеству передачи. В данном случае "вес" того или иного свойства в передаче оценивали волевым решением, т. е. путем псевдооптимизации. К тому же при использовании простейших рекомендаций по выбору коэффициентов смещения зубчатых колес цилиндрических передач, содержащихся в приложении 2 ГОСТ 16532—70 [7], подстерегают наибольшие опасности, которые и проанализируем далее.

Так как основной задачей данной работы является анализ методов обеспечения бокового зазора и влияния дополнительного смещения на свойства механизма, то прочие этапы проектного расчета передачи (расчет модуля и чисел зубьев колес, выбор схемы передачи, материалов колес, параметров зуборезного инструмента, режима нагружения, планируемого ресурса работы и др.) в данной статье не рассматриваются.

В реальных условиях нарезания зубчатых колес расстояние H_T между делительной прямой исходного производящего контура и технологической (базовой) осью должно определяться формулой [2]

$$H_T = d/2 + (x' + x'' + x''')m,$$

где d — делительный диаметр нарезаемого колеса; x' , x'' , x''' — коэффициенты смещения; m — модуль зацепления.

Однако это расстояние нельзя выполнить по геометрическому расчету, так как имеется некоторое отклонение в виде смещения $x'''m$, под которым подразумевается погрешность установки смещения при настройке зуборезного станка. Определение $x'''m$ рассматривается в работах [8—13]. Заметим, что для крупномодульных колес величина $x'''m$ пре-

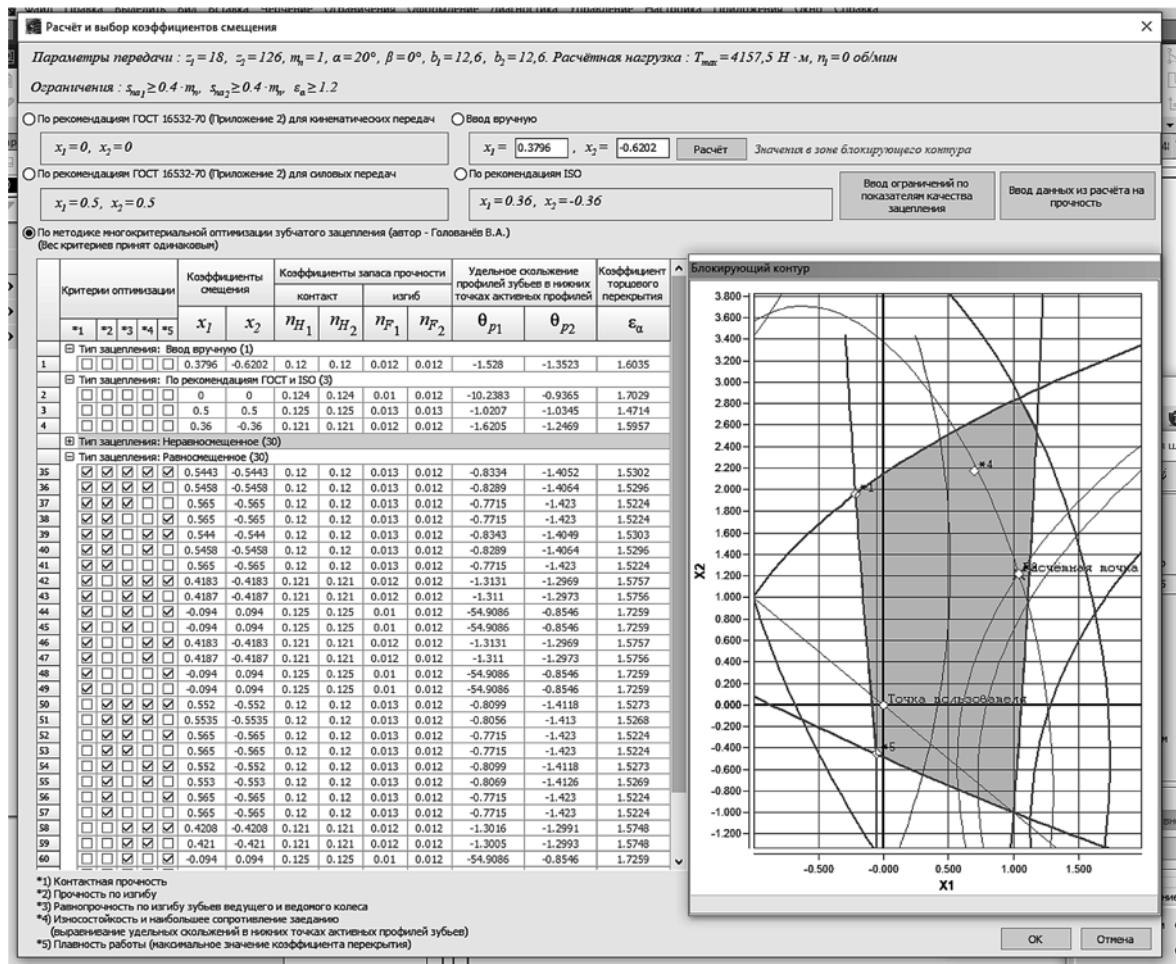


Рис. 1. Принцип оптимизации коэффициентов смещения в блокирующем контуре для передачи $z_1 = 18$, $z_2 = 144$

небрежимо мала, но может быть очень существенной при $m < 1$ мм.

Определим суммарное смещение

$$x_{\Sigma}''' = x_1''' + x_2'''.$$

Считая x_i''' независимыми случайными величинами, окончательный суммарный коэффициент дополнительного смещения определим по формуле

$$x_{\Sigma}^* = x_{\Sigma} + x_{\Sigma}' + x_{\Sigma}'' + x_{\Sigma}'''.$$

Уточним, что x_{Σ}^* относится к безззорному зацеплению, x_{Σ}' — к передаче с зазором.

При расчете дополнительных смещений x_1^* и x_2^* при нарезании колес следует проверить, находятся ли эти величины в допустимой зоне блокирующего контура. При большом значении x_{Σ}^* величины x_1^* и x_2^* могут существенно влиять на качество передачи, кроме случаев сочетания z_1 и z_2 , для которых дополнительное смещение переводит передачу в зону интерференции зубьев. Далее рассмотрим именно эти случаи.

После определения x_{Σ}^* проведем повторно оптимизационный расчет передачи с учетом допол-

нительного смещения. Полученные параметры оптимальной точки со смещением отмечаются в блокирующем контуре.

Расчет провели для ряда передач с параметрами: передаточное число — $u = 1 \div 8$, в данном случае это число целое, и $z_1 = 18$; модуль передачи — $m = 1$, 5 и 10 мм; коэффициент ширины зубчатого венца — $\psi_{bd} = 0,7$ и 1,0; твердость материала колес — $HV \geq 350$; степень точности по ГОСТ 1643—81 — $k = 3 \div 8$. Передачи внешнего зацепления. Расчет провели по данным ГОСТ 1643—81 [1] для сопряжений B и C.

Принцип расчета иллюстрирует рис. 1 (для передачи $z_1 = 18$, $z_2 = 144$). В табл. 1 приведены результаты расчета для передачи точности 7С и модуля $m = 5$ мм. Видно, что с учетом дополнительного смещения значение x_i^* уменьшается по сравнению со значением x_i . Однако изменение x_i^* незначительно, во всех рассмотренных случаях расчетные значения точек x_1^* и x_2^* находятся в допусковой области.

Несмотря на преимущество рассмотренного оптимизационного метода выбора коэффициентов смещения исходного контура, на практике коэф-

коэффициенты смещения принято назначать по рекомендациям ГОСТ 16532—70 (приложение 2) [7]. Такой подход используется почти во всех методиках проектирования зубчатых передач, в том числе и в программе Компас-3D [5]. Эти рекомендации предлагают назначать самые простые коэффициенты смещения, применять которые можно только с некоторым ограничением.

Рассмотрим ГОСТ 16532—70 [7] отдельно. Несмотря на то, что ГОСТу практически 50 лет, он до сих пор является основой большинства методик проектирования зубчатых передач. Однако его критикуют, например, в научных трудах [14, 15]. Тем более, что термины и обозначения данного стандарта соответствуют ГОСТ 16530—70 и ГОСТ 16531—70, которые уже заменены новыми ГОСТ 16530—83 и ГОСТ 16531—83. В связи с этим можно сказать, что необходимы коренные изменения ГОСТ 16532—70.

В приложении 2 ГОСТ 16532—70 указаны ограничения при применении рекомендаций:

1) $x_1 = x_2 = 0$ для кинематических передач должно быть при $z_1 \geq 17$, для силовых передач при $z_1 \geq 21$;

2) $x_1 = 0,3$ и $x_2 = -0,3$ для кинематических передач должно быть при $z_1 \geq 12$ и $z_2 \geq 22$, для силовых передач при $z_1 \geq 21$ и $u \geq 3,5$, где z_1 — число зубьев ведомого колеса, u — передаточное число.

Для возможности применения этих рекомендаций проведем расчет блокирующих контуров. Суть расчета — определить диапазон допустимых значений z_2 , при котором смещения $x_1 = x_2 = 0$ или $x_1 = 0,3$ и $x_2 = -0,3$ не выходят за пределы безусловного существования передачи в блокирующем контуре.

Проверим возможность применения рекомендуемых значений коэффициентов смещения при сочетаниях чисел зубьев $8 \leq z_1 \leq 21$ и $1 \leq u \leq 8$. Ре-

зультат расчета приведен в табл. 2, где условно обозначено: \boxtimes — рекомендации табл. 1 приложения 2 [7] нельзя применять ни при каких значениях z_2 ; \boxplus — рекомендации можно применять при любых значениях z_2 . Из табл. 2 видно, что коэффициенты $x_1 = x_2 = 0$ при $z_1 \geq 17$ можно применять при любых значениях z_2 , что оправдано рекомендациями [7], однако для $z_1 = 15$ и $z_1 = 16$ эти коэффициенты также можно применять с ограничением соответственно $z_2 \leq 26$ и $z_2 \leq 62$. При $z_1 \leq 14$ эти коэффициенты смещения нельзя применять ни при каких значениях z_2 . Коэффициенты $x_1 = 0,3$ и $x_2 = -0,3$ для $z_1 \geq 19$ можно применять при любых значениях z_2 (в рекомендации [7] указано ограничение $z_1 \geq 21$), причем для $12 \leq z_1 \leq 18$ эти коэффициенты также можно применять с ограничениями соответственно $z_2 \geq 18$ и $z_2 \geq 19$. При $z_1 \leq 11$ эти коэффициенты смещения нельзя применять ни при каких значениях z_2 .

На рис. 2, а для случая $z_1 = 15$ и $z_2 = 30$, а на рис. 2, б для случая $z_1 = 18$ и $z_2 = 18$ показано, что рассмотренные значения коэффициентов смещения выходят за предел блокирующего контура.

Таким образом, проанализирован метод определения коэффициентов дополнительного смещения исходного контура, обеспечивающего необходимый боковой зазор для нормальной работы передачи. Расчет проведен по оптимизационному методу с учетом погрешностей элементов и разных критериев качества передачи. Однако метод оптимизации реализован на основании неизменяемого алгоритма и заранее выбранных критериев и, следовательно, пригоден для проектирования передач только определенного назначения.

По рекомендациям ГОСТ 16532—70 следует осторожно выбирать коэффициенты смещения ис-

Таблица 1

Результат расчета коэффициентов смещения

z_1		18							
u		1	2	3	4	5	6	7	8
z_2		18	36	54	72	90	108	126	144
Начальное смещение (без зазора)	x_1	0,553	0,689	0,631	0,570	0,550	0,540	0,550	0,570
	x_2	0,553	0,880	0,923	0,809	0,798	0,811	0,980	1,280
$x_{\Sigma} = x_1 + x_2$		1,106	1,568	1,554	1,379	1,348	1,351	1,530	1,851
$x_{\Sigma}^* = x_{\Sigma} + x_{\Sigma}' + x_{\Sigma}'' + x_{\Sigma}'''$		1,039	1,495	1,478	1,298	1,257	1,256	1,432	1,746
Расчетное смещение (с зазором)	x_1^*	0,520	0,666	0,614	0,556	0,538	0,529	0,540	0,561
	x_2^*	0,520	0,666	0,864	0,741	0,719	0,726	0,890	1,185

Таблица 2

Диапазон допустимых значений z_2

z_1	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
z_2 для $x_1 = x_2 = 0$	\boxtimes	\boxtimes	\boxtimes	\boxtimes	\boxtimes	\boxtimes	\boxtimes	≤ 26	≤ 62	\boxplus	\boxplus	\boxplus	\boxplus	\boxplus
z_2 для $x_1 = 0,3$ и $x_2 = -0,3$	\boxtimes	\boxtimes	\boxtimes	\boxtimes	≥ 18	≥ 18	≥ 18	≥ 18	≥ 18	≥ 19	≥ 19	\boxplus	\boxplus	\boxplus

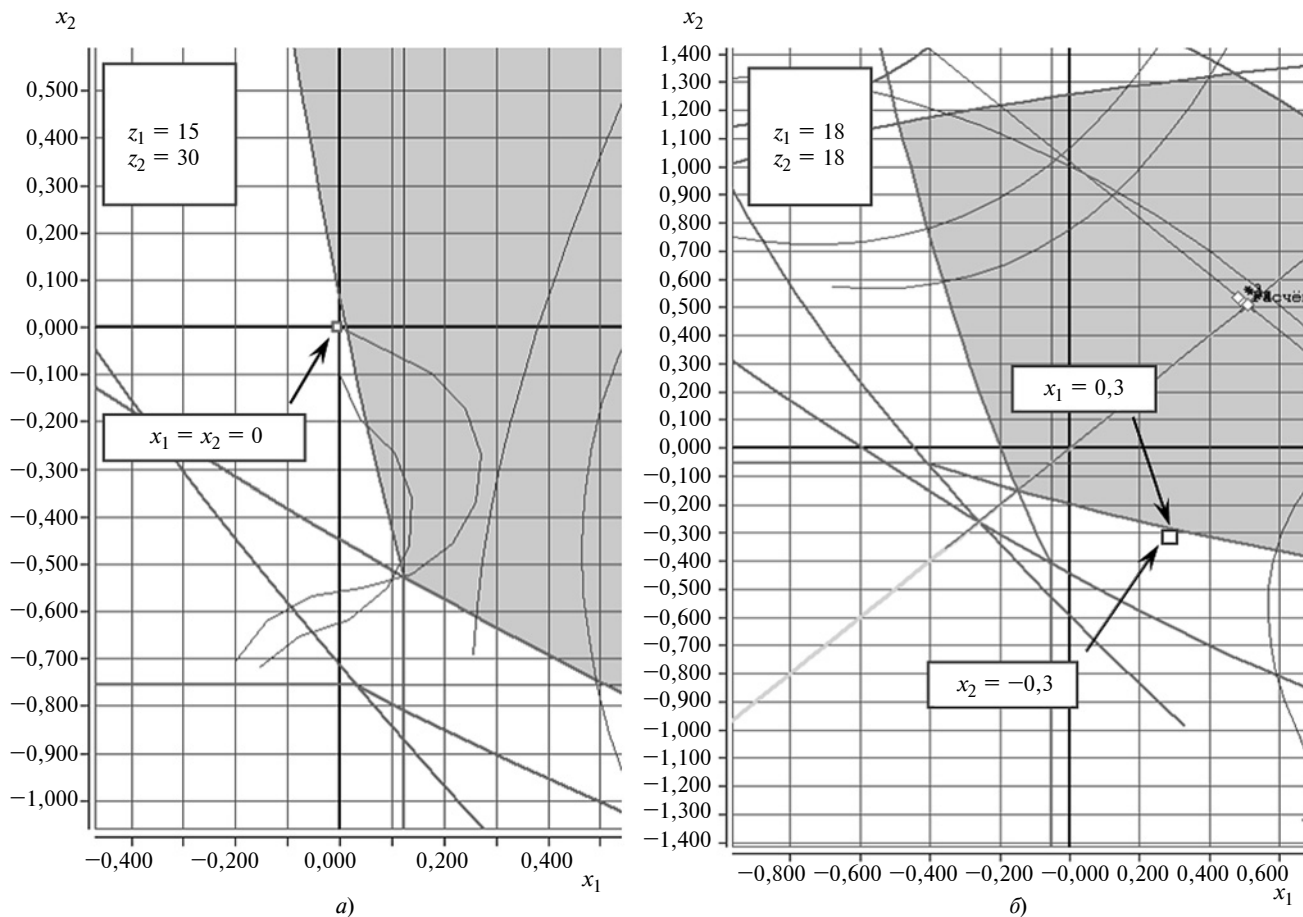


Рис. 2. Результаты расчета коэффициентов смещения выходят за предел блокирующего контура

ходного контура при малых числах зубьев. Для конкретной передачи необходимо проверить отсутствие подрезания и интерференции зубьев колес или рассчитать оптимальные коэффициенты смещения для данной передачи с учетом наличия зазора.

Рекомендуется внести некоторые уточнения в ГОСТ 16532—70, а далее разработать новый стандарт, что, несомненно, приведет к повышению конкурентоспособности отечественного редукторостроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. ГОСТ 1643—81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2003. 45 с.
2. Купоконь В. А. Точность кинематических цепей приборов. Л.: Машиностроение, 1980. 221 с.
3. Бакингом Э. Руководство по проектированию зубчатых передач: Цилиндрические прямозубые колеса. Ч. 2. М.: Машгиз, 1948. 150 с.
4. Болотовский И. А. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. М.: Машиностроение, 1986. 448 с.
5. Голованев В. А. Применение оптимизационных методов и интерактивного блокирующего контура при выборе коэффициентов смещения (корригировании) цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления. САПР и графика. М.: Компьютер-Пресс, 2014. 23 с.

6. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс / Пер. с англ. М.: Радио и связь, 1988. 128 с.
7. ГОСТ 16532—70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. М.: ИПК Изд-во стандартов, 1983. 43 с.
8. Сильвестров Б. Н. Справочник молодого зуборезчика; 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1988. 230 с.
9. ГОСТ 659—89. Станки зубофрезерные вертикальные для цилиндрических колес. Основные параметры и размеры. Нормы точности. М.: Изд-во стандартов, 2002. 16 с.
10. Балакшин Б. С. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении. М.: Машиностроение, 1972. 616 с.
11. Чудаков Е. А. Машиностроение: Энциклопедический справочник в 15 т. Разд. 3: Технология производства машин. Т. 7. М.: Машгиз, 1948. 710 с.
12. Ванин В. А., Колодин А. Н., Фидаров В. Х. Точность кинематических цепей металлорежущих станков: Учебное пособие. Тамбов: Изд-во ТГТУ, 2011. 188 с.
13. Гаврилов А. Н. Приборостроение и измерительная техника. М.: Машгиз, 1960. 464 с.
14. Тимофеев Б. П. Повышение качества зубчатых колес и передач путем разработки новых стандартов // Приборы. 2013. № 9. С. 37—40.
15. Попов Б. А. Об ошибках в формулах ГОСТ 16532—70 "Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии" // Вестник машиностроения. 2009. № 4. С. 94, 95.

О. Л. ЕРИН, В. В. ЧЕРНИЧЕНКО, Е. А. ТАТАРЕНКОВ, О. А. ТКАЧЕВ, кандидаты технических наук (ВУНЦ ВВС "ВВА им. профессора Н. Е. Жуковского и Ю. А. Гагарина"), e-mail: tea_86@mail.ru

Оптимизация конструкции тракта охлаждения тонкостенных теплонапряженных конструкций

Представлены результаты моделирования напряженного состояния тонкостенной профилированной ребренной оболочки тракта охлаждения теплонапряженных конструкций с выполненными на ребрах оболочки дополнительными полыми перемычками с увеличенной поверхностью под пайку. Показано, что выполнение перемычек позволяет снизить напряжения, возникающие во внутренней оболочке, либо повысить давление охладителя в тракте.

Ключевые слова: тракт охлаждения, ребро, внутренняя фрезерованная оболочка, наружная рубашка.

The results of modeling of the stressed state of a thin-walled profiled ribbed shell of the cooling duct of heat-stressed structures with additional hollow bridges made on the shell ribs with an increased surface for soldering are presented. It is shown that the implementation of the bridges makes it possible to reduce the stresses arising in the inner shell, or to increase the pressure of the cooler in the duct.

Keywords: cooling duct, rib, milled inner shell, outer jacket.

Для охлаждения теплонапряженных конструкций, в частности камер жидкостных ракетных двигателей, в большинстве случаев применяется регенеративное охлаждение, заключающееся в подаче охладителя по специальным пазам тракта охлаждения, выполненным между внутренней охлаждаемой оболочкой и наружной силовой рубашкой, скрепленными между собой по вершинам ребер тракта охлаждения с помощью пайки [1].

В качестве конструкционных материалов для изготовления элементов камеры используются коррозионно-стойкие и высокопрочные стали, титановые и медные сплавы. При нормальных условиях работы температура стальных элементов конструкции не превышает 1400 К, медных и титановых — 800 К [2].

В общем случае прочность тракта охлаждения тонкостенных теплонапряженных конструкций определяется прочностью паяных швов между внутренней оболочкой и наружной рубашкой из-за того, что прочность припоя значительно ниже прочности материалов, из которых изготовлены упомянутые элементы. Снижение внутренних напряжений, возникающих в паяном соединении, возможно путем увеличения либо прочности самого припоя, либо площади соприкосновения спаиваемых контактируемых поверхностей или использованием обоих решений одновременно [3].

Необходимо отметить, что повышение прочности самого припоя вызывает определенные трудности, связанные с подбором его химического состава, температурой плавления, жидкотекучестью, способностью к заполняемости зазоров, образованием галтелей и т. д., а увеличение толщины ребра тракта охлаждения по всей его высоте с целью увеличения поверхности под пайку приводит к уменьшению суммарной площади проходного сечения тракта охлаждения и, соответственно, к ухудшению условий охлаждения и увеличению перепада давления в тракте охлаждения теплонапряженной конструкции.

Увеличение толщины ребра тракта охлаждения только в верхней его части с образованием Т-образного профиля ребра с увеличенной поверхностью под пайку вызывает значительные технологические трудности и до настоящего времени не получило промышленного применения.

Альтернативой сварно-паяным конструкциям могут служить трубчатые конструкции, в которых тракт охлаждения набран из нескольких десятков или сотен отдельных изолированных профилированных стальных трубок, как, например, сопло двигателя SSME системы Space Shuttle (США) [2]. В этом случае элементы камеры образованы соединенными между собой профилированными по всей длине трубками из коррозионно-стойкой стали или никелевых сплавов с толщиной стенок $0,2 \pm 0,5$ мм, во внутреннюю полость которых подается охладитель — горючее. В этом случае прочность тракта охлаждения будет определяться условиями разрушения самой трубки, имеющей замкнутый контур, при этом трубки соединяются между собой в теплонапряженную конструкцию по боковым сторонам. В то же время изготовление трубчатых элементов, в частности сопел камер ЖРД, достаточно трудоемко и затратно из-за значительных технологических проблем при получении тонкостенных трубок с изменяющимся по их длине поперечным сечением и по соединению таких трубок между собой, что приводит к значительному увеличению стоимости самого сопла и двигателя в целом.

При применении трубчатого тракта охлаждения прочность корпуса камеры и ее элементов обеспечивается внешними силовыми оболочками в области камеры сгорания и в области критического сечения сопла, и бандажами, которые устанавливаются на сопле.

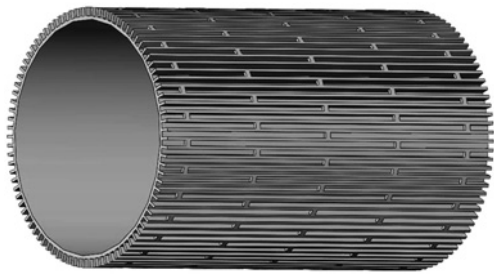


Рис. 1. Внутренняя цилиндрическая оболочка усовершенствованного тракта охлаждения теплонпряженной конструкции



Рис. 2. Камера сгорания с дополнительными полыми перемычками между ребрами тракта охлаждения

Чаще всего внутренняя оболочка теряет устойчивость и вспучивается в цилиндрической части. Профилированные части камеры, в частности конические, изначально имеющие большую устойчивость благодаря своей форме, менее подвержены данному дефекту.

Перспективным направлением снижения напряжений в паяном шве и увеличения прочности паяного соединения и устойчивости внутренней оболочки цилиндрической части камеры представляется выполнение на вершинах ребер дополнительных полых перемычек (как минимум одной) по длине цилиндрической части тракта, объединяющих вершины ребер с образованием единой поверхности с торцевой поверхностью ребер; при этом внутри указанной перемычки выполняются каналы для протока охладителя.

На рис. 1 представлена цилиндрическая часть тракта охлаждения, в которой перемычки соединяют попарно ребра и расположены в шахматном порядке, при этом под перемычками выполнены каналы для подачи охладителя.

На рис. 2 представлена камера сгорания с дополнительными полыми перемычками между ребрами тракта охлаждения, расположенными в шахматном порядке. Под перемычками выполнены каналы для подачи охладителя.

В этом случае для реализации предложенного решения по всей поверхности ребер тракта охлаждения внутренней оболочки камеры выполняют несколько десятков дополнительных увеличенных мест пайки в виде полых перемычек, соединяющих

центральные части ребер между собой. Это позволяет увеличить площадь пайки, приводит к дополнительному скреплению оболочек между собой и, соответственно, к снижению напряжений, возникающих в самой внутренней оболочке и местах ее крепления при нагружении тракта охлаждения давлением охладителя [4]. Выполнение указанных перемычек для усиления конических частей камеры представляется нецелесообразным из-за того, что профилированные части, в частности сужающиеся и расширяющиеся конусы, имеют повышенную устойчивость стенок по сравнению с цилиндрической стенкой одного диаметра.

На рис. 3 показана часть типовой внутренней оболочки с фрезерованными ребрами, на рис. 4 — часть предложенной оболочки с полыми перемычками.

Перемычки могут быть получены при фрезеровании ребер путем выведения рабочего инструмента из канала в месте образования перемычек и его последующего введения в канал. Каналы внутри перемычек можно получить либо удалением части металла внутри самой перемычки электроэрозионным способом с последующей электрохимической обработкой для обеспечения требуемой шероховатости, либо, учитывая незначительную длину самой перемычки, путем наклонного сверления с

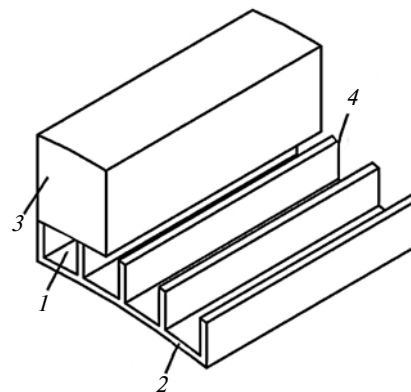


Рис. 3. Часть типового тракта охлаждения с фрезерованными ребрами

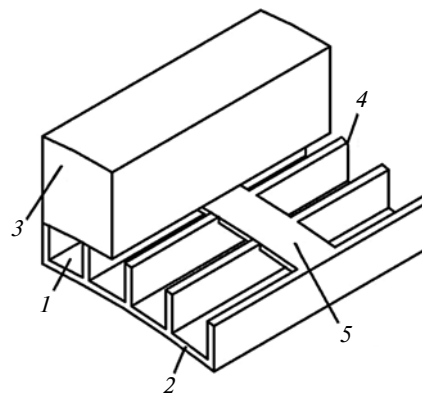


Рис. 4. Часть предложенного тракта охлаждения с фрезерованными ребрами и полый перемычкой

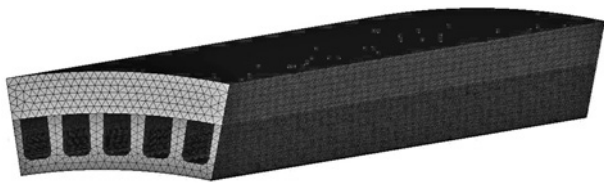


Рис. 5. Типовой тракт охлаждения без перемычек

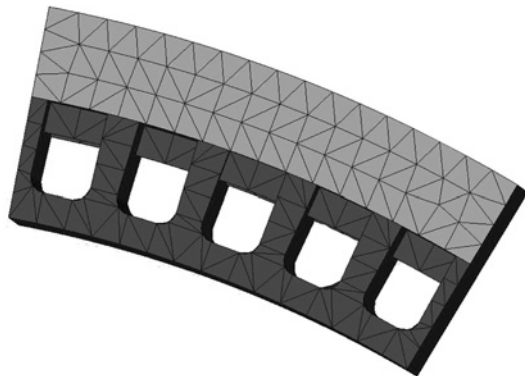


Рис. 6. Предложенный тракт охлаждения с полыми перемычками

обеих сторон перемычки с образованием V-образного канала.

В представленных трактах охлаждения охлаждающий подается в тракт 1 охлаждения, образованный внутренней 2 и наружной 3 оболочками, движется по пазам между ребрами 4 и охлаждает огневую поверхность внутренней профилированной оболочки 2, но при этом в предложенном варианте тракта охлаждения из-за соединения оболочек между собой не только по вершинам ребер 4, но и по дополнительным поверхностям полых перемычек 5 происходит увеличение устойчивости и прочности внутренней оболочки 2.

Задачами дальнейшего исследования являются определение возможности повышения давления в тракте охлаждения тонкостенных оболочек и оценка относительного изменения усилия отрыва ребра тракта охлаждения в цилиндрической части оболочки как наиболее подверженной потере устойчивости из-за введения упомянутых дополнительных перемычек для увеличения поверхности под пайку с целью увеличения жесткости внутренней фрезерованной оболочки.

Необходимо отметить, что аналитического решения эти задачи по определению деформаций и напряжений не имеют.

Исследование прочности камеры с типовой внутренней оболочкой (рис. 5) и с внутренней оболочкой с полыми перемычками (рис. 6) было проведено методом конечных элементов в программе SolidWorks Simulation. Теплонапряженная конструкция с каналным охлаждением представляет собой паяносварную конструкцию, выполненную из элементов малой толщины. Расчет статического нагружения внутренней стенки блока камеры про-

веден методом конечных элементов в упругопластической постановке.

Для моделирования принят материал внутренней стенки — сплав на основе меди БрХЦрТ, материал наружной стенки — сталь 03Х12Н10МТР-ВД (ВНС-25), припой ПМ17, заданы значения внутреннего давления в тракте охлаждения — 7 МПа и в камере — 5 МПа.

Расчеты проведены для двух вариантов исполнения внутренней оболочки и межрубашечного тракта: с перемычками и без перемычек. Результаты расчетов представлены на рис. 7 и 8 (см. обложку), где показано распределение напряжений в продольном и поперечном сечениях для обоих вариантов тракта охлаждения.

По результатам моделирования с приведенными исходными данными можно сделать предварительный вывод о том, что введение полых перемычек на ребрах тракта охлаждения в цилиндрической его части позволяет увеличить внутреннее давление ориентировочно на 20—30 %.

Вполне очевидно, что данное решение — выполнение на цилиндрической части полых перемычек, объединяющих ребра тракта между собой и образующих силовой бандаж, состоящий из нескольких разнесенных частей, позволит улучшить условия работы ребер тракта охлаждения на цилиндрической части и уменьшить напряжения, возникающие в ребрах и паяных швах при работе [4], но в то же время выполнение двух-трех и более перемычек приведет к увеличению гидравлического сопротивления тракта охлаждения и увеличению трудоемкости изготовления тракта охлаждения теплонапряженной конструкции в целом.

Необходимо отметить, что при моделировании не учитывалось взаимное влияние смежных мест крепления оболочки и рубашки друг на друга. С учетом взаимного влияния снижение напряжений в паяных швах может быть больше.

Окончательные результаты по определению эффективности предложенного технического решения могут быть получены после проведения сравнительных испытаний на прочность тракта охлаждения без дополнительных мест крепления в виде перемычек и с дополнительными местами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Добровольский М. В.** Жидкостные ракетные двигатели. Основы проектирования. М.: Машиностроение, 1968. 3396 с.
2. **Космонавтика:** Энциклопедия / Гл. ред. В. П. Глушко. М.: Сов. энциклопедия, 1985. 528 с.
3. **Дорофеев А. А.** Основы теории тепловых ракетных двигателей. Теория, расчет и проектирование: учебник. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 571 с.
4. **Снитко Н. К.** Сопротивление материалов. Л.: Изд-во ЛГУ, 1975. 368 с.

А. Г. ПАСТУХОВ, д-р техн. наук, Е. П. ТИМАШОВ, канд. техн. наук
(ФГБОУ ВО Белгородский ГАУ, г. Белгород), e-mail: pastukhov_ag@mail.ru

Проектирование контролепригодных узлов механических трансмиссий

Рассмотрены научно-методические основы проектирования узлов механических трансмиссий транспортно-технологических машин, приспособленных для диагностирования работоспособности по параметрам термометрии, на основе результатов стендовых испытаний и имитационного моделирования методом конечных элементов. Разработан алгоритм конструкторской отработки силовых узлов на приспособленность к термометрическому неразрушающему контролю.

Ключевые слова: проектирование, контролепригодность, диагностика, термометрия, метод конечных элементов.

The scientific and methodological foundations of the design of mechanical transmission units of transport and technological machines, adapted for diagnosing the operability by thermometry parameters, based on the results of bench tests and simulation modeling by the finite element method, are considered. An algorithm is developed for the design testing of power units for adaptability to thermometric non-destructive testing.

Keywords: design, controllability, diagnostics, thermometry, finite element method.

Обеспечение надежности транспортных и технологических машин остается актуальной задачей, поэтому технологии технического обслуживания необходимы для поддержания требуемого уровня долговечности и безотказности техники. Распространенная ранее планово-предупредительная система технического обслуживания и ремонта фактически соблюдается лишь крупными или государственными транспортными компаниями. Альтернативой этой технологии является надежно-ориентированная система технического обслуживания (Reliability-centered maintenance), предусматривающая применение операций технического обслуживания в зависимости от технического состояния конкретного узла или агрегата на основе диагностической информации [1–3].

Задачи, решаемые на этапе проектирования контролепригодных узлов, неразрывно связаны с вопросами метрологического обеспечения [4] и экономии ресурсов при выборе и использовании оптимальных средств техни-

ческой диагностики [5]. Важным этапом разработки методики проектирования контролепригодных узлов является анализ конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов, так как эти факторы не только оказывают влияние на результаты термометрической диагностики, но и играют важную роль в расчетах, связанных с обоснованием допусков и посадок рассматриваемых соединений [6–8] контролепригодных узлов механических трансмиссий.

Для эффективного диагностирования технического состояния узлов и агрегатов применяются встроенные электронные системы диагностики. Современные транспортные средства обладают встроенными системами диагностирования параметров двигателя, автоматической трансмиссии, тормозной системы, электрооборудования, давления воздуха в шинах и автоматического контроля коэффициента буксования колес [9, 10]. Значительная часть элементов трансмиссии автомобилей, например механическая

коробка перемены передач, карданные приводы, раздаточные коробки, дифференциалы, главные передачи, встроенными средствами диагностики не оснащены.

Цель исследований — разработка методики проектирования контролепригодных узлов механических трансмиссий, адаптированных к использованию встроенных средств технической диагностики.

Материалы и методы

Для достижения указанной цели необходимо на основе анализа известных решений по направлениям решить следующие задачи:

1) обосновать влияние конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на результаты термометрической диагностики;

2) разработать алгоритм конструкторской отработки изделий на применимость к термометрической диагностике;

3) адаптировать и верифицировать алгоритм конструкторской отработки для существующих узлов механических трансмиссий.

Для технической диагностики узлов и агрегатов механических трансмиссий применимы вибродиагностика и термометрический контроль [11, 12]. К недостаткам применения этих методов можно отнести: сложность обработки сигналов (как вибрационных, так и температурных), подверженность влиянию помех от работы других узлов и агрегатов, влиянию факторов внешней среды (неровности дороги, температура, скорость воздуха). Например, в системе диагностирования двигателей внутреннего сгорания помехоустойчивость датчика детонации реализуется применением дополнительного датчика, учитывающего вибрацию от неровностей дорожного покрытия.

Технические средства диагностирования конструктивно могут выполняться контактными и бес-

контактными. Недостатки контактных средств заключаются в необходимости поиска оптимального места установления датчиков и их надежной фиксации, также контактные датчики должны иметь беспроводной интерфейс в случае их установки на движущиеся детали. Бесконтактные датчики вибрации (акустические) подвержены существенному влиянию помех, а бесконтактные тепловые (инфракрасные) датчики, наоборот, имеют возможность точной фокусировки на контролируемую поверхность [13].

Вибрационный и термометрический методы измерений нуждаются в разработке технологии расшифровки или преобразования сигналов, для их применения, как диагностических параметров. Так как повышение температуры, является косвенным показателем, зависящим, например, от величины износа деталей трансмиссии, то задача сводится к определению функционала [14]

$$\theta_F = f(\theta_D) < \theta_L, \quad (1)$$

где θ_F — температура в зоне трения, °C; θ_D — диагностическая температура, °C; θ_L — предельно допустимая температура в зоне трения, °C.

Экспериментально установлено, что предельно допустимая температура θ_L в зоне трения для подшипников качения составляет 200÷250 °C. Раскрытие функционала (1) позволит по результатам измерения диагностической температуры θ_D на поверхности детали или в месте установки контактного датчика определять температуру θ_F в зоне трения.

Адекватная оценка влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов обеспечивается путем последовательных приближений на трех иерархических уровнях: 1 — аналитическая модель элементарного тепловыделяющего соединения; 2 — модель тепловыделения исследуемого узла; 3 — модель тепловыделения исследуемого

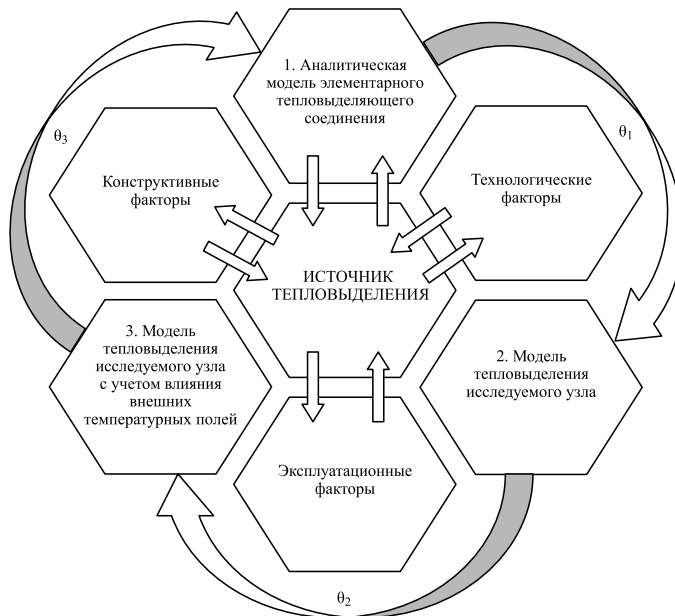


Рис. 1. Взаимосвязь факторов и иерархических уровней технологии термометрической диагностики

узла с учетом влияния внешних температурных полей (рис. 1).

Диагностическая температура θ_D в зоне трения определяется сложением температур для трех иерархических уровней системы [15]:

$$\theta_D = \theta_1 + \theta_2 + \theta_3, \quad (2)$$

где θ_1 — температура на первом иерархическом уровне, °C; θ_2 — температура на втором иерархическом уровне, °C; θ_3 — температура на третьем иерархическом уровне, °C.

Сложность применения термометрии для контроля технического состояния для первого иерархического уровня (2) обусловлена влиянием множества факторов, для упорядочения которых можно распределить их на три группы: конструктивные, технологические и эксплуатационные [16].

Математическая модель температуры для данного случая имеет вид:

$$\theta_1 = \theta_F = \Pi \left[\begin{array}{l} f_K(\delta, f, \lambda, \alpha, U, S_c, k_{\Pi}, \\ \rho, c, a, \Delta') \\ f_T(\lambda_D, \Delta') \\ f_{\Theta}(K_{\sigma}, v, \Delta') \end{array} \right],$$

где f_K — функция от конструктивных параметров; f_T — функция от технологических параметров; f_{Θ} — функция от эксплуатационных параметров; δ — коэффициент распределения теплоты между трущимися телами; f — коэффициент трения; λ — теплопроводность, Вт/м·°C; α — коэффициент теплоотдачи поверхности, Вт/м²·°C; U — периметр, сечения трущегося тела, м; S_c — площадь сечения трущегося тела, м²; k_{Π} — коэффициент пропорциональности; ρ — плотность материала, кг/м³; c — удельная теплоемкость, Дж/кг·°C; a — коэффициент температуропроводности, м²/с; Δ' — зазор в тепловыделяющем соединении, м; λ_D — длина волны неровностей на трущейся поверхности, м; K_{σ} — давление контакта, Па; v — скорость скольжения в паре трения, м/с.

Математическая модель температуры в зоне трения на втором иерархическом уровне имеет вид:

$$\theta_2 = f(\theta_1, n, W_p),$$

где n — число элементарных тепловыделяющих сопряжений узла; W_p — рассеиваемая теплота.

Математическая модель температуры на третьем иерархическом

ком уровне обуславливается выражением

$$\theta_3 = f(\theta_2, \theta_n, i, W_p), \quad (3)$$

где θ_n — температура смежных тепловыделяющих узлов, °С; i — число смежных узлов в трансмиссии; W_p — рассеиваемая теплота.

Обзор научно-технической литературы показывает, что методы компьютерного 3D-моделирования, анализа температурных полей на основе метода конечных элементов (МКЭ) и стендовые испытания составляют основу для методического обеспечения проектирования контролепригодных узлов и агрегатов механических трансмиссий [17].

Результаты и обсуждение

Для обеспечения проектирования контролепригодных узлов механических трансмиссий необходимо дополнить традиционный алгоритм конструкторской разработки изделий [18]. На рис. 2 представлен алгоритм, начало которого следует за окончанием традиционной конструкторской разработки изделия.

Основные и традиционные блоки работ определяют ряд параметров проектируемого изделия: размеры, предельные отклонения, шероховатость поверхностей; материал, твердость; отклонение формы и расположения поверхностей; режимы работы, эксплуатационные условия. Современные технологии проектирования предусматривают разработку 3D-модели изделия с учетом размеров, предельных отклонений, материала, формы поверхностей. Полученную 3D-модель используют для создания опытных образцов, а также для создания модели конечных элементов. Далее осуществляют два параллельных процесса: расчет температуры θ_F в зоне трения и стендовые ресурсные испытания опытного образца.

Расчетную модель для определения температуры θ_F в зоне трения выбирают или создают

на основе теорий фрикционного тепловыделения [17], а в дальнейшем модель может быть скорректирована. Рассчитанное значение θ_F используют для теплового нагружения конечно-элементной модели в зонах тепловыделения в результате трения, проводят расчет и получают карты температурных полей.

Анализ карт температурных полей позволяет определить оптимальные зоны на поверхности изделия, пригодные для температурного контроля, значение диагностической температуры θ_D , а также коэффициент k пропорциональности конечно-элементной модели, устанавливающий взаимосвязь между θ_F и θ_D и частично раскрывающий функционал (1). Затем дорабатывают конструкцию изделия с целью установки средств измерения температуры.

Значение коэффициента k рассчитывается повторением темпе-

ратурного нагружения конечно-элементной модели для некоторого диапазона диагностической температуры θ_F и определяется по формуле

$$k = \theta_D / \theta_F.$$

При проведении стендовых испытаний осуществляют контроль величин диагностической температуры θ'_D с учетом температуры окружающей среды θ_0 и радиального зазора Δ ; по результатам контроля определяют значение коэффициента влияния радиального зазора μ по выражению

$$\mu = \theta_{\Delta} / \Delta, \quad (4)$$

где μ — коэффициент влияния радиального зазора, °С/мкм; θ_{Δ} — приращение температуры от радиального зазора, °С; Δ — радиальный зазор, мкм.

С учетом указанных факторов можно установить взаимосвязь диагностических температур, по-

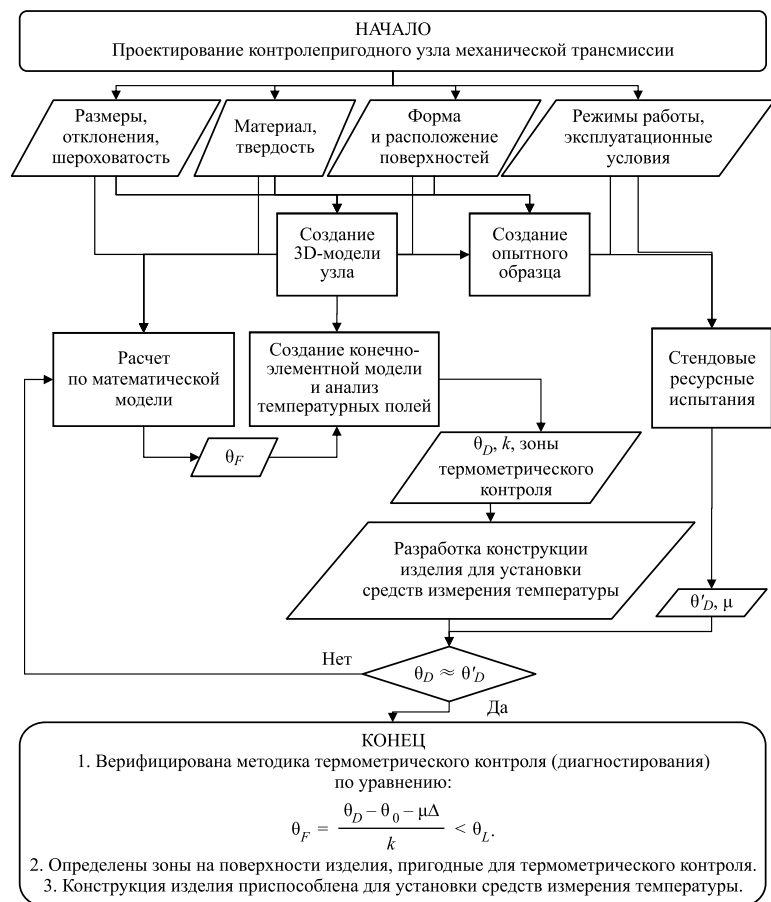


Рис. 2. Алгоритм конструкторской отработки изделия на применимость к термометрическому контролю (диагностике)

лученных теоретическим и эмпирическим методами в виде:

$$\theta_D = \theta'_D - \theta_0 - \theta_\Delta. \quad (5)$$

Для верификации используемой математической модели температуры в зоне трения и конечно-элементной модели сравнивают теоретическое θ_D и эмпирическое θ'_D значения температуры. В случае значительного различия значений необходимо заменить математическую модель более корректной для данного элементарного тепловыделяющего соединения.

В результате выполнения алгоритма получают уравнение, позволяющее по величине измеренной диагностической температуры θ_D рассчитать температуру θ_F в зоне трения, сравнить ее с предельной температурой θ_L и сделать заключение о техническом состоянии диагностируемого узла. Преобразование зависимостей (4) и (5) позволяет раскрыть функционал (1) и получить уравнение для определения температуры в зоне трения по результатам измерения диагностической температуры

$$\theta_F = \frac{\theta_D - \theta_0 - \mu \Delta}{k} < \theta_L.$$

Кроме того, локализованные зоны, пригодные для термомет-

Результаты верификации методики термометрического контроля (диагностирования) на примере игольчатых подшипников карданных шарниров

Параметр	Исследование I [11]	Исследование II [15]
Тип испытательного стенда	С замкнутым силовым контуром	С замкнутым силовым контуром
Тип замыкания силового контура	Замыкание подшипниками качения	Замыкание конической зубчатой передачей
Карданный шарнир	Тип 3 ряд IV по ГОСТ Р 52923—2008	КШ 400 по ГОСТ 13758—89
Игольчатые подшипники	№ 804707K4C10	№ 804704
Диагностическая температура θ_D , °C	23,7	16,8
Диагностическая температура θ'_D , °C (с учетом θ_0 , Δ)	28,5	21,4
Абсолютная разница температур, °C	4,8	4,6
Относительная разница температур, %	16,8	21,5
Коэффициент k пропорциональности конечно-элементной модели	0,202	0,199
Коэффициент μ влияния радиального зазора, °C/мкм	0,0614	0,331
Данные для составления уравнения изнашивания зубьев джинных пил		

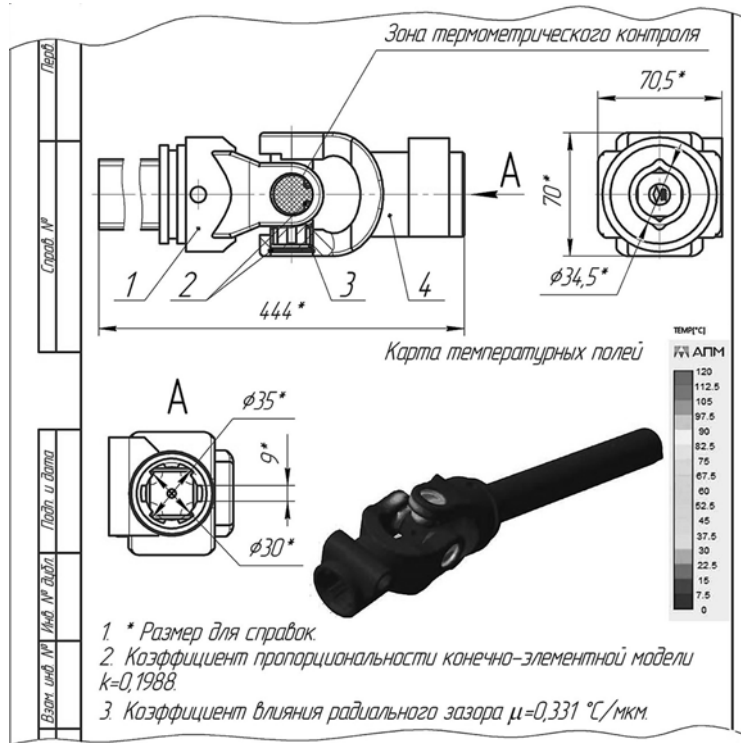


Рис. 3. Фрагмент документа из конструкторской документации изделия, пригодного к термометрическому контролю (диагностике)

рического контроля, позволяют развить конструкцию с целью установки средств измерения температуры, что в свою очередь позволит проектировать и создавать встроенные автоматические системы диагностирования.

По разработанной методике были проведены исследования на примере подшипниковых уз-

лов шарниров карданных передач [16, 20]. Для расчета по математической модели и создания 3D-модели использованы данные рабочей конструкторской документации. 3D-модель создавалась в приложении КОМПАС-3D V18, а создание и анализ конечно-элементной модели проводились с использованием прикладной библиотеки APM FEM.

Стендовые испытания проводили для карданных шарниров разных типоразмеров и на разных испытательных стендах, однако, удалось получить сопоставимые результаты, представленные в таблице.

Данные таблицы указывают на адекватность выбранной математической модели температуры в зоне трения, поэтому в конструкторских документах в разделе "Технические требования" сборочного чертежа целесообразно указать значения коэффициентов k и μ для проектируемого узла. В пояснительную записку необходимо внести уравнение (3) с указанием значений коэффициентов k и μ . Также необходимо

локализовать зоны термометрического контроля диагностической температуры на рабочих чертежах изделия. На основании этих документов можно разработать конструктивное исполнение средств измерений, а также внести рекомендации в эксплуатационную документацию. Пример фрагмента конструкторского документа приведен на рис. 3.

Выводы

На основании обобщения приведенной выше информации можно сформулировать следующие выводы.

1. Оценка влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на диагностическую температуру показала необходимость применения системного подхода на трех иерархических уровнях: 1 — аналитическая модель элементарного тепловыделяющего соединения; 2 — модель тепловыделения исследуемого узла; 3 — модель тепловыделения исследуемого узла с учетом влияния внешних температурных полей.

2. Обоснован и разработан алгоритм конструкторской обработки изделия на применимость к термометрическому неразрушающему контролю, который дополняет традиционную конструкторскую разработку узлов трения с целью повышения их контролепригодности.

3. Верификация алгоритма конструкторской обработки на примере карданных шарниров типоразмеров IV и VII показала сходимость коэффициентов пропорциональности конечно-элементной модели $k^I = 0,202$ и $k^{II} = 0,1988$, при этом относительное отклонение диагностической температуры составило 4,17 %. Полученные значения коэффициентов пропорциональности конечно-элементной модели и коэффициентов влияния радиального зазора на температуру $\mu^I = 0,0614$ °С/мкм и $\mu^{II} = 0,331$ °С/мкм пригодны для применения.

4. Перспективы применения разработанного, отработанного экспериментально и верифицированного методического обеспечения проектирования контролепригодных узлов механических трансмиссий раскрывают возможности адаптации транспортных и технологических машин к более глубокому внедрению встроенных технических средств их диагностирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Ерохин М. Н.** Взаимосвязь точности и надежности соединений при ремонте сельскохозяйственной техники // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ им. В. П. Горячкина. 2016. № 2. С. 22—25.

2. **Дидманидзе О. Н., Варнаков Д. В., Варнаков В. В.** Концепция технического сервиса по фактическому состоянию машин на основе оценки их параметрической надежности // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ им. В. П. Горячкина. 2016. № 2 (72). С. 51—57.

3. **Leonov O. A., Shkaruba N. Zh., Vergazova Yu. G., Golinitkiy P. V.** Improving the selection methodology rational ways to restore parts when repairing machines // Journal of Physics: Conference Series. 2020. P. 042057.

4. **Leonov O. A., Shkaruba N. Zh.** Development of the management system for metrological assurance of measurements // JOP Conference Series: Metrological Support of Innovative Technologies. 2020. P. 32010.

5. **Method** for calculating savings from using a more accurate measuring instruments // O. A. Leonov, G. N. Temasova, N. Zh. Shkaruba et al. JOP Conference Series: Metrological Support of Innovative Technologies. 2020. P. 32022.

6. **Leonov O. A., Shkaruba N. Zh.** A parametric failure model for the calculation of the fit tolerance of joints with clearance // Journal of Friction and Wear. 2019. V. 40. № 4. P. 332—336.

7. **Assessing** the relative interchangeability in joints with preload / M. N. Erokhin, O. A. Leonov, N. Zh. Shkaruba et al. // Russian Engineering Research. 2020. V. 40. № 6. P. 469—472.

8. **Leonov O. A., Shkaruba N. Zh., Yergazova Yu. G.** Determining the tolerances in fitting for joints with interference // Russian Engineering Research. 2019. V. 39. № 7. P. 544—547.

9. **Лешинский Д. Ю., Смирнов А. А., Ягубова Е. В.** Обзор совре-

менного испытательного оборудования по изучению нагрузочной способности систем привода ведущих колес транспортных средств // Инженерный вестник. 2014. № 7. С. 20—35.

10. **Новиченко А. И., Евграфов В. А.** К вопросу оценки уровня оснащённости машин встроенными средствами контроля // Природообустройство. 2010. № 4. С. 84—88.

11. **Стороженко В. А., Малик С. Б.** Температурная диагностика машин и механизмов на основе статистического подхода // Техническая диагностика и неразрушающий контроль. 2009. № 1. С. 33—35.

12. **Кокорев Г. Д., Николотов И. Н., Успенский И. А.** Современное состояние виброакустической диагностики автомобильного транспорта // Нива Поволжья. 2010. № 1 (14). С. 39—43.

13. **Ильин П. А.** Моделирование технического состояния подшипников дисковых борон по тепловому излучению // Известия Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. 2016. № 42. С. 340—346.

14. **Пастухов А. Г., Тимашов Е. П.** Технология термометрического неразрушающего контроля агрегатов механических трансмиссий // Агроинженерия. 2020. № 2 (96). С. 33—39.

15. **Pastukhov A. G., Timachov E. P., Parnikova T. V.** System approach to assessment of thermal stress of units of transmissions // Applied Engineering Letters. 2017. V. 2. № 2. P. 65—68.

16. **Pastukhov A. G., Timachov E. P., Parnikova T. V.** Monitoring of reliability of agricultural machinery on basis of methods of thermodiagnosics of drive lines // Tractors and power machines. 2017. № 22 (1/2). P. 31—38.

17. **Колосова Е. М., Ляпин А. А., Чебаков М. И.** Расчет термоупругого контактного взаимодействия в подшипнике скольжения // Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки. 2014. № 6 (181). С. 73—76.

18. **Крайнев А. Ф.** Идеология конструирования. М.: Машиностроение-1, 2003. 384 с.

19. **Амосов А. П.** Элементарные теплофизические модели трения // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2011. Т. 13. № 4-3. С. 656—662.

20. **Pastukhov A. G., Timashov E. P., Kravchenko I. N., Parnikova T. V.** Adaptivity of thermal diagnostics method of mechanical transmission assemblies // Engineering for rural development. 2020. С. 107—113.

П. В. ГОЛИНИЦКИЙ, канд. техн. наук., О. А. ЛЕОНОВ, д-р техн. наук, Н. Ж. ШКАРУБА, д-р техн. наук, У. Ю. АНТОНОВА, канд. техн. наук (Российский государственный аграрный университет — МСХА им. К. А. Тимирязева), e-mail: metr@rgau-msha.ru

Определение геометрических параметров матрицы при объемном обжатии втулок из оловянистых бронз

Проведено исследование влияния геометрических параметров матрицы на качество процесса обжатия втулок, изготовленных из оловянистых бронз. Установлено, что для успешного проведения обжатия пластическая деформация не должна превышать $10\div 15\%$, а угол заборной части обжимной матрицы должен находиться в пределах $25\div 45^\circ$, дальнейшее увеличение этого угла значительно снижает качество процесса. Показано, что угол заходной части обжимной матрицы оказывает незначительное влияние на предельный коэффициент обжатия втулок, а увеличение коэффициента трения не оказывает существенного влияния на параметры деформации.

Ключевые слова: втулка, обжимная матрица, пластическая деформация, коэффициент обжатия, складкообразование, степень деформации.

The study of the influence of the geometric parameters of the matrix on the quality of the process of reduction of bushings made of tin bronze is carried out. It is established, that for successful reduction plastic deformation should not exceed $10\div 15\%$, and the angle of the intake part of the crimping matrix should be within $25\div 45^\circ$, a further increase in this angle significantly reduces the quality of the process. It is shown, that the angle of the lead-in part of the crimping matrix has an insignificant influence on the limiting compression ratio of the bushings, and an increase in the friction coefficient does not significantly affect the deformation parameters.

Keywords: bushing, crimping matrix, plastic deformation, compression ratio, wrinkling, degree of deformation.

Качество изготовления и ремонта машин зависит от многих факторов [1], в числе которых с позиции принципов 5М находится "methods", т. е. технология [2]. Машиностроительные предприятия используют преимущества серийного и массового производства, технологичность процессов заранее предусматривается конструкторами и технологами, себестоимость продукции при таком подходе ниже, а качество — выше. Специфика ремонтного производства заключается в том, что здесь применяются технологии единичного и мелкосерийного производства, в качестве объектов выступают изношенные узлы и детали, а при сборке из-за наличия расширенных допусков применяются методы неполной взаимозаменяемости [3, 4]. Особого внимания при ремонте требуют операции контроля [5, 6], осуществляемые универсальными средствами из-

мерений [7]. Ремонтное производство имеет низкую рентабельность [8], поэтому применяемые технологии могут носить оригинальный характер. Их главной целью является использование более дешевых восстановленных деталей по сравнению с покупкой новых в качестве запасных частей [9].

Одним из наиболее часто ремонтируемых узлов двигателя является турбокомпрессор. Наиболее простой способ ремонта турбокомпрессоров — замена изношенных деталей на новые, но, к сожалению, логистика поставок запасных частей при большом разнообразии моделей не всегда позволяет соблюсти оптимальные сроки и возможности покупки на зарубежных рынках, что может привести к экономическим потерям из-за длительного нахождения агрегатов в ремонте. Поэтому наряду с заменой деталей широкое распространение приобрели различные способы их восстановления. Так, для подшипников скольжения применяют [10]: электролитическое натирание, электроконтактное напекание, диффузионную металлизацию, а также различные виды пластической деформации.

Одним из дешевых способов восстановления втулок подшипников скольжения является технология их обжатия [11]. При этом уменьшается внутренний диаметр, который подлежит финишной обработке до номинального размера, а наружный диаметр при этом целесообразно восстанавливать напеканием дополнительного слоя. Рассмотрим данную технологию применительно к втулкам турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания.

Целью данного исследования является оценка качества параметров объемного обжатия втулок, изготовленных из оловянистых бронз, в зависимости от угла заходной части и внутреннего диаметра матрицы, коэффициента трения между втулкой и матрицей, а также толщины стенки втулки, ее длины и наружного диаметра.

В конструктивном исполнении бронзовые втулки подшипников скольжения турбокомпрессоров имеют самые различные формы, но наибольшее распространение получили цилиндрические втулки с гладкими наружными и внутренними поверхностями. При этом внутренний диаметр бронзовых втулок, применяемых в автомобильных и автотракторных турбокомпрессорах, как правило, колеблется в диапазоне от 8 до 20 мм, а толщина стенки составляет $2\div 8$ мм. Но, несмотря на достаточный запас прочности, наиболее часто встречающиеся

отказы турбокомпрессора связаны именно с износом втулок и валов подшипников скольжения.

Исходя из влияния износа на работоспособность подшипникового узла втулки, их можно разделить на теряющие работоспособность при износе до 0,5 мм на диаметр и при износе более 0,5 мм [10].

Результаты исследований и их анализ. Наиболее простыми являются способы восстановления, связанные с пластической деформацией, одним из которых является обжатие, когда уменьшение внутреннего диаметра происходит вследствие деформации наружного (рис. 1).

При этом использование метода обжатия имеет практические трудности при применении, которые связаны с отсутствием рекомендаций по конструкции обжимной матрицы и значений ее основных геометрических параметров (рис. 2).

Как показывает практика, при применении такой простой конструкции обжимной матрицы зачастую не исследуется влияние геометрических параметров матрицы на качество процесса обжатия.

Для исследования влияния геометрических характеристик матрицы на основные параметры восстанавливаемой втулки в качестве базовых критериев были приняты: отношение $(\Delta = S/D_{нар})$ толщины S стенки втулки к ее наружному диаметру $D_{нар}$; длина l втулки.

При обжатии пустотелых цилиндрических деталей возникают ограничения, связанные с воз-

никновением складкообразования по длине втулки в зонах воздействия на нее обжимной матрицы.

Как показывают исследования, складкообразование зависит от степени деформации металла, угла заходной части обжимной матрицы и относительной толщины Δ стенок втулок.

При этом степень деформации определяется коэффициентом обжатия $K_{обж}$:

$$K_{обж} = D_{ср} / D_{ср}^{обж},$$

где $D_{ср}$ — средний диаметр втулки до объемного обжатия, мм; $D_{ср}^{обж}$ — средний диаметр втулки после объемного обжатия, мм. Средний диаметр втулки равен половине суммы ее наружного и внутреннего диаметров.

Для определения степени деформации материала втулки используется величина, обратная коэффициенту обжатия:

$$K_{обж.обр} = 1 / K_{обж}.$$

Степень ψ деформации материала втулки определяется как:

$$\psi = (1 - K_{обж.обр})100.$$

Из этого следует, что наибольшая степень деформации достигается при предельно допустимом коэффициенте обжатия.

Значения предельно допустимого коэффициента обжатия $K_{пред}$ зависят от целого ряда факторов, главные из которых следующие:

- механические характеристики материала детали;
- значения сил трения на поверхности контакта детали и матрицы;

- угол конусности обжимной матрицы.

Обобщение данных исследований по складкообразованию полых цилиндрических стальных деталей позволило вывести формулу для определения максимальной степени деформации при объемном обжатии бронзовых втулок из бронзы марки О5Ц5С5 в момент потери втулкой устойчивости. Данная формула имеет вид:

$$\Psi = \varphi \sqrt{\frac{\cos \alpha}{1 + \mu \operatorname{ctg} \alpha}} 100, \quad (1)$$

где $\varphi = 1,25$ — коэффициент, учитывающий материал втулки; α — угол заходной части обжимной матрицы, град; μ — коэффициент трения масла.

Исходя из представленных формул для углов от 5 до 30° заходной части обжимной матрицы были определены значения предельного коэффициента обжатия и максимальная степень деформации при использовании касторового и машинного масел (таблица).

По данным таблицы были построены кривые, представленные на рис. 3.

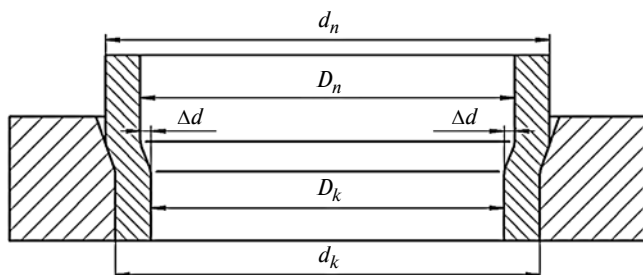


Рис. 1. Схема изменения размеров при объемном обжатии втулки подшипника:

d_n и D_n — наружный и внутренний диаметры втулки до объемного обжатия; Δd — деформируемый слой металла; D_k и d_k — внутренний и наружный диаметры втулки после объемного обжатия

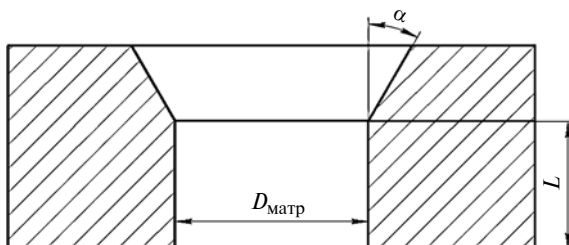


Рис. 2. Конструктивные параметры обжимной матрицы:

α — угол конусности части матрицы; $D_{матр}$ — внутренний диаметр матрицы; L — длина цилиндрического деформирующего пояса

Из вышеизложенного следует:

угол заходной части обжимной матрицы незначительно влияет на предельный коэффициент обжатия втулок, изготовленных из оловянистых бронз;

увеличение коэффициента трения при обжатии хотя и приводит к снижению максимальной степени деформации, но не оказывает существенного влияния;

для успешного проведения обжатия необходимо, чтобы величина пластической деформации не превышала 10÷15 %, при этом коэффициент трения должен быть минимален.

Для подтверждения результатов расчетов по формуле (1) были проведены исследования по обжатию втулок с наружным диаметром $D_{нар} = 24$ мм, внутренним диаметром 16 мм и длиной $l = 24$ мм, изготовленных из Бр О5Ц5С5.

Внутренний диаметр обжимной матрицы рассчитывался с целью обеспечения коэффициента обжатия от 1,2 до 1,5 с шагом в 0,1 остальные условия соответствовали теоретическим. Наложение кривых зависимостей предельно допустимого коэффициента обжатия от угла заходной части обжимной матрицы полученных теоретически и практически представлено на рис. 4.

Из представленных кривых следует, что разница между расчетными данными и полученными в результате экспериментов составляет 8÷10 %.

Как было отмечено ранее, помимо угла заходной части обжимной матрицы на успешность обжатия влияет и отношение толщины стенки втулки к ее наружному диаметру. Значения данного отношения для большинства используемых в турбокомпрессорах бронзовых втулок находится в диапазоне 0,1÷0,6, при этом толщина стенки варьируется от 2 до 8 мм.

Для определения зависимости параметра Δ от угла α была применена формула, позволяющая установить условия устойчивости при объемном обжатии с учетом разности втулок не более 5 %:

$$\Delta = S/D_{нар} \geq 0,125tg\alpha + \sin\alpha/12. \quad (2)$$

На основании формулы 2 построен график (рис. 5), из которого следует, что универсальным для проведения обжатия втулок является угол $\alpha = 25\div45^\circ$. Дальнейшее увеличение угла заборной части обжимной матрицы значительно снижает возможности ее применения.

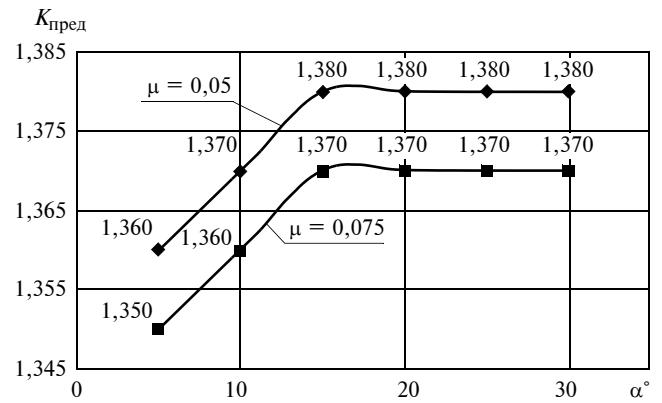


Рис. 3. Зависимости предельно допустимого коэффициента $K_{пред}$ обжатия от угла α заходной части обжимной матрицы

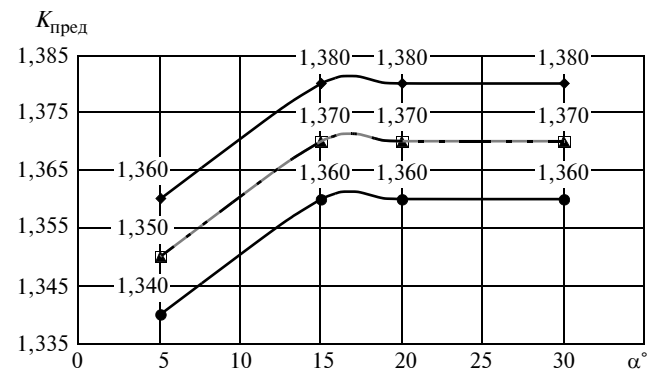


Рис. 4. Зависимости предельно допустимого коэффициента $K_{пред}$ обжатия от угла α заходной части обжимной матрицы, полученные теоретически при $\mu = 0,05$ (—♦—) и $0,075$ (—▲—) и экспериментально при $\mu = 0,05$ (—□—) и $0,075$ (—●—)

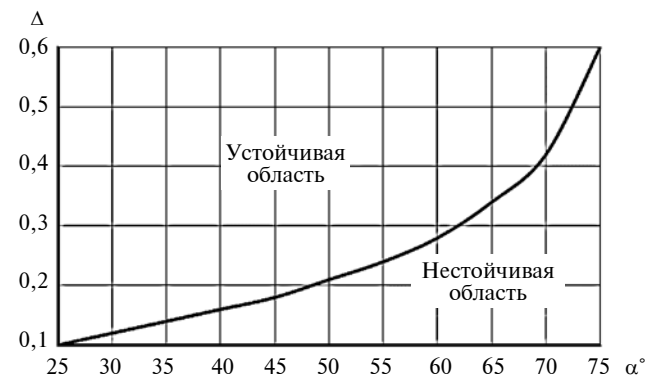


Рис. 5. Графическое представление зависимости (2)

Значения максимальной степени деформации Ψ и предельного коэффициента обжатия $K_{пред}$

α (°)	5	10	15	20	25	30	5	10	15	20	25	30
	Касторовое масло ($\mu = 0,05$)						Машинное масло ($\mu = 0,075$)					
Ψ	12	13	13,5	13,5	1,35	1,35	10,5	12,5	13	13,2	13,2	13,2
$K_{пред}$	1,36	1,37	1,38	1,38	1,38	1,38	1,35	1,36	1,37	1,37	1,37	1,37

Заключение

В результате исследования влияния геометрических параметров матрицы на качество процесса обжата установлено, что угол заходной части обжимной матрицы незначительно влияет на предельный коэффициент обжата втулок, изготовленных из оловянистых бронз, а увеличение коэффициента трения при обжате, хотя и приводит к снижению максимальной степени деформации, но не оказывает на нее существенного влияния. Для успешного проведения обжата необходимо, чтобы пластическая деформация не превышала 10÷15 %, при этом коэффициент трения должен быть минимальным. Установлено, что для качественного проведения обжата втулок необходимо иметь угол заборной части обжимной матрицы в пределах 25÷45°, дальнейшее увеличение этого угла значительно снижает качество процесса обжата.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бондарева Г. И.** Построение современной системы качества на предприятиях технического сервиса // *Сельский механизатор*. 2017. № 8. С. 34, 35.
2. **Ерохин М. Н.** Особенности обеспечения качества ремонта сельскохозяйственной техники на современном этапе // *Вестник ФГОУ ВПО МГАУ*. 2005. № 1. С. 9—12.
3. **Erokhin M. N.** Assessing the relative interchangeability in joints with preload // *Russian Engineering Research*. 2020. Т. 40. № 6. С. 469—472.
4. **Quality Control in the Machining of Cylinder Liners at Repair Enterprises** O. A. Leonov, N. Z. Shkaruba, Y. G. Vergazova et al. // *Russian Engineering Research*. 2020. 40 (9). С. 726—731.
5. **Leonov O. A., Shkaruba N. Zh.** Development of the management system for metrological assurance of measurements // *JOP Conference Series: Metrological Support of Innovative Technologies*. Krasnoyarsk, Russia. 2020. P. 32010.
6. **Леонов О. А., Шкаруба Н. Ж.** Результаты экономической оптимизации выбора средств измерений при контроле качества технологических процессов в ремонтном производстве // *Вестник ФГОУ ВПО МГАУ*. 2007. № 5 (25). С. 109—112.
7. **Бондарева Г. И.** Применение технико-экономических критериев при выборе средств измерений в ремонтном производстве // *Экономика сельскохозяйственных и перерабатывающих предприятий*. 2008. № 1. С. 53—55.
8. **Бондарева Г. И.** Эффективность внедрения системы качества на предприятиях технического сервиса АПК // *Сельский механизатор*. 2016. № 4. С. 34, 35.
9. **Бондарева Г. И.** Теоретические основы выбора рациональных способов восстановления деталей // *Сельский механизатор*. 2019. № 5. С. 38, 39.
10. **Тойгамбаев С. К., Романюк С. Н.** Восстановление долговечности бронзовых втулок сельскохозяйственных и транспортных машин // *Международный технико-экономический журнал*. 2013. № 4. С. 67—70.
11. **Тойгамбаев С. К.** Размерный анализ подшипников скольжения при обжате // *Вестник ФГОУ ВПО МГАУ*. 2013. № 2 (58). С. 38—40.

УДК 677.21.03.021.1:620.178.16

DOI: 10.36652/0042-4633-2021-7-30-34

И. Г. ШИН, д-р техн. наук, С. Р. НАЗАРОВ, Н. К. ИСКАНДАРОВА (Ташкентский институт текстильной и легкой промышленности), М. Р. МУМИНОВ, канд. техн. наук (АО Научный центр "Хлопкопром", Узбекистан, г. Ташкент), e-mail: mansurbekm@mail.ru

Расчетная модель изнашивания и оценка долговечности пильных дисков для машин первичной обработки хлопка

Получена расчетная модель изнашивания и дана сравнительная оценка работоспособности пильных дисков хлопкоперерабатывающих машин после дробе-метного упрочнения микрошариками боковых поверхностей зубьев пильного диска.

Ключевые слова: пильный диск, износ, стойкость, джин, упрочнение, дробе-метная обработка, хлопок—сырец, долговечность.

A calculation model of wear is obtained and a comparative assessment of the efficiency of saw blades of cotton processing machines after shot peening with microbeads of the lateral surfaces of the saw blade teeth is given.

Keywords: saw blade, wear, durability, cotton gin, hardening, shot peening, raw cotton, endurance.

Волокноотделение — основная механическая операция в технологической цепочке по переработке хлопка-сырца, являющегося главным нату-

ральным сырьем для текстильной промышленности. Хлопок-сырец состоит из семян и покрывающих их волокон. В зависимости от природных признаков хлопок-сырец делится на две группы [1]: 1) средневолокнистые сорта, имеющие длину волокон $l = 31\div 32$ мм и толщину 20÷40 мкм; 2) тонковолокнистые, имеющие соответственно $l = 39\div 40$ и $l = 40\div 41$ мм и толщину 7÷15 мкм.

Волокна хлопка представляют собой материал для получения хлопчатобумажной и смешанной пряжи различного назначения, линейной плотности и сорта, которую в дальнейшем используют для производства текстильных материалов на ткацком и трикотажном оборудовании.

Механическое отделение волокна от семян (джинирование) осуществляется в специальных машинах первичной обработки хлопка — джинах, основным рабочим органом которых является пильный

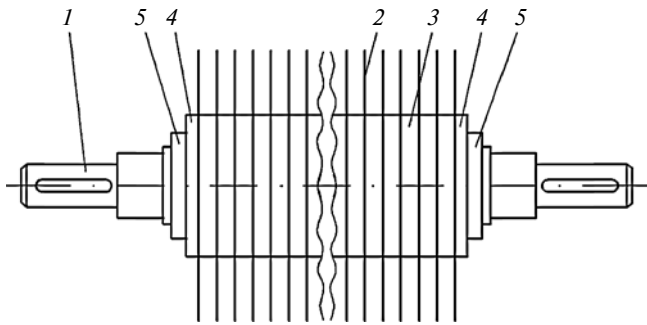


Рис. 1. Пильный цилиндр джина:

1 — пильный вал; 2 — пильный диск; 3 — междупильная прокладка; 4 — косые шайбы; 5 — зажимные шайбы

цилиндр (рис. 1). Пильный цилиндр состоит из пильных дисков (рис. 2, а) с зубьями (рис. 2, б). Пильные диски являются самой массовой и ответственной деталью данной хлопкоперерабатывающей машины. От работоспособности пильного диска во многом зависит качество джинирования, определяемое следующими факторами: засоренность получаемого сырья, недостатки джинирования в виде наличия кожицы с волокном, узелков, жгутиков, рваных волокон и пуха, поврежденных семян. Недостатки джинирования совместно с природными свойствами волокна (длина и толщина волокна, степень его зрелости, разрывная нагрузка, упругость) формируют качественные показатели хлопкового волокна как самого востребованного текстильного сырья с высокими гигиеническими свойствами.

Производительность и надежность основной машины (так называемого джина) для переработки хлопка-сырца определяются долговечностью пильных дисков, которая зависит от состояния рабочих поверхностей дисков и кромок их зубьев в эксплуатационных условиях. Пильные диски в соответствии с техническими требованиями изготавливают

из стальной холоднокатаной углеродистой инструментальной стали У8Г и легированной пружинной стали 65Г, которые имеют соответственно следующие механические свойства: временное сопротивление разрыву $\sigma = 1150$ и 980 Н/мм²; твердость $67\div 70$ HRA и $66\div 69$ HRA; относительное удлинение $\delta = 6\%$ (для обеих сталей). Процесс джинирования осуществляется при плотном контакте летучек (семена с хлопковыми волокнами) с передней поверхностью зубьев пильного диска и протаскивании этой массы хлопка-сырца, зафиксированной зубьями, в пределах рабочей зоны при непрерывном вращении пильного цилиндра. Таким образом, пильные диски захватывают волокна летучек, сцепленные с массой образованного сырцового валика, и передают ему импульс движения, а зубья пильных дисков одновременно подвергаются циклическому нагружению.

Повторно-переменные напряжения и значительное число циклов нагружения, например, зуб пильного диска в джине ДПЗ-180 подвергается при частоте вращения пильного цилиндра $n = 730$ мин⁻¹ в течение 48 ч более чем $2,1 \cdot 10^6$ циклам нагружения. Подобные условия нагружения, как известно, способствуют развитию усталостных микротрещин в тонком поверхностном слое деталей в зоне контакта.

Тяжелые условия работы зубьев джинных пил при контакте с сырцовым валиком (засоренность, влажность, повторное контактирование с оголенными семенами, присутствие в хлопке абразивных минеральных частиц) являются причиной различных процессов разрушения и потери работоспособности зубьев джинных пил, для которых характерны следующие виды разрушения: абразивный износ, пластическое смятие и поломка (рис. 3) [2].

Сорные примеси, всегда находящиеся в перерабатываемом хлопке-сырце, имеют свойства абразивов и вызывают интенсивный износ вершины зубьев пильных дисков с образованием фаски износа

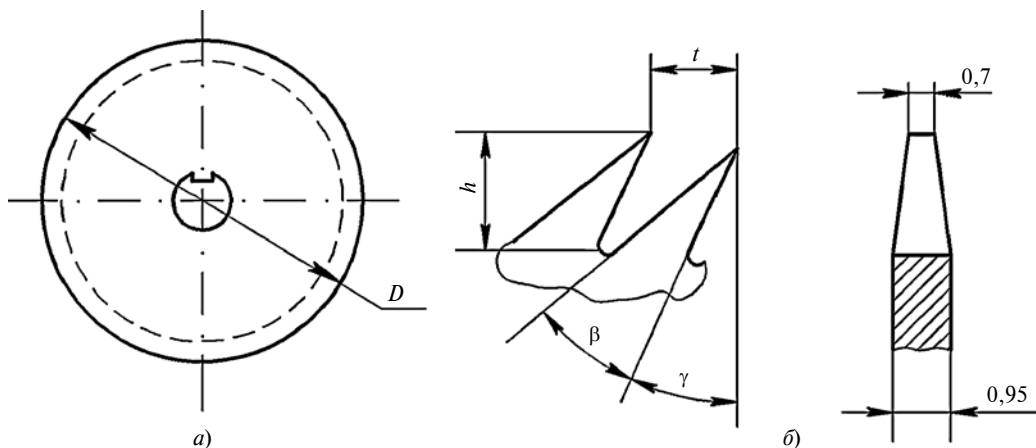


Рис. 2. Джинная пила диаметром D (а) и профиль зубьев с геометрическими параметрами (б):

γ — передний угол; β — угол заострения; t — шаг зубьев; h — высота зуба

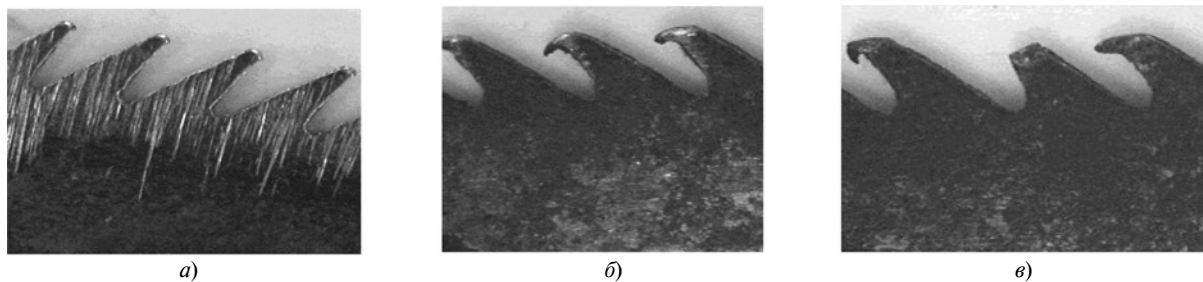


Рис. 3. Виды разрушения зубьев джиновых пил при эксплуатационных условиях:

a — абразивный износ; *б* — пластическое смятие с одинаковой загнутостью вершины зубьев; *в* — поломка

на задней поверхности. Вследствие этого уменьшается заданная высота зуба и закругляется его вершина, увеличивается радиус скругления переходных поверхностей на кромках зубьев. Зубья с измененными геометрическими параметрами имеют низкую захватывающую способность и не в состоянии прочно удерживать частицу хлопка-сырца при взаимодействии с колосниковой решеткой, состоящей из чугунных колосников. В результате уменьшения работоспособности пыльных дисков резко снижается производительность машин — джинов и ухудшаются качественные показатели хлопкового волокна.

В соответствии с технологическим регламентом допускается эксплуатация джиновых пил в течение 72 ч. По истечении этого времени пыльный барабан заменяется новыми пыльными дисками или используют диски, бывшие в эксплуатации, но с новым профилем зубьев, вырубаемых на специальном пилонасекательном станке в ремонтном цехе хлопкозаводов. Важно отметить, что выбор критерия работоспособности джиновых пил зависит от технологических параметров процесса джинирования. Так, если ограничениями служат производительность и удельные энергозатраты на джинирование, то критерием являются предельные значения радиуса переходных поверхностей, равные $0,4 \pm 0,5$ мм, которые соответствуют предельным размерам $0,8 \pm 0,85$ мм площадки износа [3]. Если же ограничения связаны с механическими повреждениями волокна и его прочностью, то радиус скругления переходных поверхностей должен находиться в пределах $0,2 \pm 0,3$ мм.

Анализ экспериментальных данных исследований износа зубьев джиновых пил в производственных условиях показал, что их непрерывное разрушение происходит не только вследствие механического истирания и удаления мельчайших частиц поверхностного слоя зубьев, контактирующего с внедренными в хлопок-сырец твердыми минеральными примесями, но и вследствие одновременно протекающей пластической деформации вершины зуба под действием силовых нагрузок, возникающих при контакте пыльных дисков с массой хлопка-сырца.

Работоспособность пыльных дисков при джинировании хлопка-сырца определяется случайным характером изнашивания контактных поверхностей их зубьев. Случайность данного процесса вызвана одновременным действием таких факторов, как переменные влажность и плотность хлопка-сырца, а также кинематически сформированного в рабочей камере джина сырцового валика; неравномерное распределение количества и фракций в хлопке твердых минеральных примесей с абразивными свойствами; возникновение ударных нагрузок при неожиданном контакте с твердыми посторонними телами и рабочими поверхностями колосников одноименной решетки при неточной сборке пыльного цилиндра. Поэтому прогнозирование работоспособности и долговечности джиновых пил из-за случайности процесса изнашивания зубьев представляет сложную технологическую задачу. Методику прогнозирования изнашиваемых механических устройств [4] используем для оценки интенсивности износа зубьев джиновых пил в эксплуатационных условиях. Эта методика предусматривает последовательное определение следующих параметров: предельно допустимый износ z_d ; изменение износа $z(x)$ в зависимости от наработки x ; путь трения L до наступления износа z_d .

В большинстве случаев средняя скорость изнашивания является переменной величиной. Так, максимальная скорость изнашивания наблюдается при приработке в начальный момент контактного взаимодействия твердых тел. Изнашивание при переменной скорости целесообразно аппроксимировать параболой (нелинейная аппроксимация) вида:

$$\overline{x(z)} = a + bz + cz^2. \quad (1)$$

Параметры a , b , c определяют из уравнений, полученных методом наименьших квадратов:

$$\left. \begin{aligned} an + b\sum z_1 + c\sum z_1^2 &= \sum x_1; \\ a\sum z_1 + b\sum z_1^2 + c\sum z_1^3 &= \sum x_1 z_1; \\ a\sum z_1^2 + b\sum z_1^3 + c\sum z_1^4 &= \sum x_1 z_1^2, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где n — число наблюдений; Σ изменяется от $i = 1$ до n .

В частном случае возможна аппроксимация параболой вида

$$\overline{x(z)} = cz^2,$$

проходящей через начало координат, или параболой

$$\overline{x(z)} = a + cz^2.$$

В соответствии с планом проведения натуральных экспериментов одновременно испытывались пильные диски с упрочненными и неупрочненными зубьями, установленные соответственно на двух джинах 5ДП-130 в джинно-линтерном цехе хлопкозавода. Джинные пилы упрочняли на промышленной установке УДП-2-3.5 при переменном режиме обработки: скорость дробы (микрошариков) $v = 30\div 50$ м/с; диаметр микрошариков $D = 0,4\div 0,6$ мм; время обработки $t = 4$ мин; производительность дробемётного аппарата $q = 200$ кг/мин.

Через определенные промежутки времени после останова пильного цилиндра джина измеряли износ зубьев по задней поверхности на заранее маркированных дисках и выделенных на них участках. Износ h_3 по задней поверхности фиксировали на пяти подряд расположенных зубьях для определения среднего арифметического значения. В качестве инструментария был использован отсчетный микроскоп — лупа Бринелля МПБ-2 с ценой деления 0,05 мм и увеличением $\times 24$.

Как следует из стойкостных исследований пильных дисков при джинировании хлопка-сырца, работоспособность пил с упрочненными зубьями составила: $T_1 = 90$ ч при износе по задней поверхности $h_3 = 0,2$ мм; $T_2 = 412$ ч при $h_3 = 0,4$ мм; $T_3 = 834$ ч при $h_3 = 0,6$ мм. Эксперименты с неупрочненными зубьями пильных дисков при джинировании того же хлопка-сырца показали значительно меньшую работоспособность: $T_1 = 16$ ч, $h_3 = 0,28$ мм; $T_2 = 60$ ч, $h_3 = 0,6$ мм; $T_3 = 168$ ч, $h_3 = 1,2$ мм.

С учетом приведенных данных составлены уравнения развития изнашивания зубьев джинных пил по задней поверхности. При параболической аппроксимации воспользуемся первыми двумя уравнениями системы (2) при $b = 0$, т. е. будем аппроксимировать параболой вида $x = a + cz^2$.

Но- мер п/п	Пилы с упрочненными зубьями				Пилы с неупрочненными зубьями			
	T , ч	h_3 , мм	a	c	T , ч	h_3 , мм	a	c
1	90	0,2			16	0,28		
2	412	0,4	11,3	2325	60	0,6	12,5	110
3	834	0,6			168	1,2		

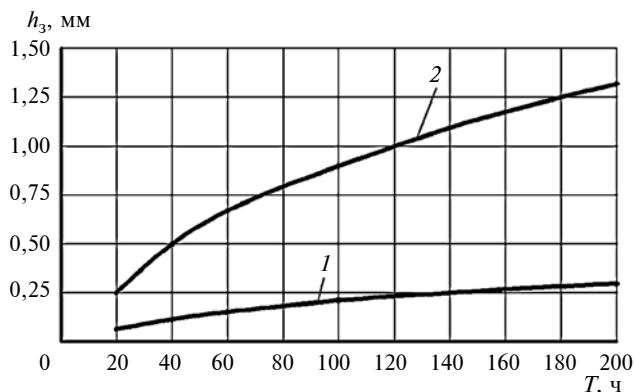


Рис. 4. Сравнительная оценка изнашивания джинных пил с упрочненными (1) и неупрочненными (2) зубьями

Тогда получим два уравнения:

$$\left. \begin{aligned} 3a + c \sum_{i=1}^3 z_i^2 &= \sum_{i=1}^2 x_i; \\ a \sum_{i=1}^3 z_i + c \sum_{i=1}^3 z_i^3 &= \sum_{i=1}^2 x_i z_i. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Подставив значения $x_i = T_i$ и $z_i = h_{3i}$ в систему уравнений (3), определим коэффициенты a и c (таблица).

Таким образом, с учетом расчетных значений параметров a и c получены соответствующие уравнения параболы:

$$T = 2325 h_3^2 + 11,3, \text{ ч}; \quad (4)$$

$$T = 110 h_3^2 + 12,5, \text{ ч}. \quad (5)$$

Уравнения развития изнашивания (4) и (5) отражают работоспособность пильных дисков при достижении износа зубьев h_3 по задней поверхности соответственно при эксплуатации с упрочненными и неупрочненными зубьями. Полученные зависимости целесообразно представить в виде обратной функции:

$$h_3 = \sqrt{\frac{T - 11,3}{2325}}, \text{ мм}; \quad (6)$$

$$h_3 = \sqrt{\frac{T - 12,5}{110}}, \text{ мм}. \quad (7)$$

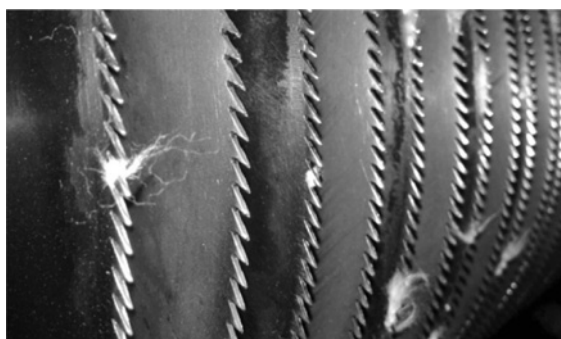
Формулы (6) и (7) позволяют вести прогнозную оценку износостойкости зубьев пильных дисков в эксплуатационных условиях при джинировании хлопка-сырца.

На рис. 4 представлены результаты сравнительной оценки изнашивания по задней поверхности зубьев пильных дисков при джинировании хлопка-сырца. Установлено, что джинные пилы с упрочненными зубьями после дробемётной обработ-

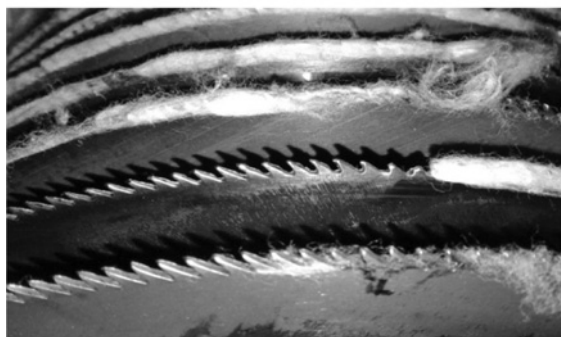
ки микрошариками с переменным режимом показали значительно большую работоспособность, чем заводские пильные диски (с неупрочнёнными зубьями). При этом стойкость упрочнённых джинных пил превосходит диски в среднем в три-четыре раза.

Сравнительный анализ эксплуатационного состояния зубьев джинных пил с упрочнёнными (рис. 5, а) и неупрочнёнными (рис. 5, б) зубьями можно сделать визуально по данным, соответствующим 88 ч работы джинов. Как следует из рис. 5, а, по истечении данного промежутка времени упрочнённые зубья пильных дисков сохранили полностью исходный профиль и высокую работоспособность при $h_3 = 0,2$ мм. Джинные пилы с неупрочнёнными зубьями (рис. 4, б) показали значительно меньшую работоспособность ($h_3 = 0,8$ мм) из-за поломок зубьев и искажения заданного профиля зубьев. Вследствие этого происходит недопустимая концентрация хлопковых волокон, которая приводит к образованию непрерывных и уплотнённых лент, заполняющих технологическое пространство между зубьями и прочно удерживаемых ими. Естественно, такие зубья не способны выполнить основную функцию — удаление (отрыв) волокон от семян.

Планом эксперимента была также предусмотрена одновременная эксплуатация пильных дисков на одном джине с упрочнёнными и неупрочнёнными зубьями. Эти опыты позволили выявить осо-



а)



б)

Рис. 5. Эксплуатационное состояние пильных дисков после 88 ч работы с упрочнёнными (а) и неупрочнёнными (б) зубьями на отдельных джинах 5ДП-130



Рис. 6. Эксплуатационное состояние пильных дисков после 168 ч работы, установленных чередованием (с упрочнёнными и неупрочнёнными зубьями) на одном джине 5ДП-130

бенности процесса изнашивания и сравнить интенсивность износа при абсолютно одинаковых условиях контактирования зубьев пильных дисков с хлопком-сырцом при дженировании.

В соответствии с условиями проведения эксперимента пильные диски устанавливались на валу путем их чередования. Результаты экспериментов свидетельствуют о существенной разнице не только в интенсивности изнашивания, но и в характере разрушения зубьев (рис. 6). Заводские пильные диски показали низкую работоспособность. При этом зубья на некоторых участках практически полностью разрушились и потеряли функциональную способность. Упрочнённые зубья дисков показали высокую работоспособность вследствие сохранения профиля зубьев с его геометрическими параметрами при их минимальном износе h_3 по задней поверхности ($h_3 = 0,3 \pm 0,4$ мм).

Таким образом, доказана высокая эффективность деформационного упрочнения зубьев пильных дисков дробемётной обработкой микрошариками с переменным режимом, обеспечивающим наиболее рациональное использование запаса пластических свойств углеродистых и легированных сталей, приводящих к увеличению микротвердости поверхностного слоя и повышению степени деформационного упрочнения контактных поверхностей деталей машин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Мирошниченко Г. И.** Основы проектирования машин первичной обработки хлопка: учеб. для вузов. М.: Машиностроение, 1972. 486 с.
2. **Шин И. Г.** Технологические методы обеспечения качества и прогнозирования долговечности деталей машин первичной обработки хлопка: автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Ташкент: ТИТЛП, 2014. 90 с.
3. **Шин И. Г.** Поверхностное упрочнение дробью зубьев пильных дисков хлопкоперерабатывающих машин / И. Г. Шин, С. Р. Назаров, З. А. Шодмонкулов, М. Р. Муминов // Вестник машиностроения. 2014. № 7. С. 81—85.
4. **Хазов Б. Ф., Дидуев Б. А.** Справочник по расчету надежности машин на стадии проектирования. М.: Машиностроение, 1986. 224 с.

Д. Н. КОНОВАЛОВ, канд. техн. наук, С. И. ЛАЗАРЕВ, С. В. КОВАЛЕВ, д-ра техн. наук, А. А. ЛЕВИН
(Тамбовский государственный технический университет), e-mail: kdn1979dom@mail.ru

Методика расчета объема и массы электробаромембранного аппарата трубчатого вида для очистки промышленных растворов машиностроительных и химических производств¹

Разработана конструкция электробаромембранного аппарата трубчатого вида для очистки технологических растворов машиностроительных и химических производств. Представлен оптимизированный вариант аппарата с увеличенной эффективной площадью разделения растворов, рассчитаны его объем и масса. Разработанная конструкция аппарата позволяет увеличить площадь разделения растворов, повысить производительность и качество разделения растворов и снизить материалоемкость на единицу объема аппарата.

Ключевые слова: конструкция, электробаромембранный аппарат, расчет.

The design of a tubular electrobaromembrane apparatus for purification of technological solutions of machine-building and chemical industries is developed. An optimized version of the apparatus with an increased effective area of separation of solutions is presented, its volume and weight are calculated. The developed design of the apparatus allows to increase the area of separation of solutions, to increase the productivity and quality of separation of solutions and to reduce material consumption per unit volume of the apparatus.

Keywords: design, electrobaromembrane apparatus, calculation.

Очистка технологических растворов и сточных вод химических, машиностроительных и других производств является неотъемлемой частью производственного процесса этих предприятий. Тем не менее, технологии и методы очистки и разделения растворов в большинстве случаев используются традиционные, такие как отстаивание, фильтрование и т. п.

В результате производственного процесса в технологических растворах и сточных водах предприятий оказывается достаточно большое содержание ценных (в том числе переносящих заряд) компонентов, которые могут быть использованы в производственном цикле повторно. Однако существу-

ет проблема выделения этих компонентов, так как в стоках возможно присутствие их в большом количестве. Традиционные методы не позволяют этого сделать, а применение электрохимического метода требует разработки современных и перспективных конструкций аппаратов для разделения технологических растворов.

Одними из таких аппаратов являются электродиализаторы [1–5], однако основное их назначение — концентрирование раствора. Существующие электрохимические мембранные аппараты [6–9] требуют постоянной модернизации, расчета конструктивно-технологических параметров, изучения кинетики процесса с целью увеличения производительности, качества разделения, улучшения гидродинамических характеристик.

Разработанная конструкция (рис. 1) оптимизированного варианта аппарата отличается увеличенной эффективной площадью разделения растворов. На эту конструкцию электробаромембранного аппарата трубчатого типа получен патент [10].

Кроме того, разработана методика расчета объемов элементов и массы электробаромембранного аппарата трубчатого вида. Расчет основан на учете конструктивных параметров и особенностей разработанного устройства.

Объем элементов аппарата из капролона определяется по формуле

$$V_{a1} = n_{\text{фл}} V_{\text{фл}} + V_{\text{к}} + n_{\text{тр.р}} V_{\text{тр.р}},$$

где $V_{\text{фл}}$, $V_{\text{к}}$, $V_{\text{тр.р}}$ — объемы соответственно фланца, корпуса, трубной решетки, м³; $n_{\text{фл}} = 2$ — число фланцев; $n_{\text{тр.р}} = 2$ — число трубных решеток.

Объем элементов аппарата из титана определяется по формуле

$$V_{a2} = n_{\text{пр.р}} V_{\text{пр.р}} + n_{\text{др.с}} V_{\text{др.с}},$$

где $V_{\text{пр.р}}$ и $V_{\text{др.с}}$ — объемы прижимной решетки и дренажной сетки, м³; $n_{\text{пр.р}} = 2$ — число прижимных решеток; $n_{\text{др.с}} = 88$ — число дренажных сеток.

Объем элементов аппарата из фторопласта определяется по формуле

$$V_{a3} = n_{\text{нар.тр}} V_{\text{нар.тр}} + n_{\text{вн.тр}} V_{\text{вн.тр}},$$

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект № 19-38-90117).

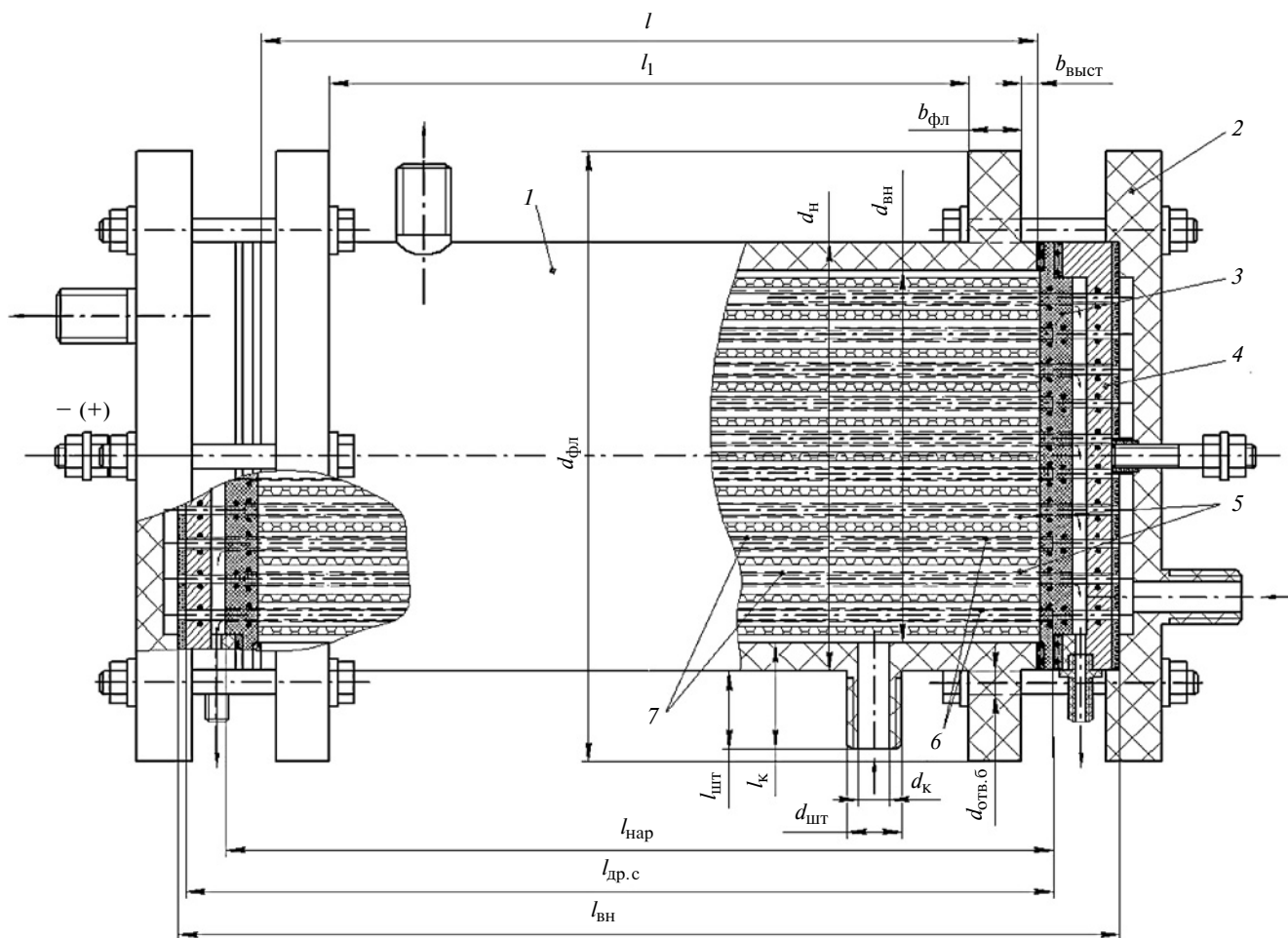


Рис. 1. Электробаромембранный аппарат трубчатого вида:

1 — обечайка корпуса; 2 — фланец; 3 — трубная решетка; 4 — прижимная решетка; 5 — наружная трубка; 6 — внутренняя трубка; 7 — дренажная сетка

где $V_{нар.тр}$ и $V_{вн.тр}$ — объемы наружной и внутренней трубок, m^3 ; $n_{нар.тр} = 88$ и $n_{вн.тр} = 88$ — число наружных и внутренних трубок.

Расчет объема фланца корпуса

Схема к расчету объема фланца представлена на рис. 2.

Объем фланца определяется по формуле

$$V_{фл} = V_{з.фл} - V_{з.фл.шт} - V_{кан} - V_{кл} - V_{в.пр} - V_{вн.п} - V_{в.д.в} - n_{отв.б} V_{отв.б}, \quad (1)$$

где $V_{з.фл}$ — объем заготовки для фланца, m^3 ; $V_{з.фл.шт}$ — объем части заготовки фланца под штуцер, m^3 ; $V_{кан}$ — объем канала для ввода или вывода разделяемого раствора, m^3 ; $V_{кл}$ — объем резьбовой части во фланце клеммы для подвода электрического тока, m^3 ; $V_{в.пр}$ — объем выреза под прокладку, m^3 ; $V_{вн.п}$ — объем внутренней полости ввода и вывода разделяемого раствора, m^3 ; $V_{в.д.в}$ — объем выреза под диэлектрическую втулку, m^3 ; $V_{отв.б}$ — объ-

ем отверстий под болты, m^3 ; $n_{отв.б} = 6$ — число отверстий под болты.

Объем заготовки для фланца определяется по формуле

$$V_{з.фл} = \frac{\pi d_{фл}^2}{4} h_{з.фл},$$

где $d_{фл}$ и $h_{з.фл}$ — наружный диаметр фланца и высота заготовки фланца, м.

Объем части заготовки фланца под штуцер (без штуцера) определяется по формуле

$$V_{з.фл.шт} = \frac{\pi d_{фл}^2}{4} l_{шт} - V_{шт}, \quad (2)$$

где $l_{шт}$ — длина штуцера; $V_{шт}$ — объем штуцера, m^3 .

Объем штуцера определяется по формуле

$$V_{шт} = \frac{\pi d_{шт}^2}{4} l_{шт}, \quad (3)$$

где $d_{шт}$ — диаметр штуцера, м.

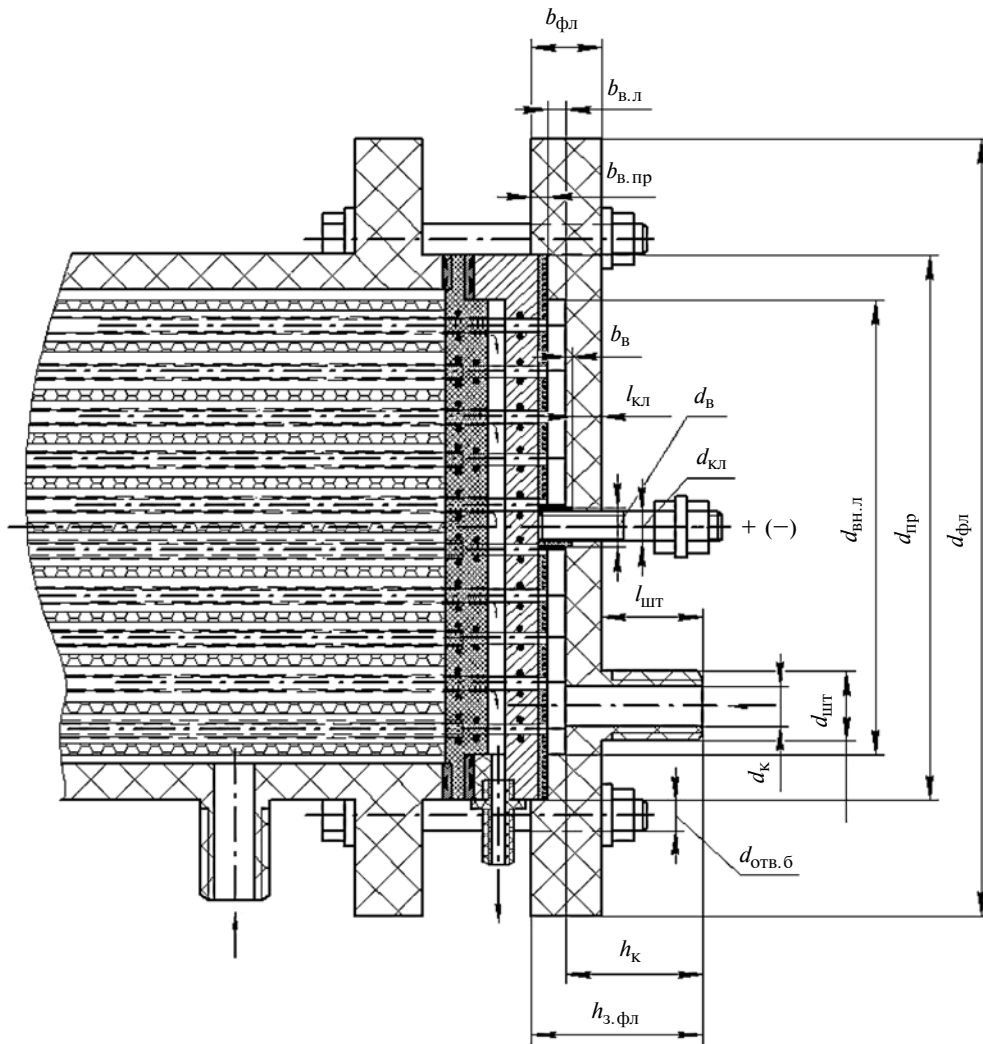


Рис. 2. Схема к расчету объема фланца

Подставляя формулу (3) в формулу (2), получим:

$$V_{з.фл.шт} = \frac{\pi d_{фл}^2}{4} l_{шт} - \frac{\pi d_{шт}^2}{4} l_{шт}.$$

Объем канала для ввода или вывода разделяемого раствора составляет:

$$V_{кан} = \frac{\pi d_{к}^2}{4} l_{к},$$

где $d_{к}$ и $l_{к}$ — диаметр и длина канала для ввода или вывода разделяемого раствора, м.

Объем резьбовой части во фланце клеммы для подвода электрического тока составляет:

$$V_{кл} = \frac{\pi d_{кл}^2}{4} l_{кл},$$

где $d_{кл}$ и $l_{кл}$ — диаметр и длина резьбовой части во фланце клеммы для подвода электрического тока, м.

Объем выреза под прокладку определяется по формуле

$$V_{в.пр} = \frac{\pi d_{пр}^2}{4} b_{в.пр},$$

где $d_{пр}$ и $b_{в.пр}$ — наружный диаметр прокладки и глубина выреза под прокладку, м.

Объем внутренней полости ввода и вывода разделяемого раствора определяется по формуле

$$V_{вн.п} = \frac{\pi d_{вн.п}^2}{4} b_{вн.п},$$

где $d_{вн.п}$ и $b_{вн.п}$ — наружный диаметр и глубина внутренней полости ввода и вывода разделяемого раствора, м.

Объем выреза под электрическую втулку определяется по формуле

$$V_{в.д.в} = \frac{\pi d_{в}^2}{4} b_{в},$$

где $d_{\text{в}}$ и $b_{\text{в}}$ — наружный диаметр диэлектрической втулки и глубина выреза под диэлектрическую втулку, м.

Объем отверстий под болты составляет:

$$V_{\text{отв.б}} = \frac{\pi d_{\text{отв.б}}^2}{4} b_{\text{фл}},$$

где $d_{\text{отв.б}}$ и $b_{\text{фл}}$ — диаметр отверстий под болты и толщина фланца, м.

Толщина фланца определяется по формуле

$$b_{\text{фл}} = h_{\text{з.фл}} - l_{\text{шт}}. \quad (4)$$

Подставляя формулу (4) в формулу (3), получим:

$$V_{\text{отв.б}} = \frac{\pi d_{\text{отв.б}}^2}{4} (h_{\text{з.фл}} - l_{\text{шт}}).$$

Подставив найденные значения и формулы в формулу (1), получим:

$$\begin{aligned} V_{\text{фл}} = & \frac{\pi d_{\text{фл}}^2}{4} h_{\text{з.фл}} - \frac{\pi d_{\text{фл}}^2}{4} l_{\text{шт}} + \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} l_{\text{шт}} - \frac{\pi d_{\text{к}}^2}{4} l_{\text{к}} - \\ & - \frac{\pi d_{\text{кл}}^2}{4} l_{\text{кл}} - \frac{\pi d_{\text{пр}}^2}{4} b_{\text{в.пр}} - \frac{\pi d_{\text{вн.п}}^2}{4} b_{\text{вн.п}} - \frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4} b_{\text{в}} - \\ & - \frac{\pi d_{\text{отв.б}}^2}{4} (h_{\text{з.фл}} - l_{\text{шт}}). \quad (5) \end{aligned}$$

Упростив выражение (5), имеем:

$$\begin{aligned} V_{\text{фл}} = & \frac{\pi}{4} (d_{\text{фл}}^2 (h_{\text{з.фл}} - l_{\text{шт}}) + d_{\text{шт}}^2 l_{\text{шт}} - d_{\text{к}}^2 l_{\text{к}} - \\ & - d_{\text{кл}}^2 l_{\text{кл}} - d_{\text{пр}}^2 b_{\text{в.пр}} - d_{\text{вн.п}}^2 b_{\text{вн.п}} - d_{\text{в}}^2 b_{\text{в}} - \\ & - d_{\text{отв.б}}^2 (h_{\text{з.фл}} - l_{\text{шт}})). \end{aligned}$$

Расчет объема обечайки корпуса

Данные к расчету объема обечайки корпуса представлены на рис. 1.

Объем обечайки корпуса определяется по формуле

$$\begin{aligned} V_{\text{к}} = & V_{\text{з.к}} - V_{\text{з.к.шт}} - n_{\text{кан}} V_{\text{кан}} - n_{\text{выст}} V_{\text{выст}} - \\ & - V_{\text{вн.пол}} - n_{\text{отв.б}} V_{\text{отв.б}}, \quad (6) \end{aligned}$$

где $V_{\text{з.к}}$ — объем заготовки корпуса для обечайки, м³; $V_{\text{з.к.шт}}$ — объем части заготовки обечайки корпуса под штуцеры, м³; $V_{\text{кан}}$ — объем канала для ввода или вывода разделяемого раствора, м³; $V_{\text{выст}}$ — объем выреза части обечайки корпуса под выступ, м³; $V_{\text{вн.пол}}$ — объем внутренней полости обечайки корпуса, м³; $V_{\text{отв.б}}$ — объем отверстий под болты, м³; $n_{\text{кан}} = 2$ — число каналов; $n_{\text{кан}} = 2$ — число выступов; $n_{\text{отв.б}} = 12$ — число отверстий под болты.

Объем заготовки обечайки корпуса составляет:

$$V_{\text{з.к}} = \frac{\pi d_{\text{фл}}^2}{4} l,$$

где $d_{\text{фл}}$ и l — наружный диаметр фланца и длина заготовки обечайки корпуса, м.

Объем части заготовки обечайки корпуса под штуцеры определяется по формуле

$$V_{\text{з.к.шт}} = \left(\frac{\pi d_{\text{фл}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} \right) l_1 - n_{\text{шт}} V_{\text{шт}}, \quad (7)$$

где $d_{\text{н}}$ — наружный диаметр обечайки корпуса, м; l_1 — расстояние между фланцами обечайки корпуса, м; $n_{\text{шт}} = 2$ — число штуцеров; $V_{\text{шт}}$ — объем штуцера, м³.

Объем штуцера составляет:

$$V_{\text{шт}} = \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} l_{\text{шт}}, \quad (8)$$

где $d_{\text{шт}}$ — диаметр штуцера, м.

Подставляя формулу (8) в формулу (7), получим:

$$V_{\text{з.к.шт}} = \left(\frac{\pi d_{\text{фл}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} \right) l_1 - 2 \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} l_{\text{шт}}.$$

Объем канала для ввода или вывода разделяемого раствора определяется по формуле

$$V_{\text{кан}} = \frac{\pi d_{\text{к}}^2}{4} l_{\text{к}},$$

где $d_{\text{к}}$ и $l_{\text{к}}$ — диаметр и длина канала для ввода или вывода разделяемого раствора, м.

Объем выреза части обечайки корпуса под выступ составляет:

$$V_{\text{выст}} = \left(\frac{\pi d_{\text{фл}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} \right) b_{\text{выст}},$$

где $b_{\text{выст}}$ — ширина выреза части обечайки корпуса под выступ, м.

Объем внутренней полости обечайки корпуса определяется по формуле

$$V_{\text{вн.пол}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} l,$$

где $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр обечайки корпуса, м.

Объем отверстий под болты составляет:

$$V_{\text{отв.б}} = \frac{\pi d_{\text{отв.б}}^2}{4} b_{\text{фл}},$$

где $d_{\text{отв.б}}$ и $b_{\text{фл}}$ — диаметр отверстий под болты и толщина фланца, м.

Подставив найденные значения и формулы в формулу (6), получим:

$$V_{\text{к}} = \frac{\pi d_{\text{фл}}^2}{4} l - \left(\left(\frac{\pi d_{\text{фл}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} \right) l_1 - 2 \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4} l_{\text{шт}} \right) - 2 \frac{\pi d_{\text{к}}^2}{4} l_{\text{к}} - 2 \left(\frac{\pi d_{\text{фл}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} \right) b_{\text{выст}} - \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} l - 12 \frac{\pi d_{\text{отв.б}}^2}{4} b_{\text{фл}}. \quad (9)$$

Упростив выражение (9), имеем:

$$V_{\text{к}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{фл}}^2 l - ((d_{\text{фл}}^2 - d_{\text{н}}^2) l_1 - 2 d_{\text{шт}}^2 l_{\text{шт}}) - 2 d_{\text{к}}^2 l_{\text{к}} - 2(d_{\text{фл}}^2 - d_{\text{н}}^2) b_{\text{выст}} - d_{\text{вн}}^2 l - 12 d_{\text{отв.б}}^2 b_{\text{фл}}).$$

Расчет объема трубной и прижимной решеток

Схема к расчету объема трубной и прижимной решеток корпуса представлена на рис. 3.

Объем трубной решетки определяется по формуле

$$V_{\text{тр.р}} = V_{\text{з.тр.р}} - V_{\text{выр}} - n_{\text{отв.вн.тр}} V_{\text{отв.вн.тр}} - n_{\text{отв.др.с}} V_{\text{отв.др.с}}, \quad (10)$$

где $V_{\text{тр.р}}$ — объем трубной решетки, м³; $V_{\text{выр}}$ — объем выреза под прижимную решетку, м³; $V_{\text{отв.вн.тр}}$ — объем отверстия под внутреннюю трубку, м³; $V_{\text{отв.др.с}}$ — объем отверстия под дренажную сетку, м³; $n_{\text{отв.вн.тр}} = 44$ — число отверстий под внутреннюю трубку; $n_{\text{отв.др.с}} = 44$ — число отверстий под дренажную сетку.

Объем заготовки трубной решетки определяется по формуле

$$V_{\text{з.тр.р}} = \frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} b_{\text{тр.р}},$$

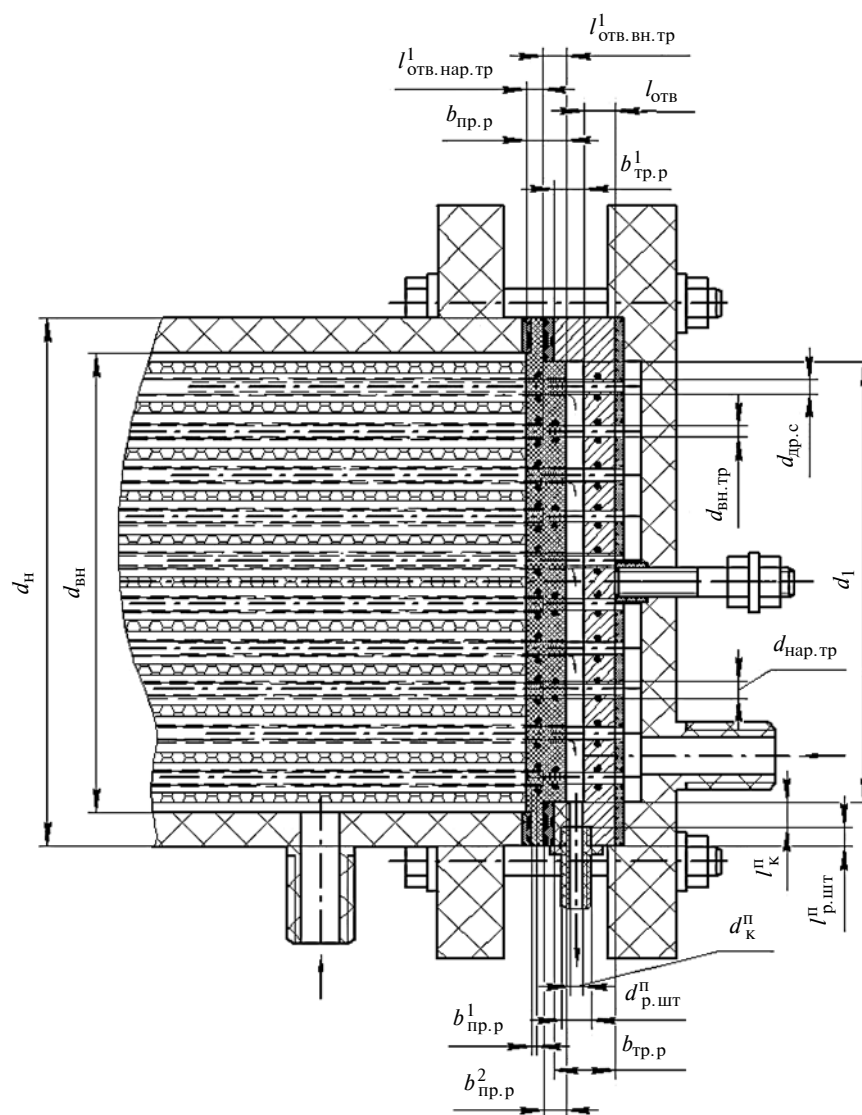


Рис. 3. Схема к расчету трубной и прижимной решеток

где d_H и $b_{тр.р}$ — наружный диаметр и ширина заготовки трубной решетки, м.

Объем выреза под прижимную решетку составляет:

$$V_{выр} = \frac{\pi d_1^2}{4} b_{тр.р}^1,$$

где d_1 и $b_{тр.р}^1$ — диаметр и глубина выреза под прижимную решетку, м.

Объем отверстия под внутреннюю трубку определяется по формуле

$$V_{отв.вн.тр} = \frac{\pi d_{отв.вн.тр}^2}{4} l_{отв}, \quad (11)$$

где $d_{отв.вн.тр}$ — диаметр отверстия под внутреннюю трубку, м; $l_{отв}$ — длина отверстия, м.

Длина отверстия составляет:

$$l_{отв} = b_{тр.р} - b_{тр.р}^1. \quad (12)$$

Подставляя формулу (12) в формулу (11), получим:

$$V_{отв.вн.тр} = \frac{\pi d_{отв.вн.тр}^2}{4} (b_{тр.р} - b_{тр.р}^1).$$

Объем отверстия под дренажную сетку

$$V_{отв.др.с} = \frac{\pi d_{отв.др.с}^2}{4} l_{отв}, \quad (13)$$

где $d_{отв.др.с}$ — диаметр отверстия под дренажную сетку, м.

Подставляя формулу (12) в формулу (13), получим:

$$V_{отв.др.с} = \frac{\pi d_{отв.др.с}^2}{4} (b_{тр.р} - b_{тр.р}^1).$$

Подставив найденные значения и формулы в формулу (10), получим:

$$\begin{aligned} V_{тр.р} &= \frac{\pi d_H^2}{4} b_{тр.р} - \frac{\pi d_1^2}{4} b_{тр.р}^1 - \\ &- 44 \frac{\pi d_{отв.вн.тр}^2}{4} (b_{тр.р} - b_{тр.р}^1) - \\ &- 44 \frac{\pi d_{отв.др.с}^2}{4} (b_{тр.р} - b_{тр.р}^1). \end{aligned} \quad (14)$$

Упростив выражение (14), имеем:

$$\begin{aligned} V_{тр.р} &= \frac{\pi}{4} (d_H^2 b_{тр.р} - d_1^2 b_{тр.р}^1 - \\ &- 44(b_{тр.р} - b_{тр.р}^1)(d_{отв.вн.тр}^2 + d_{отв.др.с}^2)). \end{aligned}$$

Объем прижимной решетки составляет:

$$\begin{aligned} V_{пр.р} &= V_{з.пр.р} - V_{1в} - V_{2в} - \\ &- n_{отв.вн.тр} V_{отв.вн.тр} - n_{отв.нар.тр} V_{отв.нар.тр}, \end{aligned} \quad (15)$$

где $V_{з.пр.р}$ — объем заготовки прижимной решетки, м³; $V_{1в}$ — объем выреза под прокладку обечайки корпуса, м³; $V_{2в}$ — объем выреза под прокладку фланца корпуса, м³; $V_{отв.вн.тр}$ — объем отверстия под внутреннюю трубку, м³; $V_{отв.нар.тр}$ — объем отверстия под наружную трубку, м³; $n_{отв.вн.тр} = 44$ — число отверстий под внутреннюю трубку; $n_{отв.нар.тр} = 44$ — число отверстий под наружную трубку.

Объем заготовки прижимной решетки составляет:

$$V_{з.пр.р} = \frac{\pi d_H^2}{4} b_{пр.р},$$

где d_H и $b_{пр.р}$ — наружный диаметр и ширина заготовки прижимной решетки, м.

Объем выреза под прокладку обечайки корпуса составляет:

$$V_{1в} = \left(\frac{\pi d_H^2}{4} - \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \right) b_{пр.р}^1,$$

где $d_{вн}$ и $b_{пр.р}^1$ — диаметр и глубина выреза под прокладку обечайки корпуса, м.

Объем выреза под прокладку фланца корпуса составляет:

$$V_{2в} = \left(\frac{\pi d_H^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) b_{пр.р}^2,$$

где d_1 и $b_{пр.р}^2$ — диаметр и глубина выреза под прокладку фланца корпуса, м.

Объем отверстия под внутреннюю трубку составляет:

$$V_{отв.вн.тр} = \frac{\pi d_{отв.вн.тр}^2}{4} l_{отв.вн.тр}^1,$$

где $d_{отв.вн.тр}$ и $l_{отв.вн.тр}^1$ — диаметр и длина отверстия под внутреннюю трубку, м.

Объем отверстия под наружную трубку составляет:

$$V_{отв.нар.тр} = \frac{\pi d_{отв.нар.тр}^2}{4} (b_{пр.р} + l_{отв.нар.тр}^1),$$

где $d_{отв.нар.тр}$ и $l_{отв.нар.тр}^1$ — диаметр и длина несквозного отверстия под наружную трубку, м.

Подставив найденные значения и формулы в формулу (15), получим:

$$\begin{aligned} V_{пр.р} &= \frac{\pi d_H^2}{4} b_{пр.р} - \left(\frac{\pi d_H^2}{4} - \frac{\pi d_{вн}^2}{4} \right) b_{пр.р}^1 - \\ &- \left(\frac{\pi d_H^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) b_{пр.р}^2 - 44 \frac{\pi d_{отв.вн.тр}^2}{4} l_{отв.вн.тр}^1 - \\ &- 44 \frac{\pi d_{отв.нар.тр}^2}{4} (b_{пр.р} + l_{отв.нар.тр}^1). \end{aligned} \quad (16)$$

Упростив выражение (16), имеем:

$$V_{\text{пр.р}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{н}}^2 b_{\text{пр.р}} - (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2) b_{\text{пр.р}}^1 - (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{н}}^2) b_{\text{пр.р}}^2 - 44 d_{\text{отв.вн.тр}}^2 l_{\text{отв.вн.тр}}^1 - 44 d_{\text{отв.нар.тр}}^2 (b_{\text{пр.р}} + l_{\text{отв.нар.тр}}^1)).$$

Расчет объема наружной, внутренней трубок и дренажной сетки

Данные к расчету объема наружной, внутренней трубок и дренажной сетки представлены на рис. 1.

Объем наружной трубки составляет:

$$V_{\text{нар.тр}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{нар}}^2 - d_{\text{нар}}^2) l_{\text{нар}},$$

где $D_{\text{нар}}^2$ и $d_{\text{нар}}^2$ — наружный и внутренний диаметры наружной трубки, м; $l_{\text{нар}}$ — длина наружной трубки, м.

Объем внутренней трубки составляет:

$$V_{\text{вн.тр}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{вн}}^2 - d_{\text{вн}}^2) l_{\text{вн}},$$

где $D_{\text{вн}}^2$ и $d_{\text{вн}}^2$ — наружный и внутренний диаметры внутренней трубки, м; $l_{\text{вн}}$ — длина внутренней трубки, м.

Объем дренажной сетки составляет:

$$V_{\text{др.с}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{др.с}}^2 - d_{\text{др.с}}^2) l_{\text{др.с}},$$

где $D_{\text{др.с}}^2$ и $d_{\text{др.с}}^2$ — наружный и внутренний диаметры дренажной сетки, м; $l_{\text{др.с}}$ — длина дренажной сетки, м.

Результаты расчета объемов элементов разработанного электробаромембранного аппарата: $V_{a1} = 18,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $V_{a2} = 0,38 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$; $V_{a3} = 0,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$.

Расчет массы аппарата

Общая масса аппарата включает в себя массу элементов из капролона, титана, фторопласта и составляет:

$$m = \sum_{i=1}^3 m_{ai} \quad (17)$$

В выражении (17) $m_{ai} = \rho V_{ai}$, $i = \overline{1, 3}$ — масса, кг, элементов аппарата из капролона, титана, фторопласта, где $\rho = 1160; 4500, 2200 \text{ кг/м}^3$ — плотность капролона ПА 6, титана, фторопласта соответственно [11–13].

Вид и марка материала	ρ , кг/м ³	m , кг	Цена, руб./кг	Общая стоимость материала корпуса, тыс. руб.
Капролон (ПА 6)	1160	21,75	354	7,70
Титан	4500	1,71	1633	2,79
Фторопласт	2200	0,44	6300	2,77
Итого	—	23,90	—	13,26

В таблице приведены данные расчета элементов электробаромембранного аппарата трубчатого вида, изготовленного из различных материалов, выпускаемых промышленностью.

Разработанная конструкция электробаромембранного аппарата трубчатого вида для разделения технологических растворов химических, машиностроительных и других производств позволила устранить недостатки существующих аппаратов трубчатого типа, а именно: увеличить площадь разделения растворов, повысить производительность и качество разделения растворов, снизив при этом материалоемкость на единицу объема аппарата.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пат. 187322. Рос. Федерации: МПК В01D61/42. Электродная камера электродиализатора.
2. Пат. 197029 Рос. Федерации: МПК В01D61/50, G01N27/40, G01Q60/44, G01Q30/14. Электродиализатор.
3. Пат. 2566415 Рос. Федерации: МПК В01D61/00, В01D71/06, В01D61/46. Способ изменения характеристик электродиализатора с чередующимися катионообменными и анионообменными мембранами.
4. Пат. 2522333 Рос. Федерации: МПК В01D61/46, В01D61/38, C02F1/469. Электродиализатор с многослойной жидкой мембраной.
5. Пат. 2690339 Рос. Федерации: МПК В01D61/42. Электродиализатор с охлаждением разделяемого раствора.
6. Пат. 2712599 Рос. Федерации: МПК В01D61/18, В01D63/06, В01D63/08. Электробаромембранный аппарат комбинированного типа.
7. Пат. 2718037 Рос. Федерации: МПК В01D61/46. Электробаромембранный аппарат трубчатого типа.
8. Пат. 2718402 Рос. Федерации: МПК В01D61/42, В01D61/14. Электробаромембранный аппарат плоскокамерного типа.
9. Пат. 2700379 Рос. Федерации: МПК В01D61/46, В01D63/10. Электробаромембранный аппарат рулонного типа.
10. Пат. 2689615 Рос. Федерации: МПК В01D61/46. Электробаромембранный аппарат трубчатого типа.
11. ТУ 2224-036-00203803—2012. Капролон (полиамид 6 блочный). М.: ОАО "Метафракс", 2012. 19 с.
12. ГОСТ 19807—91. Титан и сплавы титановые деформируемые. Марки (с изменением № 1). М.: ИПК Изд-во стандартов, 2001.
13. ГОСТ 10007—80. Фторопласт-4. Технические условия (с изменениями № 1, 2). М.: Стандартинформ, 2008.

С. А. КОМАРЕВИЧ, А. А. СИЛАЕВ, канд. техн. наук, Е. Л. ЕРЕМИНА (Волжский политехнический институт (филиал) ВолгГТУ), e-mail: gustomyasov@mail.ru

Устройство индикаторного типа для центровки валов насосов

Разработано индикаторное центрующее устройство на неодимовых магнитах, позволяющее контролировать осевой и радиальный зазоры. Рассмотрены основные способы центровки, применяемые на производствах.

Ключевые слова: центровка валов, индикатор часового типа, электродвигатель, насос, полумуфта.

An indicator centering device based on neodymium magnets is developed, which makes it possible to control the axial and radial clearances. The general methods of alignment used in production are considered.

Keywords: shaft alignment, dial indicator, electric motor, pump, half-coupling.

Валы электродвигателя и насоса соединяют полумуфтами. Для обеспечения соосности валов выполняют центровку. Качество центровки валов во многом определяет безопасность эксплуатации насосов и электродвигателей. Кроме того, при значительном отклонении от соосности увеличивается потребляемая мощность машины, возникают вибрации, которые могут стать причиной повышенного изнашивания и даже выхода из строя подшипников и механических узлов, возможны материальные потери, связанные со снижением качества выпускаемой продукции [1].

Цель настоящей работы — разработка индикаторного центрующего устройства на неодимовых магнитах для крепления на полумуфтах диаметром 250 мм (рис. 1) и обеспечение центровки валов насосов по классу точности 1 [2, 3].

Самый распространенный способ центровки при сцепке муфт — скоба (рис. 2), зафиксированная болтами на полумуфте центруемой машины и выведенная болтом для замера радиального зазора (смещения) на полумуфту неподвижной машины. Осевой зазор измеряют между торцами полумуфт, которые при центровке соединяют одним пальцем по метке, чтобы выполнялись замеры при совместном повороте [4]. Измерения выполняют пластинчатым щупом или клиновым щупом (рис. 3) [5]. Последний значительно удобнее, так как не требует набора пластинок. Клиновым щупом позволяет выставлять зазоры с точностью до 0,1 мм. Данный способ центровки удобен, однако щуп необходимо проталкивать вручную, а следовательно, имеет место человеческий фактор.

Центровку можно осуществлять с помощью лазерных лучей и электронных детекторов. Последнее поколение данных систем имеет разрешение

0,001 мм с фильтрацией для компенсации колебаний воздуха и механической вибрации. Компания Baltech разработала лазерную систему центровки валов Fixturlaser EVO [6]. К недостаткам данного оборудования можно отнести его высокую стоимость и относительно невысокий срок службы электроники.

При использовании любых устройств центровки, даже самых совершенных, такие операции, как ослабление болтов, подъем электродвигателя, установка подложек под стойки электродвигателя, затягивание болтов, сдвиг для выставления боковых зазоров выполняются вручную [7].

На основе анализа имеющихся публикаций по центровке было принято решение разработать индикаторное центрующее устройство для центровки валов насосов. Стойку с индикаторами устанавливают на полумуфту неподвижной машины, стойку

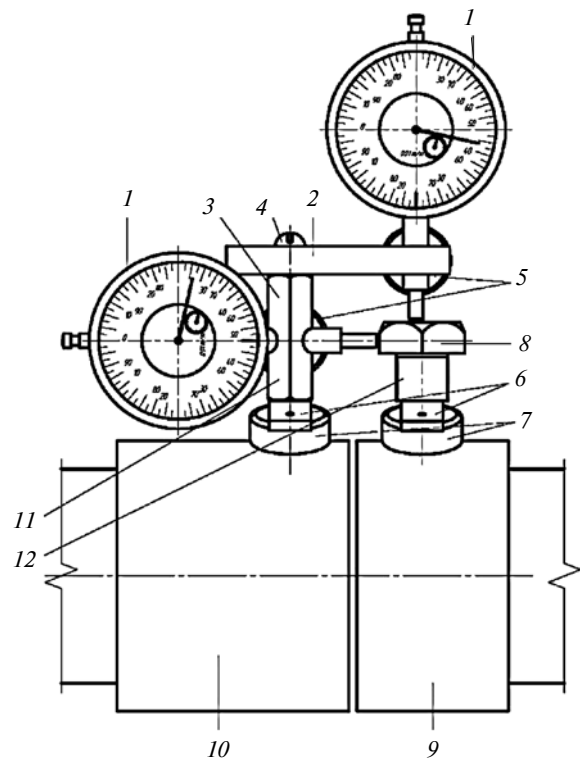


Рис. 1. Индикаторное центрующее устройство:

1 — индикатор ИЧ 0-10 0,01 мм; 2 и 3 — кронштейны индикатора соответственно на радиальный и осевой зазоры; 4 — винт-стяжка М6 кронштейнов; 5 — болты М5 с накатанной головкой для фиксации индикатора; 6 — дужки фиксации магнитов с отверстиями М4; 7 — неодимовые магниты (усилие отрыва 137 Н); 8 — ответный болт вывода щупов индикатора; 9 — полумуфта неподвижной машины; 10 — полумуфта центруемой машины; 11 — стойка с индикаторами; 12 — стойка с ответным болтом

с ответным болтом — на полумуфту центруемой машины. Полумуфты выставляют на ноль. Стрелки индикаторов выставляют на нули, затем полумуфты проворачивают последовательно на углы 90, 180 и 270°, снимая показания [8]. Для контроля измерений после четырех замеров вновь устанавливают полумуфты в первоначальное положение, т. е. на ноль [9].

Проверку данного устройства выполняли на одной широкой полумуфте одного вала, выставив индикаторы на оба зазора, при провороте вала и снятии замеров по четырем точкам осевого и радиального зазоров. Смещения стрелки индикатора полностью отсутствовали [8]. Под щупы индикаторов подкладывали концевые меры длины с номинальным размером 6 мм для определения точности показаний прибора при отклонении (вероятной расцентровке), смещений щупа больше 6 мм не наблюдалось [5].

Точность устройства соответствует цене деления индикатора, т. е. классу 1 точности 0,01 мм. При центровке валов машин для вывода щупов индикаторов в одну точку на ответном болте нанесена черная полоска.

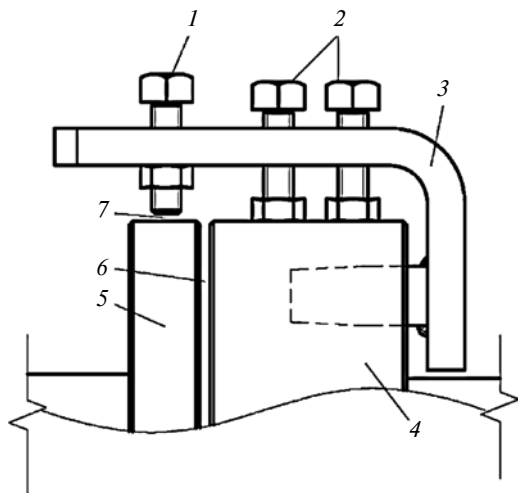


Рис. 2. Скоба для центровки щупами:

1 — болт для определения радиального зазора; 2 — болты для фиксации скобы; 3 — скоба; 4 — полумуфта выверенной машины; 5 — полумуфта центруемой машины; 6 — осевой зазор; 7 — радиальный зазор

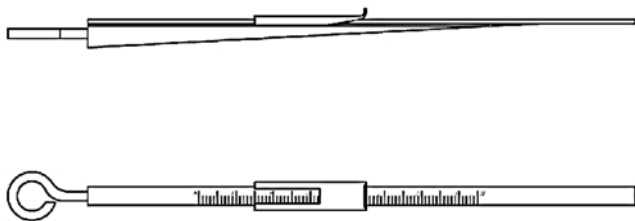


Рис. 3. Клиновой щуп

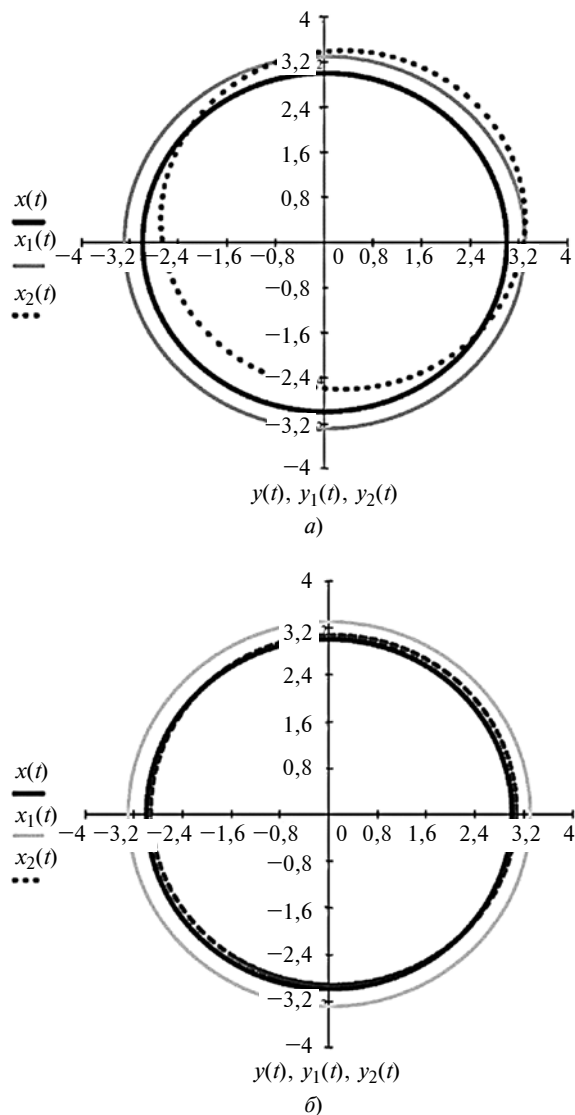


Рис. 4. Показания до (а) и после (б) центровки валов

Достоинство данного устройства: точность, простота, надежность, ремонтпригодность, возможность замеров индикатором по излому и смещению полумуфт на 0, 90, 180, 270°, т. е. во всех четырех точках радиального и осевого зазоров [10], а также низкая стоимость.

Однако при повышенной вибрации стрелка индикатора может "прыгать", что затрудняет снятие показаний.

На рис. 4, а, б приведены показания до и после центровки [4].

Таким образом, разработанное устройство позволяет выполнить центровку валов электродвигателя и насоса с точностью применяемых индикаторов, осевой и радиальный зазоры между полумуфтами находятся в допустимых пределах [10]. Данное индикаторное центрующее устройство можно применять на производстве, в котором используется насосное оборудование.

Е. И. ВОРОБЬЕВ, д-р техн. наук, К. О. МОРГУНЕНКО, Е. Е. КОНЕВА (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
e-mail: evgeniv36@mail.ru

Построение программных движений двурукых технологических роботов

Рассматриваются некоторые вопросы создания и управления двурукых робототехнических систем.

Ключевые слова: двурукый робот, механизм относительного манипулирования, относительное движение, алгоритм управления, сборка.

Some issues of creation and control of two-handed robotic systems are considered.

Keywords: two-handed robot, relative manipulation mechanism, relative motion, control algorithm, assembly.

Актуальность работы связана с необходимостью разработки методов создания и управления двурукых робототехнических систем, которые имеют более широкие функциональные возможности по сравнению с роботами с одной рукой. С помощью двурукых робототехнических систем могут выполняться сложные операции сборки и монтажа объектов в космосе, на земле и под водой, обработка сложных поверхностей, бытовые и рабочие операции, заменяющие действия человека. Методы создания и управления двурукых роботов в настоящее время мало разработаны ввиду сложности управляемого объекта. Известные системы с двумя манипуляторами используются в основном при раздельном движении манипуляторов или для простых движений.

В настоящее время разработка и создание двурукых роботов — одно из новых направлений развития робототехники. Задачи исследования соответствуют приоритетным направлениям стратегии научно-технологического развития Российской Федерации: 1) безопасность и противодействие терроризму; 2) робототехнические комплексы (системы) военного специального и двойного назначения.

Двуруким роботом называют совокупность манипуляторов, работающих в одной рабочей зоне и имеющих единую систему управления. Манипуляторы размещаются на одной подвижной платформе или на неподвижном основании. Исполнительная система роботов состоит из двух манипуляторов (рук), совместно выполняющих операции с помощью программных связей между рабочими звеньями. При этом образуется единый механизм с несколькими степенями свободы, который называют "механизмом относительного манипулирования" [1]. Анализ и синтез таких механизмов представляет значительные трудности. Функционируют механизмы как две руки человека, когда основной задачей является относительное движение рабочих звеньев, необходимые для выполнения операции.

Важное свойство механизмов — возможность получения в относительном движении рабочих звеньев числа степеней свободы, равного сумме чисел степеней свободы взаимодействующих манипуляторов. Это повышает точность относительного ма-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 42)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ:

1. Романов Р. А. Стойкость подшипниковых узлов // Экспозиция Нефть. Газ. 2009. № 4. С. 19.
2. Ильичев В. Ю., Насонов Д. А. Экспериментально-аналитическое исследование и коррекция статических и динамических характеристик резинопальцевых муфт // Изв. ТулГУ. Технические науки. 2011. № 3. С. 46—52.
3. Каталог продукции НПК "Магниты и системы". Магнитные крепления с зенковкой // <https://magnet-prof.ru/index.php/Tip-A/View-all-products.html>
4. ГОСТ 21424—93. Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры. М.: Изд-во стандартов, 2002. 4 с.
5. ГОСТ Р 8.731—2010. Государственная система обеспечения единства измерений. Системы допускового контроля. Основные положения. М.: Стандартинформ, 2011. 9 с.

6. АСОЕМ АВ. URL: Fixturlaser EVO / <https://fixturlaser.com/Shaft-Alignment/FIXTURLASER-EVO>.

7. Полезные программы ООО "Кинематика" // Программа "Калькулятор центровки" URL: Балансировочный калькулятор трехплоскостной, калькулятор центровки, программы для балансировки // <https://oookin.ru/soft.html>.

8. ГОСТ Р 8.763—2011. Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Государственная поверочная схема для средств измерений длины в диапазоне от 1×10^{-9} до 50 м и длин волн в диапазоне от 0,2 до 50 мкм. М.: Стандартинформ, 2013. 7 с.

9. Хисматуллин Р. Ф., Хайдарова А. Ф. Центровка насосного агрегата и соединение полумуфт // Инновационная наука. 2017. № 2, 1. С. 130—133.

10. ООО "Балтех". Основы центровки промышленного оборудования. // www.baltech.ru/catalog.php?catalog=125.

нипулирования при выполнении операций по сравнению с однорукими роботами.

В работах [2, 3] отмечены особенности устройств относительного манипулирования и решены отдельные вопросы их структуры и кинематики. В работе [3] показана возможность создания таких систем на основе механизмов с параллельной структурой и решена задача о положениях одного из таких механизмов. В работе [4] рассмотрены особенности построения алгоритмов управления технологическими роботами с необходимым учетом динамики.

С позиций механики основная задача координации движений двух рук робота — осуществление заданного относительного движения двух твердых тел.

Далее рассмотрим сферическое и винтовое относительное движение двух твердых тел двуруким роботом с шестью степенями свободы и построение алгоритмов управления движениями двуруких роботов на операциях сборки цилиндрических соединений.

Относительное движение двух твердых тел

При решении технологических и научных задач необходимо рассматривать движение твердого тела относительно неподвижной или подвижной системы координат. Наиболее распространенный метод — рассмотрение движения общего вида твердого тела как суммы двух движений: переносного движения тела со скоростью некоторой точки тела — полюса и относительного движения тела вокруг полюса [5].

При сборке и монтаже конструкций с цилиндрическими и винтовыми соединениями одним из основных требований является обеспечение совпадения некоторых осей и прямых линий, принадлежащих соединяемым объектам. В этом случае целесообразно целевое относительное положение объектов задавать в виде относительного положения некоторой прямой и перемещения объекта вдоль этой прямой. Такой метод определения положения прямых и тел используется в винтовом исчислении и линейной геометрии [6].

Операции сборки цилиндрических соединений широко распространены в машиностроении. В серийном производстве для этого используют автоматические сборочные линии, содержащие роботы и специальные сборочные устройства [7, 8].

Некоторые задачи управления двурукими роботами с учетом их динамики рассматривались в работах [8—10].

Винтовое движение твердого тела

Известно, что движение твердого тела в любой момент времени является винтовым, т. е. имеют

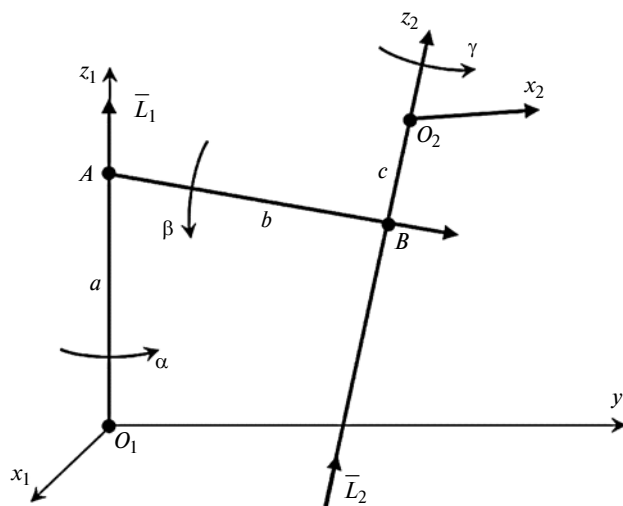


Рис. 1

место мгновенная ось вращения и вращение тела относительно этой оси. При конечных перемещениях твердого тела аналогично существуют ось конечного поворота и угол поворота, при которых тело переходит из начального положения в конечное.

Рассмотрим определение положения твердого тела и прямой линии при трех винтовых движениях относительно перпендикулярных осей. Положение прямой относительно декартовой системы координат определим четырьмя независимыми параметрами a, α, b, β (рис. 1), где a и α — соответственно линейное перемещение прямой вдоль некоторой оси системы координат (например оси z) и угол поворота вокруг этой оси; b и β — соответственно перемещение прямой по линии кратчайшего расстояния между прямой и осью z и угол поворота вокруг этой линии.

Перемещение тела относительно прямой определим параметром c и поворот тела вдоль этой прямой — параметром γ . Перемещение тела, связанного с этой прямой, является винтовым и состоит из перемещений прямой и тела вдоль нее. Для задания относительного движения двух твердых тел с каждым из них свяжем декартову систему координат, причем первую систему — $O_1x_1y_1z_1$ считаем неподвижной, а положение второй $O_2x_2y_2z_2$ относительно первой определим шестью параметрами: $a, \alpha, b, \beta, c, \gamma$.

Матрица относительного положения двух твердых тел

В соответствии с введенными параметрами, определяющими винтовое движение твердого тела, составим матрицу относительного положения двух твердых тел в виде матрицы четвертого порядка как произведение матриц трех винтовых перемещений:

$$M_{12} = M_\alpha M_\beta M_\gamma, \quad (1)$$

где M_{12} — матрица относительного положения систем координат, связанных с телами; $M_\alpha, M_\beta, M_\gamma$ — соответственно матрицы винтовых перемещений, которые имеют вид:

$$\left\{ \begin{aligned} M_\alpha &= \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & a \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\ M_\beta &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & b \\ 0 & \cos\beta & -\sin\beta & 0 \\ 0 & \sin\beta & \cos\beta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \\ M_\gamma &= \begin{bmatrix} \cos\gamma & -\sin\gamma & 0 & 0 \\ \sin\gamma & \cos\gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \end{aligned} \right. \quad (2)$$

Перемножив матрицы (1) с учетом их значений (2), получим матрицу относительного положения двух тел, определяющую положение твердого тела 2 по отношению к телу 1, после трех винтовых поворотов:

$$M_{12} = \begin{bmatrix} [L_z] & [x] \\ 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} & a_1 \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} & b_1 \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} & c_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix},$$

где $[L_z]$ — матрица третьего порядка направляющих косинусов осей координат, связанных с телами; $[x]$ — матрица координат начала системы координат тела 2 по отношению к системе координат тела.

Перемножив матрицы (2), получим:

$$[L_z] = \begin{bmatrix} \left(\begin{matrix} \cos\gamma \cos\alpha - \\ -\sin\alpha \cos\beta \cos\gamma \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} -\sin\alpha \sin\gamma - \\ -\sin\alpha \cos\beta \cos\gamma \end{matrix} \right) \sin\alpha \sin\beta \\ \left(\begin{matrix} \sin\alpha \cos\gamma - \\ -\cos\alpha \cos\beta \cos\gamma \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} -\sin\alpha \sin\gamma - \\ -\cos\alpha \cos\beta \cos\gamma \end{matrix} \right) -\cos\alpha \sin\beta \\ \sin\beta \sin\gamma \quad \sin\beta \cos\gamma \quad \cos\beta \end{bmatrix};$$

$$[x] = \begin{bmatrix} -c \sin\beta \sin\alpha + b \cos\alpha \\ -c \sin\beta \cos\alpha + b \sin\alpha \\ c \cos\beta + a \end{bmatrix}.$$

Переносное и сферическое относительные движения двух твердых тел

Считаем, что система двурукого робота содержит два манипулятора с тремя степенями свободы каждый (рис. 2) и общим число степеней свободы шесть. Манипуляторы содержат вращательные (В) и поступательные (П) кинематические пары. Положения манипуляторов определяются шестью обобщенными координатами q_i ($i = 1, 2, \dots, 6$). Определению подлежат линейные S_i ($i = 2, 4, 5$) и угловые φ_i ($i = 1, 2, 6$) обобщенные координаты манипуляторов, которые являются управляющими функциями. Эти перемещения реализуются системой управления робота.

Рабочими звеньями манипуляторов являются звенья 3 и 4. В этом случае положение звена 3 относительно звена 4 определяется матрицей ориентации, которую используем для определения положения звена 3 в неподвижной системе координат.

При переходе от системы $C_3x_3y_3z_3$ к системе $Oxuz$ через звенья манипулятора I получим матрицу ориентации

$$L_{03}^{(I)} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_6 & -\sin\varphi_6 & 0 \\ \sin\varphi_6 & \cos\varphi_6 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{bmatrix} =$$

$$= \begin{bmatrix} \left(\begin{matrix} \alpha_{11} \cos\varphi_6 - \\ -\alpha_{21} \sin\varphi_6 \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} \alpha_{12} \cos\varphi_6 - \\ -\alpha_{22} \sin\varphi_6 \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} \alpha_{13} \cos\varphi_6 - \\ -\alpha_{23} \sin\varphi_6 \end{matrix} \right) \\ \left(\begin{matrix} \alpha_{11} \sin\varphi_6 + \\ +\alpha_{21} \cos\varphi_6 \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} \alpha_{12} \sin\varphi_6 + \\ +\alpha_{22} \cos\varphi_6 \end{matrix} \right) \left(\begin{matrix} \alpha_{13} \sin\varphi_6 + \\ +\alpha_{23} \cos\varphi_6 \end{matrix} \right) \\ \alpha_{31} \quad \alpha_{32} \quad \alpha_{33} \end{bmatrix}. \quad (3)$$

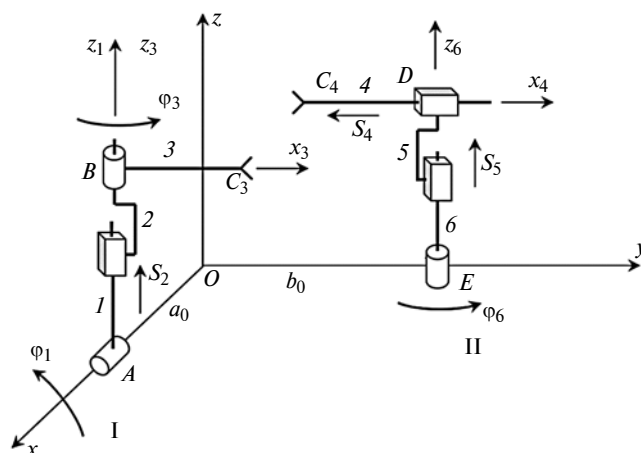


Рис. 2

При переходе от системы $C_3x_3y_3z_3$ к системе $Oxyz$ через звенья манипулятора II получим матрицу

$$L_{03}^{(II)} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi_1 & -\sin\varphi_1 \\ 0 & \sin\varphi_1 & \cos\varphi_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos\varphi_2 & -\sin\varphi_3 & 0 \\ \sin\varphi_3 & \cos\varphi_3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_3 & -\sin\varphi_3 & 0 \\ \cos\varphi_1 \sin\varphi_3 & \cos\varphi_1 \cos\varphi_3 & -\sin\varphi_1 \\ \sin\varphi_1 \sin\varphi_3 & \sin\varphi_1 \cos\varphi_3 & \cos\varphi_1 \end{bmatrix}. \quad (4)$$

При условии $L_{03}^{(I)} = L_{03}^{(II)}$ получим угловые обобщенные координаты манипуляторов, которые являются управляющими функциями:

$$\varphi_1 = \arccos\alpha_{33};$$

$$\varphi_2 = \arctg \frac{\alpha_{31}}{\alpha_{32}};$$

$$\varphi_3 = \arctg \frac{\alpha_{13}}{\alpha_{33}}.$$

Приравняв координаты C_3 в неподвижной системе координат при переходе через звенья манипуляторов I и II, получим:

$$\begin{cases} l_3 \cos\varphi_3 = (a_1 + S_4) \cos\varphi_6 - b_1 \sin\varphi_6; \\ l_3 \sin\varphi_3 \cos\varphi_1 - S_2 \sin\varphi_1 = \\ = (a_1 + S_4) \sin\varphi_6 - b_1 \cos\varphi_6; \\ l_3 \sin\varphi_3 \sin\varphi_1 - S_2 \sin\varphi_1 = C_1 + S_5. \end{cases} \quad (5)$$

Решив линейную систему уравнений (5) относительно S_2 , S_4 и S_5 , определим эти линейные перемещения.

Относительное винтовое движение двух твердых тел

Для реализации заданного относительного винтового движения двух твердых тел используем робот, состоящий из двух манипуляторов с четырьмя и двумя степенями свободы (рис. 3). Первый манипулятор содержит две поступательные и две вращательные кинематические пары, второй манипулятор — одну вращательную и одну поступательную кинематические пары.

Управляющими функциями манипулятора I являются углы поворота звеньев 2 и 4 относительно предыдущих углов φ_2 и φ_4 и относительные линейные перемещения звеньев 1 и 3 относительно предыдущих перемещений S_1 и S_3 . Управляющие функ-

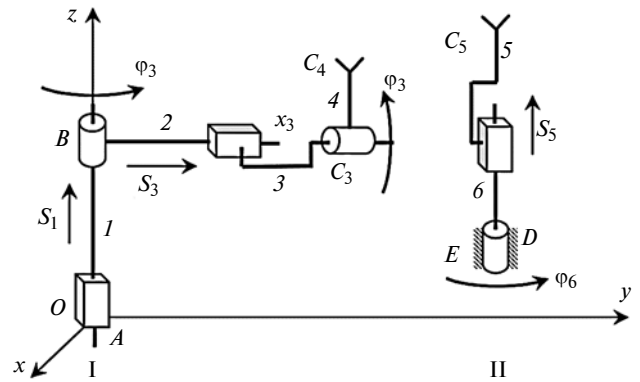


Рис. 3

ции манипулятора II — угол φ_6 поворота звена 6 и линейное перемещение S_5 звена 6. Эти функции подлежат определению.

Заданными считаем относительное положение звеньев 4 и 5, которое задается положением прямой звена 4 в системе звена 5, определяемое параметрами a , α , b , β и перемещением звена 5 вдоль этой прямой, определяемое параметрами c и γ . За прямую линию звена 4 принимаем прямую C_3C_4 , которая должна совпасть с прямой C_5D , принадлежащей звену 5. Для совпадения этих прямых должны совпадать координаты точки C_3 прямой C_3C_4 и точки D прямой C_5D и направляющей косинуса прямых.

Условия совпадения точек можно записать в виде:

$$\begin{cases} S_3 \cos\varphi_2 = x_d; \\ S_3 \sin\varphi_2 = y_d; \\ S_1 = z_d, \end{cases} \quad (6)$$

где x_d , y_d , z_d — координаты точки D в неподвижной системе координат $Oxyz$ считаем заданными.

Условие совпадения направляющих косинусов прямых:

$$\sin\varphi_2 \sin\varphi_4 = l_6;$$

$$-\cos\varphi_2 \sin\varphi_4 = m_6;$$

$$\cos\varphi_2 = n_6,$$

где l_6 , m_6 , n_6 — направляющие косинусы оси C_5D , считаем заданными.

Из уравнения (4) определим:

$$\begin{cases} \varphi_2 = \arctg\left(-\frac{l_6}{m_6}\right); \\ \varphi_4 = \arccos n_6. \end{cases} \quad (7)$$

Из уравнения (3) определим:

$$\begin{cases} S_1 = z_d; \\ S_3 = \pm \sqrt{(x_d^2 + y_d^2)}. \end{cases} \quad (8)$$

При выполнении условий (5) и (6) прямые C_3C_4 и C_5D совпадут, тогда получим:

$$S_5 = c;$$

$$\varphi_6 = \gamma.$$

Относительные положения звеньев сборочных манипуляторов

Для построения программных движений манипуляторов портального типа сначала определим относительные положения звеньев манипулятора с пятью степенями свободы при захвате цилиндрической детали (рис. 4).

Манипулятор содержит три поступательные и две вращательные кинематические пары (рис. 5). Со звеньями манипулятора свяжем системы координат следующим образом: оси системы координат звеньев 1, 2, 3 параллельны осям неподвижной системы координат $Oxyz$; со звеном 4 свяжем систему координат $O_4x_4y_4z_4$, направив ось z_4 параллельно оси z , а ось x_4 параллельно оси пары O_5 ; со звеном 5 свяжем систему координат $O_5x_5y_5z_5$, направив ось x_5 по оси пары O_5 , а ось z_5 по оси звена 5 — схвата манипулятора. Положение цилиндрической детали зададим координатами точки, расположенной на оси детали, и направляющими косинусами оси детали в неподвижной системе координат.

При решении обратной задачи о положениях манипулятора будем иметь в виду, что схват робота может захватывать цилиндрическую деталь с торца и сбоку. Считаем, что цилиндрические детали — втулка и штифт для сборки подаются в загрузочное устройство в положении, когда ось детали параллельна оси z неподвижной системы координат.

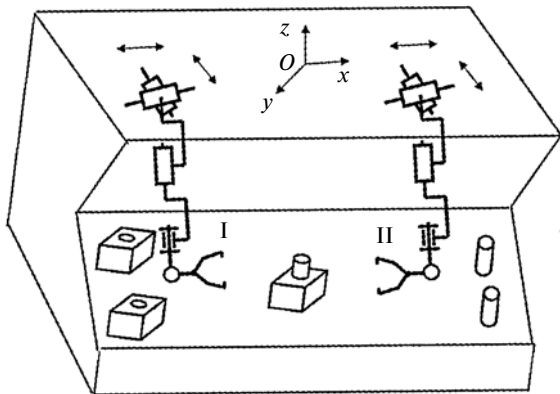


Рис. 4

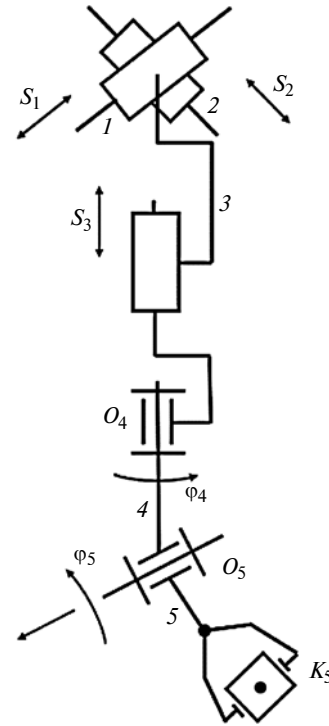


Рис. 5

Координаты контролируемой точки O_5 схвата робота определим по формуле

$$[x_5] = L_{03} + L_{34}l_4 + L_{45}l_5,$$

где l_4 и l_5 — длины звеньев 4 и 5; L_{34} и L_{45} — матрицы перехода от системы i к системе $i-1$ ($i=3, 4$); L_{03} — единичная матрица перехода от системы $Ox_3y_3z_3$ к системе $Oxyz$:

$$\begin{cases} L_{45} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_5 & -\sin \varphi_5 \\ 0 & \sin \varphi_5 & \cos \varphi_5 \end{bmatrix}; \\ L_{34} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_4 & -\sin \varphi_4 & 0 \\ \sin \varphi_4 & \cos \varphi_4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \end{cases} \quad (9)$$

Перемножим матрицы (9) и с учетом углов поворота (7) определим координаты точки K_5 схвата в неподвижной системе координат:

$$\begin{cases} x_5 = S_1 + l_5 \sin \varphi_4 \sin \varphi_5; \\ y_5 = S_2 - l_5 \cos \varphi_4 \sin \varphi_5; \\ z_5 = S_3 - l_5 \cos \varphi_5. \end{cases} \quad (10)$$

Ориентация схвата определяется матрицей ориентации, связанной с ним системы координат $K_5x_5y_5z_5$:

$$L_{05} = L_{04}L_{45}.$$

Перемножив выражения матриц (9), получим:

$$L_{05} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_4 & -\sin\varphi_4 & 0 \\ \cos\varphi_5 \sin\varphi_4 & \cos\varphi_5 \cos\varphi_4 & -\sin\varphi_4 \\ \sin\varphi_5 \cos\varphi_4 & \sin\varphi_5 \sin\varphi_4 & \cos\varphi_5 \end{bmatrix}; \quad (11)$$

$$L = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} & \alpha_{13} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} & \alpha_{23} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} & \alpha_{33} \end{bmatrix}.$$

При захвате детали с торца ось z_5 схвата будет направлена по оси z , т. е. элементы третьего столбца матрицы (11) соответственно равны:

$$\alpha_{13} = 0; \quad \alpha_{33} = 1.$$

Значение S_1, S_2, S_3 определяются из линейной системы уравнений (10).

Построение законов движения по управляемым координатам

Движение по управляемым обобщенным координатам манипуляторов можно построить по их начальным и конечным значениям после решения обратной задачи о положениях манипулятора, т. е. можно построить процесс изменения их во времени.

Построим эти движения для линейных координат, время изменения которых в большинстве случаев является максимальным. Для этого используем синусоидальный закон ускорения и запишем:

$$\ddot{S}(t) = \frac{\dot{S}_{\max}\pi}{2\Delta S} \sin\left(\frac{\dot{S}_{\max}\pi t}{\Delta S}\right), \quad (12)$$

где ΔS — разность между начальными и конечными координатами; \dot{S} — производная по времени от перемещений; S — максимальная скорость движения по координате.

Закон изменения скорости по координате определяется интегрированием уравнения (12):

$$\dot{S}(t) = \frac{\dot{S}_{\max}}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\dot{S}_{\max}\pi t}{\Delta S}\right) \right]. \quad (13)$$

Закон изменения перемещения по линейным координатам определяется интегрированием уравнения (13):

$$S(t) = \frac{1}{2} \left[\dot{S}(t) - \frac{\Delta S}{\pi} \sin\left(\frac{\dot{S}_{\max}\pi t}{\Delta S}\right) \right].$$

Максимальную скорость относительного перемещения по линейным координатам задаем исхо-

дя из технологических соображений в пределах $0,5 \div 1$ м/с.

Для угловых перемещений законы изменения обобщенных координат можно определить по аналогичным формулам с заменой S на φ .

Зная времена переходов по обобщенным координатам, можно построить циклограммы движения для обоих манипуляторов.

Циклограмма движения манипулятора I: переход из начального положения в опорную точку A_1 на оси втулки; движение в точку A_2 захвата втулки; зажим втулки; возврат схвата с втулкой в точку A_1 ; перенос втулки в положение сборки в точку A_3 .

Циклограмма движения манипулятора II: переход из начального положения в опорную точку A_4 на линию оси штифта; движение по оси штифта в точку A_5 захвата штифта; захват штифта; перенос штифта в точку A_4 на оси штифта; перенос штифта в точку A_6 на линию сборки; перемещение штифта по линии сборки до соединения с втулкой; освобождение штифта манипулятором; перенос схвата манипулятора в точку A_4 .

Перемещение собранного изделия манипулятором I на конвейер.

Перемещение втулки манипулятором I в точки A_1, A_2, A_3 и перемещение штифта в точки A_4, A_5, A_6 можно осуществлять одновременно, при этом сокращается общее время цикла и повышается производительность сборочного комплекса. Однако при этом следует обеспечить отсутствие пересечения звеньев манипуляторов.

Ограничения контактных усилий при сборке

При сборке деталей с минимальным зазором одним из важных требований является условие ограничения контактных усилий при соединении деталей, которое можно выполнить лишь при ограничении осевых усилий при движении штифта во втулке. Определим усилия, необходимые для движения штифта во втулке при одноточечном и двухточечном контактах (рис. 6). Считаем, что сила, приложенная к штифту, приводится к одной осевой силе \bar{Q} , направленной по оси втулки.

Для одноточечного контакта из условия проекции сил, действующих на штифт, на ось y втулки имеем:

$$-Q + fN_1 \cos\gamma + N_1 \sin\gamma = 0,$$

откуда

$$N_1 = \frac{Q}{f \cos\gamma + \sin\gamma},$$

где f — коэффициент трения; γ — угол наклона штифта к оси втулки.

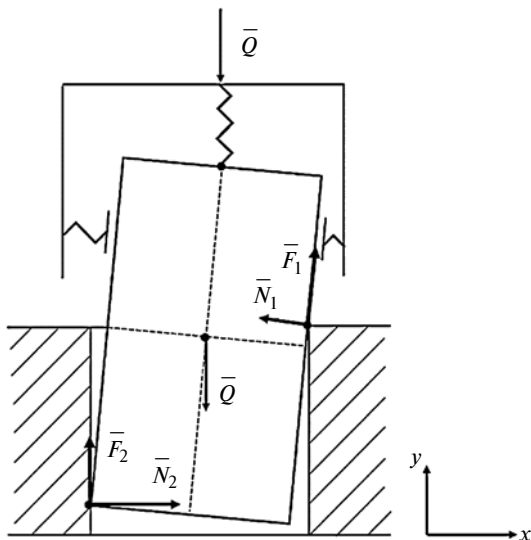


Рис. 6

Для двухточечного контакта из условий равновесия штифта в неподвижной системе координат имеем:

$$\begin{cases} N_2 = N_1 \cos \gamma + f N_1 \sin \gamma; \\ Q = f N_1 \cos \gamma + N_1 \sin \gamma + f N_2, \end{cases} \quad (14)$$

где N_1 и N_2 — нормальные реакции в точках контакта штифта с поверхностью втулки.

Из первого уравнения системы (14) определим

$$N_2 = N_1(\cos \gamma + f \sin \gamma),$$

где $\sin \gamma \approx 0$ ввиду малого угла γ , тогда получим:

$$N_2 = N_1 \cos \gamma.$$

Из второго уравнения системы (14) определим

$$Q = N_1(2f \cos \gamma + \sin \gamma),$$

тогда получим:

$$N_1 = \frac{Q}{2f \cos \gamma + \sin \gamma};$$

$$N_2 = \left(\frac{Q}{2f \cos \gamma + \sin \gamma} \right) \cos \gamma.$$

Ввиду малого угла γ имеем $\cos \gamma \approx 1$, т. е. $N_1 = N_2$ и тогда

$$N_1 + N_2 = 2N = \frac{2Q}{2f \cos \gamma + \sin \gamma},$$

откуда определим:

$$Q = N(2f \cos \gamma + \sin \gamma), \quad (15)$$

где N — допустимое усилие в точке контакта, считаем заданным.

Формула (15) определяет осевое усилие, допустимое при сборке с учетом ограничения контактных сил.

Заключение

Предложен метод реализации относительного движения общего вида двух твердых тел двуруким роботом с шестью степенями свободы. Особенность метода — разделение в уравнениях связи линейных и угловых перемещений. Получены управляющие функции для относительного движения твердых тел двуруким роботом с вращательными и поступательными приводами.

Показано применение общего метода построения движений двуруких роботов при сборке цилиндрических соединений. Установлено, что число степеней свободы сборочных манипуляторов при произвольном расположении подающих устройств должно быть не менее пяти. При специальном расположении подающих устройств число степеней свободы манипуляторов можно уменьшить.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Крайнев Ф. Ф., Глазунов В. А.** Новые механизмы относительного манипулирования // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1994. № 5. С. 106—117.
2. **Об особенностях** устройств относительного манипулирования / В. А. Глазунов, А. Б. Ласточкин, Ф. Н. Терехова, Ву Нгок Бик // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2007. № 2. С. 77—85.
3. **К анализу** и классификации устройств относительного манипулирования / В. А. Глазунов, А. Б. Ласточкин, К. А. Шалюхин, П. О. Данилин // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2009. № 4. С. 81—85.
4. **Воробьев Е. И., Албагачиев А. Ю.** Технологические роботы (Динамика и управление) // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2013. № 6. С. 63—68.
5. **Лурье А. И.** Аналитическая механика. М.: Гос. изд-во физико-математической литературы, 1961. 824 с.
6. **Диментберг Ф. М.** Теория винтов и ее приложения. М.: Наука, 1978. 328 с.
7. **Козырев Ю. Г.** Установка захватных устройств и инструментов на конечном звене манипулятора при сборке изделий // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 12. С. 19—21.
8. **Козырев Ю. Г.** Применение промышленных роботов. М.: КНОРУС, 2013. 488 с.
8. **Chiacchio P., Chiaverini S., Siciliano B.** Direct and inverse kinematics for coordinated motion tasks of a two-manipulator system // ASME J. Dyn. Syst. Meas. Contr. 1997. N. 118. P. 691—697.
9. **Caccavale F., Chiacchio P., Chiaverini S.** Task-Space regulation of cooperative manipulators // Automatica. 2000. N. 36. P. 879—887.
10. **Luh J. Y. S., Zheng Y. F.** Constrained relations between two coordinated industrial robots for motion control // Int. J. Robot. Res. 1987. N. 6. P. 60—70.

П. Р. ВАЛЬЕХО МАЛЬДОНАДО, канд. техн. наук, Л. В. ВИНОГРАДОВ, канд. техн. наук (РУДН, г. Москва), Н. Д. ЧАЙНОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), prvvm@rambler.ru; vinogradov.36@mail.ru; ndchainov@yandex.ru

Методика расчета подшипника скольжения поршневого двигателя и компрессора

Предложена одномерная модель расчета подшипника скольжения поршневого двигателя и компрессора. Представлены результаты аппроксимации графиков аналитическими зависимостями относительного эксцентриситета от коэффициента нагруженности подшипника при разных значениях отношения рабочей длины подшипника к диаметру шейки коленчатого вала в виде показательных функций.

Ключевые слова: подшипник скольжения, тепловой баланс, поршневой компрессор, поршневой двигатель, трение.

A one-dimensional model for calculating the sliding bearing of a piston engine and compressor is proposed. The results of approximation of the graphs by analytical dependences of the relative eccentricity on the bearing load coefficient for different values of the ratio of the working length of the bearing to the diameter of the crankshaft journal are presented in the form of exponential functions.

Keywords: sliding bearing, heat balance, piston compressor, piston engine, friction.

Для перекачивания газов и получения сжатого воздуха в качестве мобильных агрегатов, как правило, применяют поршневые компрессоры (рис. 1) [1, 2]. Для привода вала компрессора используют поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС). Валы поршневых компрессоров средней и большой производительности и коленчатые валы поршневых двигателей устанавливают на подшипники скольжения [1–3].

Одним из направлений совершенствования поршневых двигателей является их форсирование по среднему эффективному давлению. Это повышает нагрузки на подшипники коленчатого вала, в результате чего может уменьшиться толщина слоя смазочного материала (СМ) между шейками коленчатого вала и вкладышами подшипников. При критической толщине слоя СМ [3–5] резко повышаются силы трения и интенсивность изнашивания вкладышей и шеек вала.

Подшипники скольжения коренных и шатунных шеек коленчатого вала поршневых компрессоров и двигателей являются в основном разъемными, состоящими из двух полувакляшей. К подшипникам предъявляются следующие требования: высокая усталостная прочность вкладышей, высокие

износостойкость и задиростойкость, хорошая прирабатываемость. Вкладыши подшипников скольжения выполняют многослойными [1, 2, 6–8].

Для стабильной работы подшипников в режиме жидкостного смазывания и для отвода теплоты необходимо обеспечить непрерывную циркуляцию СМ в сопряжении "вкладыш — шейка вала". Кроме того, необходимо поддерживать температурный баланс, т. е. теплота $Q_{тр}$, выделяемая в результате трения, не должна превышать теплоту $Q_{от}$, отводимую циркулирующим СМ [5–7, 9–11]. Поэтому работа подшипника зависит и от давления, и от расхода СМ, циркулирующего через подшипник скольжения [3].

Существуют многоступенчатые системы математических моделей расчета подшипника скольжения [6, 16]. Ниже рассмотрена одномерная модель, широко используемая на начальном этапе расчета, однако она не позволяет оценить изменение давления масла в направлении оси шейки вала, влияние напряженно-деформированного состояния опор подшипника (подвески коренных шеек коленчатого вала, кривошипной головки шатуна) на толщину масляного слоя в подшипнике и др. [6].

На рис. 2 представлено изменение нагрузок $R_{ср}$ на шатунную шейку коленчатого вала дизеля 1С 8,0/7,5 в зависимости от угла φ поворота коленчатого вала (ПКВ).

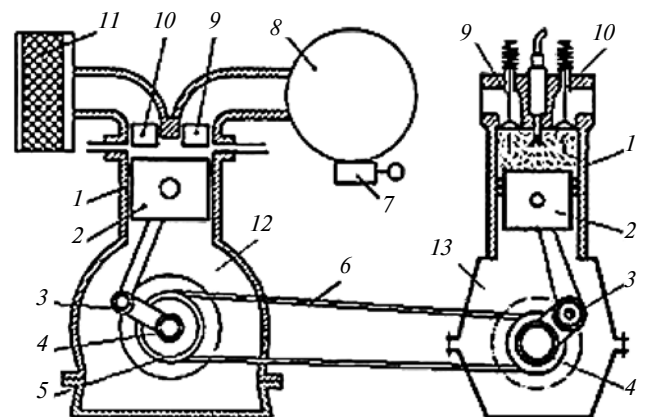


Рис. 1. Мобильный агрегат для получения сжатого воздуха:

1 — цилиндр; 2 — поршень; 3 — шатунный подшипник; 4 — коренной подшипник; 5 — шкив; 6 — ремень; 7 — регулятор давления с манометром; 8 — ресивер; 9 — выпускной клапан; 10 — впускной клапан; 11 — фильтр; 12 — поршневой компрессор; 13 — поршневой двигатель

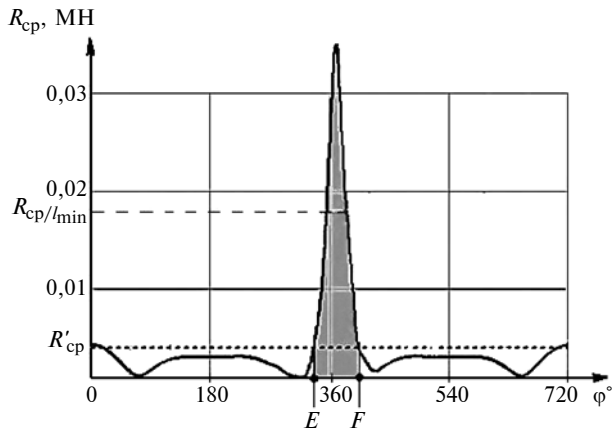


Рис. 2. Зависимость изменения нагрузок R_{cp} на шатунную шейку коленчатого вала дизеля 1Ч 8,0/7,5 от угла φ ПКВ

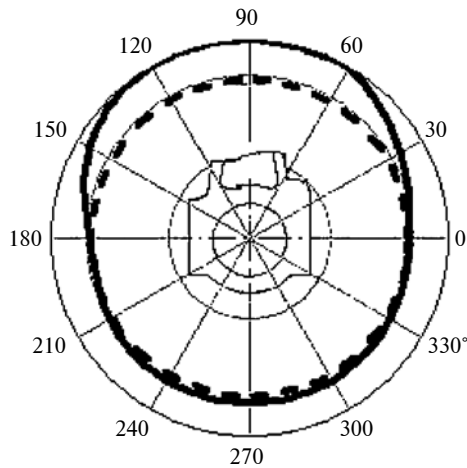


Рис. 3. Исходный контур поверхности подшипника (---) и условный контур после его изнашивания (—)

Положение шейки вала внутри подшипника характеризует коэффициент нагруженности подшипника скольжения, который определяют по формуле

$$\Phi = \frac{q_{cp} \Psi^2}{\mu \omega} \quad (1)$$

Здесь $q_{cp} = \frac{R'_{cp}}{dL}$ — средняя удельная суммарная нагрузка на шейку коленчатого вала, где d — диаметр шатунной шейки; L — рабочая длина подшипника; R'_{cp} — средняя сила, воздействующая на шатунную шейку; μ — динамическая вязкость СМ; ω — угловая скорость коленчатого вала; $\Psi = \frac{d_b - d}{d}$ — относительный диаметральный зазор (d_b — внутренний диаметр вкладыша подшипника).

Для определения средней силы $R_{cp} h_{min}$ в диапазоне максимальных нагрузок (см. рис. 2, участки EF) и износа шатунного подшипника использу-

ют методику, представленную в работах [9, 11–14]. Место для подвода СМ к подшипникам определяют с помощью условной диаграммы изнашивания.

На рис. 3 показаны исходный контур поверхности подшипника и условный контур после его изнашивания. Менее нагруженная часть подшипника наблюдается при $\varphi = 0 \div 180^\circ$.

В работе [9] показано, что нагрузка на шатунную шейку дизеля 1Ч 8,0/7,5 больше, чем нагрузка на коренную шейку. Поэтому в первую очередь рассчитываем нагрузку на шатунный подшипник.

В работах [5, 6] приведены зависимости изменения коэффициента Φ нагруженности подшипника скольжения от эксцентриситета χ при разных значениях отношения L/d (рис. 4, а, б).

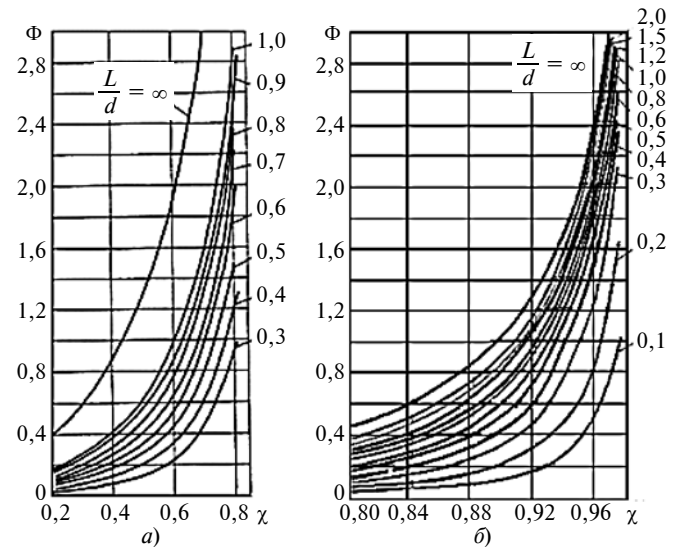


Рис. 4. Зависимости изменения коэффициента Φ нагруженности подшипника скольжения от эксцентриситета χ при разных значениях L/d [5, 6]:

а — $\chi = 0,2 \div 0,8$; б — $\chi > 0,8$

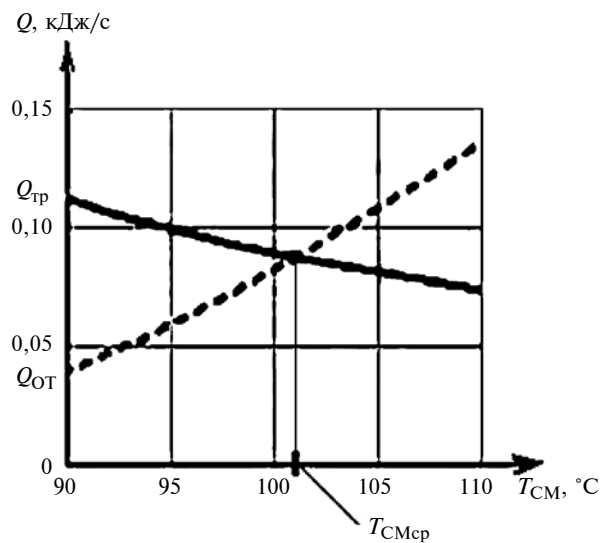


Рис. 5. Зависимости изменения теплоты Q_{tr} (—) и теплоты Q_{ot} (---) от температуры T_{CM} для подшипника дизеля 1Ч 8,0/7,5

Результаты теплового расчета шатунного подшипника дизеля 1Ч 8,0/7,5 с воздушным охлаждением при разных температурах СМ

$T_{СМ}, ^\circ\text{C}$	$\mu, \text{мПа} \cdot \text{с}$	$C_M, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$	$\rho_M, \text{кг}/\text{м}^3$	Φ при $\psi = 0,85 \cdot 10^{-3}$	χ при $L/d = 0,5$	β при $\theta = 120^\circ$	$V_M \cdot 10^6, \text{м}^3/\text{с}$	$Q_{\text{тр}}, \text{кДж}/\text{с}$	$Q_{\text{от}}, \text{кДж}/\text{с}$
90	13,62	2,118	839,6	1,058	0,732	0,239	1,849	0,112	0,039
100	10,00	2,154	834,1	1,440	0,771	0,254	2,088	0,089	0,083
110	7,69	2,190	828,7	1,873	0,801	0,265	2,344	0,073	0,136

Построим зависимости изменения теплоты $Q_{\text{тр}}$, выделяемой в результате трения, и теплоты $Q_{\text{от}}$, отводимой СМ, от температуры $T_{СМ}$ (рис. 5).

Для определения коэффициента μ вязкости СМ при работе двигателя зададим ряд температур СМ в диапазоне $T_{СМ} = 80 \div 115 ^\circ\text{C}$ [15].

С учетом условия теплового баланса $Q_{\text{тр}} = Q_{\text{от}}$ находится средняя температура $T_{СМ\text{ср}}$. Определив коэффициенты нагруженности подшипника по формуле (1) и используя графики, приведенные на рис. 4, находим эксцентриситеты χ для принятого отношения L/d .

Количество теплоты, выделяемое в подшипнике в результате трения, находим по формуле

$$Q_{\text{тр}} = \frac{\mu \omega^2 d^2 L C_c}{2\psi},$$

где $C_c = \frac{\pi}{\sqrt{1-\chi^2}} + 0,438\chi\Phi\sqrt{1-\chi^2}$ — коэффициент сопротивления вращению шейки коленчатого вала [2].

Теплоту, отводимую от подшипника СМ, находим по формуле

$$Q_{\text{от}} = C_M \rho_M V_M (T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}),$$

где C_M и ρ_M — соответственно теплоемкость и плотность СМ; V_M — расход СМ [3, 6] (объем, прокачиваемый через подшипник); $T_{\text{вых}} = T_{СМ}$ и $T_{\text{вх}} = 78 ^\circ\text{C}$ — соответственно температуры СМ на выходе и входе подшипника.

Расход V_M СМ определяем как сумму расходов СМ, циркулирующего через нагруженную (V_{M1}) и ненагруженную (V_{M2}) зоны подшипника:

$$V_M = V_{M1} + V_{M2},$$

где $V_{M1} = 0,5\psi L d^2 \omega q_1$; $V_{M2} = 0,5\psi L d^2 \omega q_2$.

Коэффициенты расхода определяем по формулам

$$q_1 = 0,3(0,2 + \chi) \frac{1,05 - \chi + 0,08(L/d)^2}{1,05 - \chi + 0,43(L/d)^2};$$

$$q_2 = \beta \Phi (L/d)^2 (p_{\text{вх}}/q_{\text{ср}}),$$

здесь $\beta = 0,264\chi^{1,814} + 0,089$ — коэффициент объемного расхода СМ для угла обхвата $\theta = 120^\circ$ при $0,3 \leq \chi \leq 1,0$; $p_{\text{вх}}$ — давление в СМ на входе в подшипник.

В табл. 1 представлены результаты теплового расчета подшипника двигателя 1Ч 8,0/7,5 при применении моторного масла М-16-Г_{2(к)} и давлении $p_{\text{вх}} = 0,4$ МПа.

При неточном определении эксцентриситета χ в подшипнике не будет соблюдаться тепловой баланс. Это может быть связано с погрешностью при графическом определении χ (см. рис. 4). Что также создает определенные сложности при расчетах, особенно при построении зависимости изменения минимального зазора в шатунном подшипнике от угла ПКВ.

В табл. 2 представлены аппроксимирующие функции, отображающие зависимость относительного эксцентриситета χ от коэффициента Φ нагруженности подшипника скольжения при разных значениях L/d .

Аппроксимация выполнена в Mathcad с помощью функций `rwfrit` [16]. Качество аппроксимации оценивали статистически, индекс корреляции составил более 0,999.

Таблица 2

Аппроксимирующие функции для определения χ в зависимости от коэффициента Φ при разных значениях L/d

L/d	Формула	Диапазон Φ
0,1	$-0,152\Phi^{-0,343} + 1,046$	$0,23 \leq \Phi \leq 10$
0,2	$-0,167\Phi^{-0,498} + 1,017$	$0,5 \leq \Phi \leq 16$
0,3	$-0,532\Phi^{-0,198} + 1,312$	$0,02 \leq \Phi \leq 10$
0,4	$-0,469\Phi^{-0,256} + 1,218$	$0,04 \leq \Phi \leq 12$
0,5	$-0,408\Phi^{-0,328} + 1,133$	$0,08 \leq \Phi \leq 13,8$
0,6	$-0,432\Phi^{-0,339} + 1,133$	$0,1 \leq \Phi \leq 15$
0,7	$-0,499\Phi^{-0,313} + 1,175$	$0,11 \leq \Phi \leq 15,5$
0,8	$-0,555\Phi^{-0,302} + 1,206$	$0,13 \leq \Phi \leq 16$
0,9	$-0,555\Phi^{-0,329} + 1,187$	$0,16 \leq \Phi \leq 16,5$
1,0	$-0,614\Phi^{-0,309} + 1,225$	$0,18 \leq \Phi \leq 17$
1,2	$-0,444\Phi^{-0,458} + 1,070$	$3,0 \leq \Phi \leq 26$
1,5	$-0,489\Phi^{-0,450} + 1,084$	$3,35 \leq \Phi \leq 27$
2,0	$-0,544\Phi^{-0,599} + 1,044$	$3,8 \leq \Phi \leq 29$

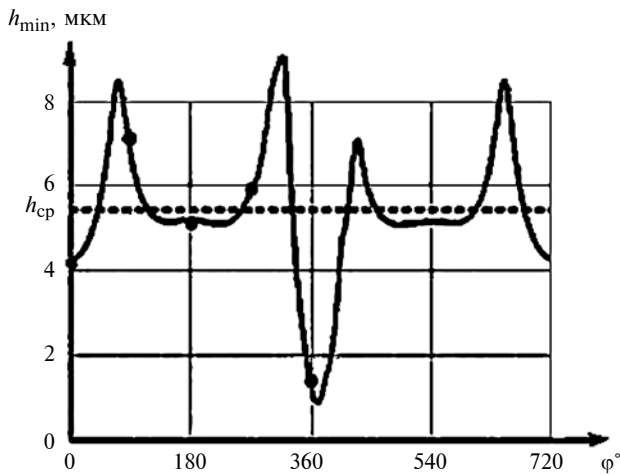


Рис. 6. Зависимость величины минимального зазора в шатунном подшипнике дизеля 1Ч 8,0/7,5 с воздушным охлаждением от угла ϕ ПКВ:

расчет по аппроксимирующим зависимостям (—); расчет графоаналитическим методом (●)

Минимальную толщину h_{\min} слоя СМ рассчитывали по средней температуре $T_{\text{СМ ср}}$ (см. рис. 5) для средней силы $R_{\text{ср}h_{\min}}$ в диапазоне максимальных нагрузок (см. рис. 2):

$$h_{\min} = \frac{\Delta}{2} (1 - \chi),$$

где Δ — диаметральный зазор.

Исходные показатели и расчетная толщина h_{\min} СМ для шатунного подшипника скольжения дизеля 1Ч 8,0/7,5 с воздушным охлаждением

$R'_{\text{ср}}$, мН	$3,958 \cdot 10^{-3}$
Φ при $\psi = 0,98 \cdot 10^{-3}$	1,485
χ при $L/d = 0,5$	0,775
β при 120°	0,255
C_M , кДж/кг \cdot $^\circ\text{C}$	2,158
ρ_M , кг/м ³	833,5
V_M , м ³ /с	$2,115 \cdot 10^{-6}$
$Q_{\text{тр}}$, кДж/с	0,087
$Q_{\text{от}}$, кДж/с	0,088
$R_{\text{ср}h_{\min}}$, мН	0,01597
$\Phi_{h_{\min}}$ при $\psi = 0,98 \cdot 10^{-3}$	5,992
$\chi_{h_{\min}}$ при $L/d = 0,5$	0,906
Δ , мм	0,0392
h_{\min} , мкм	1,838

По полученным данным построены зависимости изменения минимального зазора в шатунной шейке подшипника от угла ϕ ПКВ для дизеля 1Ч 8,0/7,5 с воздушным охлаждением (рис. 6).

Предложены аналитические зависимости изменения относительного эксцентриситета от коэффициента нагруженности. Расчет для шатунного подшипника скольжения дизеля 1Ч 8,0/7,5 подтвердил адекватность предложенного метода.

1. Щерба В. Е. Теория, расчет и конструирование поршневых компрессоров объемного действия: Сер. Бакалавр и магистр. Академический курс. М.: Юрайт, 2019. 323 с.

2. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. М.: Колос, 2013. 711 с.

3. Никишин В. Н., Белоконов К. Г., Сибираков С. В. Подшипники скольжения в автомобиле и двигателе-строении. Набережные Челны: Камской гос. инж.-экон. акад., 2012. 213 с.

4. Баширов Р. М. Автотракторные двигатели. Конструкция, основы теории и расчета. СПб.: Лань, 2017. 335 с.

5. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование / В. Н. Луканин, И. В. Алексеев и др.; под ред. В. Н. Луканина. М.: Высшая школа, 2007. 400 с.

6. Чайнов Н. Д., Краснокутский А. Н., Мягков Л. Л. Конструирование и расчет поршневых двигателей / Под ред. Н. Д. Чайнова. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. 536 с.

7. Подшипники скольжения: Расчет. Проектирование. Смазка / Н. Типей, В. Н. Константинову, Ал. Ника, О. Бицэ. Бухарест: Изд-во Акад. РНР, 1964. 457 с.

8. Орлов П. И. Основы конструирования. Кн. 2. / Под ред. П. Н. Учаева. М.: Машиностроение, 1988, 544 с.

9. Вальехо Мальдонадо П. Р., Чайнов Н. Д. Кинематика и динамика автомобильных поршневых двигателей. М.: ИНФРА-М, 2020. 283 с. DOI: 10.12737/989072.

10. Вальехо Мальдонадо П. Р., Гришин Д. К. Расчет подшипников скольжения автотракторных двигателей. М.: РУДН, 2007. 32 с.

11. Вальехо Мальдонадо П. Р., Гришин Д. К. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя внутреннего сгорания. М.: МГТУ "МАМИ", 2011. 122 с.

12. Св. о гос. рег. программы для ЭВМ № 2016615126: Автоматизированное построение теоретической диаграммы износа подшипника скольжения шатунной шейки коленчатого вала двигателя и определение средней нагрузки на шатунный подшипник за период максимальных давлений в нем.

13. Св. о гос. рег. программы для ЭВМ № 2019616817: Автоматизированный расчет выносливости коренных шеек коленчатого вала по разрезной схеме.

14. Вальехо Мальдонадо П. Р., Гришин Д. К. Автоматизация расчета износа шатунной шейки коленчатого вала четырехтактного рядного двигателя // Вестник машиностроения. 2009. № 6. С. 11—13.

15. Автомобильные двигатели / М. Г. Шатров, И. В. Алексеев, С. Н. Богданов и др.; под ред. М. Г. Шатрова. М.: Академия, 2012. 256.

16. Сливина Н. А., Плис А. И. Mathcad. Математический практикум для инженеров и экономистов. М.: Финансы и статистика, 2003. 657 с.

17. Рождественский Ю. В. Динамика и смазка гидродинамических трибосопряжений поршневых и роторных машин: Монография / Ю. В. Рождественский, Е. А. Задорожная, Н. А. Хозенюк, К. В. Гаврилов. М.: Наука, 2018. 373 с. ISBN 978-5-02-039998-3.

Д. В. КОНДУСОВ, канд. техн. наук, В. Б. КОНДУСОВА, д-р техн. наук (Оренбургский государственный университет), e-mail: kdimka@list.ru

Способ извлечения конструкторских знаний из 3D-моделей

Рассматриваются математическое описание извлечения конструкторских знаний из 3D-моделей и методы сравнения полученных знаний, используемые при поиске геометрически похожих изделий машиностроения.

Ключевые слова: 3D-модель, конструкторские знания, метод деформаций, Ну-момент, сверточная нейронная сеть.

The mathematical description of extracting design knowledge from 3D-models and methods for comparing the obtained knowledge, used in the search for geometrically similar mechanical engineering products, are considered.

Keywords: 3D-model, design knowledge, deformation method, Nu-moment, convolutional neural network.

Развитие программного обеспечения современной вычислительной техники позволяет ставить задачи распознавания близких по конструкции изделий, т. е. становится возможным использование ранее накопленных конструкторских и технологических знаний [1, 2]. Однако сами технологии распознавания недостаточно проработаны и существуют как теоретически, так и практически нерешенные вопросы.

Основной путь решения связан с геометрической формой как одним из важнейших параметров поиска [3–5]. Проектировщики представляют объект как примерную форму, требующуюся по проекту, через геометрические характеристики. Однако поиск такого объекта по названию, классификации или предыдущим проектам может оказаться трудновыполнимой задачей, если он никогда не встречался в соответствующем файле.

В настоящее время отсутствует необходимое математическое и программное обеспечение автоматизированного проектирования изделий машиностроения на основе многократного использования конструкторских знаний.

Предложенные авторами технологии поиска по геометрическим параметрам или по форме позволяют в качестве входных данных использовать уже имеющиеся образцы. Такой эффективный поиск по базе данных и выявление имеющихся моделей с одинаковыми геометрическими свойствами в качестве ссылочного элемента повышает эффективность функционирования систем автоматизированного проектирования в целом.

Обозначив архив 3D-моделей предприятия через A_{3d} , а 3D-модель через M_{3d} , определим общее количество содержащихся в архиве моделей по формуле

$$A_{3d} = \{M_{3d_1}, M_{3d_2}, \dots, M_{3d_n}\},$$

где n — число 3D-моделей.

Для каждой модели M_{3d} из 3D-моделей можно сформировать массив изображений проекционных видов, идентифицирующих 3D-модель:

$$M_{3d_j} = P_j\{p_1, p_2, \dots, p_j\},$$

где $j = 1, \dots, 6$ — число проекций; p_j — изображение проекционного вида i -й 3D-модели.

Результатом обработки изображения для получения сведений о геометрической форме будут конструкторские знания E_k :

$$E_k = \{E_{k_1}, E_{k_2}, \dots, E_{k_j}\},$$

где E_{k_j} — конструкторские знания, полученные из j -го изображения проекционного вида с помощью функции $E_{k_n} = f(p_j)$.

В зависимости от используемого метода извлечения конструкторских знаний функция $f(p_j)$ может принимать следующий вид:

$$f(p_j) = \begin{cases} Q = [q_0, q_1, \dots, q_k]; \\ Hu = [h_1, h_2, \dots, h_i]; \\ \bar{Y} = [y_1^L, y_2^L, \dots, y_N^L], \end{cases}$$

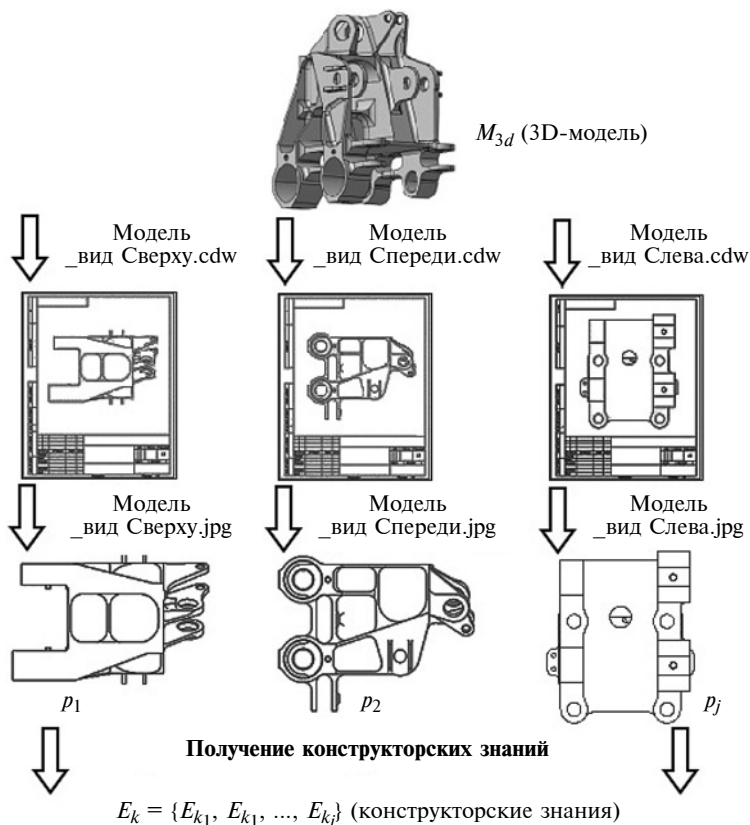
где Q — контур, полученный из k точек $q(x_i, y_i)$ на изображении p_j ; Hu — массив инвариантных Ну-моментов $[h_1, h_2, \dots, h_i]$ контура на изображении p_j ; где $i = 1, \dots, 7$ — номер момента [6]; \bar{Y} — вектор, являющийся выходом сверточной нейронной сети, на вход которой подается изображение p_j .

Таким образом, для сравнения двух изображений A и B нужно сравнить их конструкторские знания с помощью функции $f(E_{k_A}, E_{k_B})$.

Если E_k сформированы методом деформаций, функция сравнения будет вычисляться следующим образом:

$$f(E_{k_A}, E_{k_B})^Q = \min\{W(S) | S \in \Omega((Q_A, q_{0_A}), (Q_B, q_{0_B}))\},$$

где $W(S)$ — работа, соответствующая трансформации S ; $\Omega((Q_A, q_{0_A}), (Q_B, q_{0_B}))$ — множество допустимых трансформаций конту-



$$f(p_j) = \begin{cases} Q = [q_0, q_1, \dots, q_k] \text{ (метод деформаций);} \\ Hu = [h_1, h_2, \dots, h_k] \text{ (метод на основе Ну-моментов);} \\ \bar{Y} = [y_1^L, y_2^L, \dots, y_N^L] \text{ (сверточные нейронные сети).} \end{cases}$$

$$f(E_{k_A}, E_{k_B})^Q = \min \{W(S) | S \in \Omega((Q_A, q_{0A}), (Q_B, q_{0B}))\};$$

$$f(E_{k_A}, E_{k_B})^{Hu} = \sum_{i=1..7} \left| \frac{1}{m_i^A} - \frac{1}{m_i^B} \right|;$$

$$f(E_{k_A}, E_{k_B})^{\bar{Y}} = \bar{Y}: \mathbb{Y} \rightarrow \{1, \dots, K\}.$$

Схема получения и сравнения конструкторских знаний

ра Q_A с начальной вершиной q_{0A} в контур Q_B с начальной вершиной q_{0B} .

Если для извлечения E_k из изображения применялись инвариантные Ну-моменты [7], функция сравнения принимает вид:

$$f(E_{k_A}, E_{k_B})^{Hu} = \sum_{i=1, \dots, 7} \left| \frac{1}{m_i^A} - \frac{1}{m_i^B} \right|,$$

где $m_i^A = \text{sign}(h_i^A) \lg(h_i^A)$ — нормализованный инвариантный мо-

мент h_i^A контура изображения A ; $m_i^B = \text{sign}(h_i^B) \lg(h_i^B)$ — нормализованный инвариантный момент h_i^B контура изображения B .

Если для получения E_k используется сверточная нейронная сеть (СНС), требуется решить задачу классификации для вектора \bar{Y} :

$$f(E_{k_A}, E_{k_B})^{\bar{Y}} = \bar{Y}: \mathbb{Y} \rightarrow \{1, \dots, K\}, (9)$$

где $\mathbb{Y} \{ \bar{Y}_1, \bar{Y}_2, \dots, \bar{Y}_i \}$ — множество векторов, полученных на вы-

ходе СНС, при поступлении на вход изображений соответственно P_1, P_2, \dots, P_i .

Схема извлечения и сравнения конструкторских знаний приведена на рисунке.

Представленное математическое обеспечение для извлечения и сравнения конструкторских знаний, полученных из 3D-моделей, используется в интегрированном программном комплексе анализа проектных решений для поиска геометрически похожих изделий машиностроения [8].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Dan Li, Samuelsson Jens.** Improve Reuse of Engineering Knowledge // Chalmers University of Technology. Gothenburg. 2015. 58 p.
2. **Chidambaran N. C., Ravi Kumar G. V.** Knowledge Based Engineering — How it can help retail and Consumer Packaged Goods Industry // Technical white paper. Infosys Limited. 2011. N. 11. P. 14—21.
3. **Касимов Д. Р., Кучуганов А. В., Лопаткин А. Е.** Система графического поиска чертежей // Интеллектуальные системы в производстве. Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2012. № 1. С. 152—157.
4. **Евгеньев Г. Б., Кокорев А. А., Пиримяшкин М. В.** Метод генерации 3D моделей в продукционных базах знаний // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2015. № 4 (661). С. 38—48.
5. **Цыганков Д. Э., Похилько А. Ф.** Представление процесса проектирования на базе обобщения элементарных операций до уровня семантических единиц // Автоматизация процессов управления. 2015. № 3 (41). С. 81—88.
6. **Ming-Kuei H.** Visual pattern recognition by moment invariants // Information Theory, IRE Transactions. 1962. V. 8. P. 179—187.
7. **Kondusov D. V., Sergeev A. I., Kondusova V. B.** Comparison of 3D Models Using Hu Moment Invariants // Russian Engineering Research. 2020. V. 40. N. 7. P. 570—574. DOI: 10.3103/S1068798X20070199.
8. **Кондусов Д. В.** Функциональная модель системы поиска по геометрической форме // Автоматизация в промышленности. 2020. № 8. С. 51—55.

С. В. ШЕВЧЕНКО, А. А. МУХОВАТЫЙ, кандидаты технических наук (Луганский государственный университет им. В. Даля, Луганская Народная Республика, г. Луганск), О. С. КРОЛЬ, канд. техн. наук (Востоchnоукраинский национальный университет им. В. Даля, Украина, г. Северодонецк), e-mail: mukhovatiy@mail.ru

Конструктивные модификации поликлиновых ремней

Рассматриваются конструктивные модификации поликлиновых ремней, вершины клиньев которых образуют выпуклые или вогнутые поверхности. При одинаковой ширине существующих и модифицированных ремней последние имеют большее число зубьев, что позволяет уменьшить нагрузку на каждый из клиньев и повысить нагрузочную способность передачи.

Ключевые слова: поликлиновой ремень, число клиньев, модификация, нагрузочная способность.

Structural modifications of poly-V-belts are considered, the tops of the wedges of which form convex or concave surfaces. With the same width of the existing and the modified belts, the latter have a larger number of teeth, which makes it possible to reduce the load on each of the wedges and increase the load capacity of the transmission.

Keywords: poly-V-belt, number of wedges, modification, load capacity.

Один из путей повышения технических характеристик ременных передач трением связан с конструктивной модификацией ремней и шкивов [1–5]. В патентах [6–8] предложены конструктивные модификации ременных передач с поликлиновыми ремнями. В настоящей статье рассматриваются теоретические разработки двух модификаций поликлиновых ремней, вершины клиньев которых в поперечных сечениях очерчены дугой окружности радиусом R и центральным углом β : в одном случае дуга образует выпуклую поверхность [9], в другом — вогнутую [10].

Задача заключается в определении параметров R и β дуг и сравнительной оценке модифицированных клиновых ремней и клиновых ремней действующих силовых приводов [11]. На рис. 1, а, б показаны предлагаемые модификации поликлиновых ремней соответственно с выпуклой I и вогнутой II поверхностями, на которых находятся вершины клиньев ремней.

Считаем, что методика проектного расчета передачи с модифицированным поликлиновым ремнем, значения параметров (H — общая высота ремня; h — высота клиньев; t — шаг клиньев; δ — расстояние от корда до впадины клиньев; $\alpha_0 = 40^\circ$ — угол профиля клина) и форма клиньев те же, что и у ремней, применяемых сейчас в поликлиновых передачах [11, 12].

Вариант I модификации ремня (см. рис. 1, а).

Считая известной ширину b ремня, искомый параметр R выразим в долях b : $R = kb$, где R — ра-

диус, мм; b — ширина ремня, мм; k — коэффициент, который нужно определить.

Принимаем высоту сегмента круга с радиусом R и углом β , на котором лежат вершины клиньев в поперечном сечении ремня, равном двойной высоте h клиньев:

$$R[1 - \cos(\beta/2)] = 2h.$$

Из рис. 2, а следует:

$$b = 2R\sin(\beta/2).$$

Для определения неизвестных величин k , R , β рассмотрим приведенные ранее уравнения как систему:

$$\begin{cases} R = kb; \\ R[1 - \cos(\beta/2)] = 2h; \\ b = 2R\sin(\beta/2). \end{cases} \quad (1)$$

Решив уравнения системы (1), получим зависимости для расчета искомых параметров:

$$\begin{cases} k = \frac{4h^2 + 0,25b^2}{4bh}; \\ R = kb; \\ \beta = 2\arcsin(0,5/k). \end{cases} \quad (2)$$

В существующих поликлиновых передачах [11] число z клиньев в ремнях шириной b с шагом t между клиньями определяется отношением: $z = b/t$. При варианте I модификации ремня с теми же значениями b и t число z_0 клиньев будет больше числа z , так как клинья располагаются не на прямой линии длиной b , а на дуге окружности длиной

$$L = R\beta = kb\beta \frac{\pi}{180}.$$

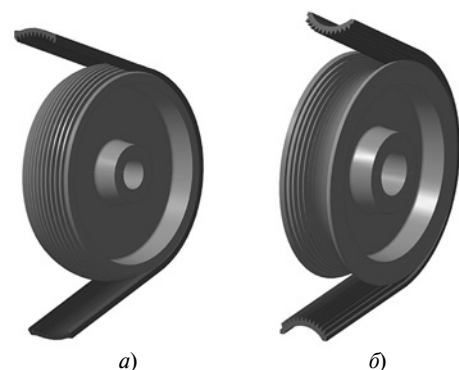


Рис. 1. Поликлиновой ремень модификации I (а) и II (б)

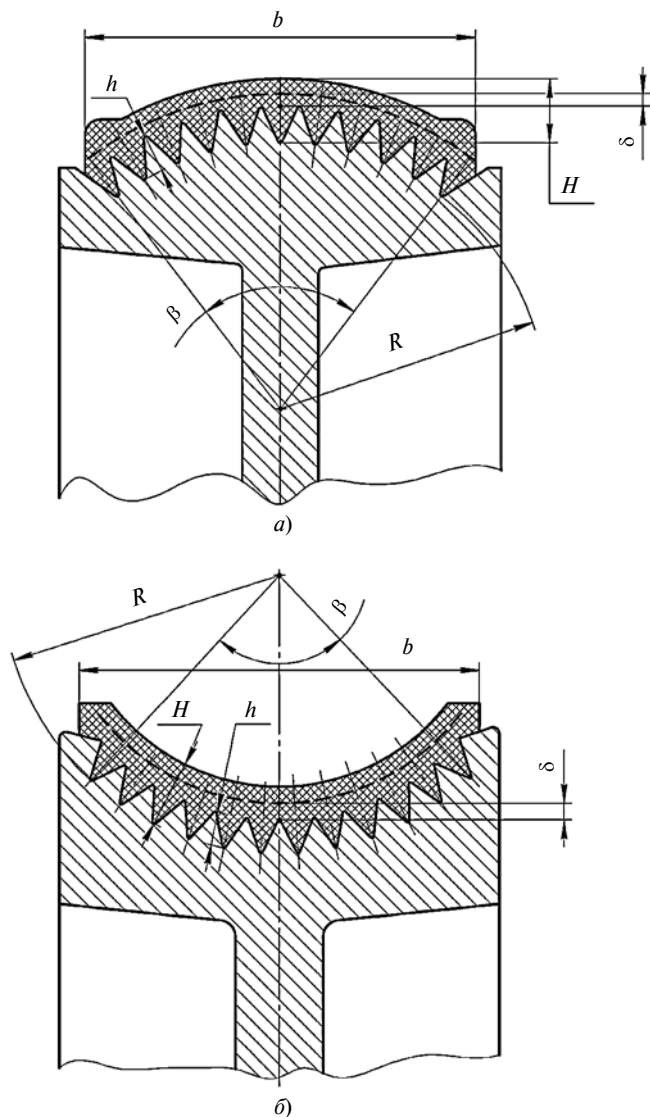


Рис. 2. Геометрические параметры поликлинового ремня модификации I (а) и II (б):

H — общая высота ремня; h — высота клиньев; δ — расстояние от корда до впадины клиньев; R — радиус образующей, на которой расположены вершины клиньев; β — угол контакта клиньев ремня со впадинами шкивов; b — ширина ремня

Тогда число клиньев определим по формуле

$$z_0 = L/t = R\beta/t = \frac{kb\beta}{t} \frac{\pi}{180}.$$

Таким образом, $z_0/z = k\beta(\pi/180)$. Очевидно, что ожидаемое соотношение $z_0 > z$ или $z_0/z > 1$ имеет место при выполнении условия

$$z_0/z = k\beta\pi/180 > 1.$$

Подставив в это условие значение k , определенное по первой формуле системы (2), получим возможно минимальный угол β , при котором $z_0 > z$, т. е.

$$\beta > \beta_{\min} = \frac{720bh}{\pi(4h^2 + 0,25b^2)}. \quad (3)$$

Рассмотрим численный пример расчета модифицированного поликлинового ремня с параметрами $b = 100$ мм; $h = 10,35$ мм; $t = 9,5$ мм для сечения M [11].

По уравнениям системы (2) и формуле (3) определим значения искомых параметров k , R , β , β_{\min} :

$$k = \frac{4 \cdot 10,35^2 + 0,25 \cdot 100^2}{4 \cdot 100 \cdot 10,35} = 0,707;$$

$$R = 0,707 \cdot 100 = 70,7 \text{ мм};$$

$$\beta = 2\arcsin(0,5/0,707) \cong 90^\circ;$$

$$\beta_{\min} = \frac{720 \cdot 100 \cdot 10,35}{3,14 \cdot (4 \cdot 10,35^2 + 0,25 \cdot 100^2)} \cong 81^\circ.$$

Так как $\beta = 90^\circ > \beta_{\min} = 81^\circ$, для принятых параметров ремня условие $z_0/z > 1$ выполняется. Тогда получим:

$$\left. \begin{aligned} z &= b/t = 100/9,5 \approx 10; \\ z_0 &= \frac{b}{t} \frac{k\beta\pi}{180} = \\ &= \frac{100}{9,5} \frac{0,707 \cdot 81 \cdot 3,14}{180} \approx 12 \end{aligned} \right\} \rightarrow z_0 = 12 > z = 10.$$

Таким образом, модифицированный поликлиновый ремень данного типоразмера имеет на два клина больше, чем применяемый ремень [11]. В результате на каждый из 12 клиньев модифицированного ремня нагрузка снижается примерно на 20 %. Это позволяет увеличить нагрузочную способность поликлиновой передачи или при неизменной внешней нагрузке повысить ее долговечность.

Вариант II модификации ремня (рис. 1, б).

При сохранении у поликлинового ремня модификации II тех же исходных предпосылок для искомых параметров клиньев, что и у модификации I, останутся неизменными соответствующие им зависимости (2), (3) и их численные значения. Изменится только форма поверхности, на которой будут лежать вершины клиньев — она будет вогнутой (рис. 2, б).

Вывод

Рассмотрены конструктивные модификации существующих поликлиновых ремней [11] с выпуклой и вогнутой поверхностями, которые имеют большее число клиньев, что позволяет увеличить нагрузочную способность передачи, а при неизменной внешней нагрузке — повысить долговечность ремней.

Трибология — трение, изнашивание и смазка

(под общей редакцией вице-президента ассоциации
инженеров-трибологов России, д-ра техн. наук А. Ю. Албагачиева)

УДК 621.893

DOI: 10.36652/0042-4633-2021-7-59-63

М. А. МЕЛЬНИК (МИИТ), e-mail: mma-sviblovo@rambler.ru

Исследование возникновения вторичных структур в материалах тел трибосопряжения токосъемного узла и изменений их состава при трении

Исследованы изменения в поверхностных слоях тел трибосопряжения токосъемного узла. Сделаны предположения о возникающих при трении процессах, способствующих снижению изнашивания контактирующих тел.

Ключевые слова: токосъемный узел, трение, вторичная структура, поверхностный слой, изнашивание.

Changes in the surface layers of the tribocoupling bodies of the current-collecting unit are investigated. Assumptions are made about the processes arising during friction that contribute to a decrease in the wear of the contacting bodies.

Keywords: current-collecting unit, friction, secondary structure, surface layer, wear.

В токосъемных узлах на контактирующих поверхностях и в прилегающих к ним слоях происходит ряд процессов, в результате которых изменяются химические составы материалов контактирующих тел. Возникающие в результате этого материалы называют вторичными структурами. Их состав определяется основным материалом контактирующих тел и условиями работы трибосопряжения. На процессы, в результате которых возникают вторичные структуры, требуется затрата

энергии, и они, как правило, имеют избыточную потенциальную энергию. В них могут присутствовать соединения, способные к химическим реакциям. Это объясняет появление вторичных структур с составом, отличающимся от состава исходного материала, что обусловлено перераспределением энергии трения и иных энергий, поступающих извне. Считается, что основная часть работы трения затрачивается на выделение теплоты в работающем сопряжении, часть этой теплоты рассеивается. На это указывают нагревание тел пары трения и тепловые потоки от них в окружающую среду. Часть выделяемой энергии может расходоваться на процессы, которые изменяют исходные материалы тел пары трения.

Точного представления о распределении энергии, поступающей в тела трения, нет. Пока нет возможности проследить, что происходит в материалах тел сопряжения во время трения. Об этом можно лишь судить по результатам данного взаимодействия.

Известны различные подходы к объяснению результатов процесса трения. Некоторые исследователи рассматривают и результат процесса трения в материалах тел сопряжения, и процессы, происходящие в текущем времени, с позиций термоди-



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 57)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Пат. 59157. **України:** МПК F16H 7/02 (2011.01). Плоский ремінь.
2. Пат. 107257. **України.** МПК F16H 7/02 (2006.01). Плоскоремінна передача.
3. Пат. 108372 **України:** МПК F16H 7/02 (2006.01). Клинопасова передача.
4. Пат. 113816 **України:** МПК F16H 7/02 (2006.01). Передача з ременем арочного профілю.
5. Пат. 122215 **України:** МПК F16H 7/02 (2006.01). Клинопасова передача.
6. Пат. 55266 **України:** МПК (2009) F16H 7/02. Поліклиновий ремінь.

7. Пат. 113818 **України:** МПК F16H 7/02 (2006.01). Передача з ременем поліарочного профілю.
8. Пат. 114863 **України:** МПК (2017.01) F16H 7/02 F16H 7/02 (2006.01) Передача з модифікованим полікліновим ременем.
9. Заявка **и 2020 060002** на корисну модель. Україна. Поліклинова ремінна передача.
10. Заявка **и 2020 060005** на корисну модель. Україна. Поліклинова ремінна передача.
11. **ТУ 38 105763—89.** Ремни приводные поликлиновые. Технические условия. 17 с.
12. **Машиностроение. Энциклопедия.** Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка: в 40 т. Т. IV-1 / Под ред. Д. Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1995. 864 с.

намики неравновесных состояний [1–3]. Неравновесным состоянием считается состояние с постоянным поступлением энергии и веществ в систему извне. В настоящей работе будем использовать именно этот подход.

Кроме того, в исследуемом трибосопряжении одновременно имеют место энергия трения и энергия электрического тока в скользящих электрических контактах.

Использование положений термодинамики неравновесного состояния позволяет применять иной подход к процессу изнашивания при трении, согласно которому многие явления при трении, желательные и нежелательные, вызваны действием поступающей извне энергии. Данная энергия может быть полезной, так как будет способствовать активизации процессов формирования вторичных структур, снижающих интенсивность изнашивания тел сопряжения. Распределение энергии трения зависит от материалов тел пары трению. Для оценки возможных изменений в трибосопряжении будем использовать термодинамические функции предполагаемых процессов — термические процессы и изменение потенциальной энергии.

Для оценки возможности протекания процессов в системе, выведенной из состояния равновесия, используют первый и второй законы термодинамики. Согласно второму закону термодинамики самопроизвольно протекают процессы с ростом общей энтропии. Изнашивание при трении можно рассматривать как процесс с ростом энтропии, если считать неизменной полную массу системы. Так как частицы износа включают в полную массу, то снижение интенсивности изнашивания будет рассматриваться как процесс с наименьшим изменением энтропии. Цель данного исследования и заключается в достижении снижения энтропии. А так как энтропия зависит от природы материала, то ее минимизации должно способствовать изменение состава материала трущихся тел.

Многие процессы при трении твердых тел протекают не сразу. Поэтому их описывают с использованием не только термодинамических, но и кинетических показателей. Для их связи используют понятие "производство энтропии", или ее изменения со временем [4]. Общее производство энтропии и свободная энергия связаны выражением [4]

$$\frac{dS}{dt} = -\frac{\Delta G v}{T}, \quad (1)$$

где v — скорость протекания процесса [4]; ΔG — изменение свободной энергии; T — абсолютная температура.

Согласно выражению (1) в состоянии с постоянной энтропией и ее нулевым приростом со временем должны быть или нулевое изменение свободной энергии, или нулевая скорость протекания процессов. Второе условие возможно или при

полном термодинамическом равновесии, в том числе в отсутствии механического движения, или при инертности к внешним воздействиям, как исходных материалов, так и сформированной новой структуры. Нулевое же изменение свободной энергии означает, как и нулевой прирост энтропии, что в системе параллельно происходят процессы и с выделением энергии, и с ее затратами. Правая часть выражения (1) указывает на то, что снизить общую энтропию можно введением в материалы тел трения дополнительных химических веществ, обеспечив протекание процессов с повышением и снижением свободной энергии и минимизировав общее изменение свободной энергии и энтропии.

Есть предположения о протекании химических процессов при внешнем поступлении энергии, не протекающих в иных условиях, которые способствуют снижению изнашивания пары трения [1–3]. При этом решающим фактором является восстановление углекислого газа металлом, вводимым в материал одного из сопряженных тел пары трения. Предполагается, что при трении создаются условия для протекания этого восстановления [2, 3, 5]. И чем вводимый металл активнее, тем больше вероятность перераспределения поступающей энергии от разрушения трущихся тел на иные энергозатратные процессы. Но это восстановление — не единственный возможный в зоне трения процесс, способствующий перераспределению поступающей извне энергии трения на другие процессы, снижающие изнашивание сопряженных тел. Это может быть и обычное формирование новой структуры с меньшим коэффициентом трения или более прочной по сравнению с исходным материалом. Причем считается, что формирование данной структуры возможно только при значительном неравновесном состоянии и затрате энергии.

Создаваемый поверхностный слой можно рассматривать как третье тело [2] в сопряжении, которое в результате взаимного перемещения трущихся поверхностей разрушается и формируется вновь. Его свойства зависят от состояния поверхности, давления в сопряжении, скорости взаимного перемещения.

Дополнительно вводимые химические элементы в материалы пары трения могут не только ускорять формирование поверхностного слоя и присутствовать в нем, но и терять химическую активность. Поверхностный слой (третье тело в сопряжении), существующий только в момент трения, считается диссипативной структурой, имеющей место исключительно во время поступления энергии извне [4]. Вторичная структура, присутствующая по окончании поступления энергии извне, рассматривается как результат существования диссипативной структуры, обусловленный новым равновесием, но не с минимально возможной потенциальной энергией, т. е. заторможенным равновесием.

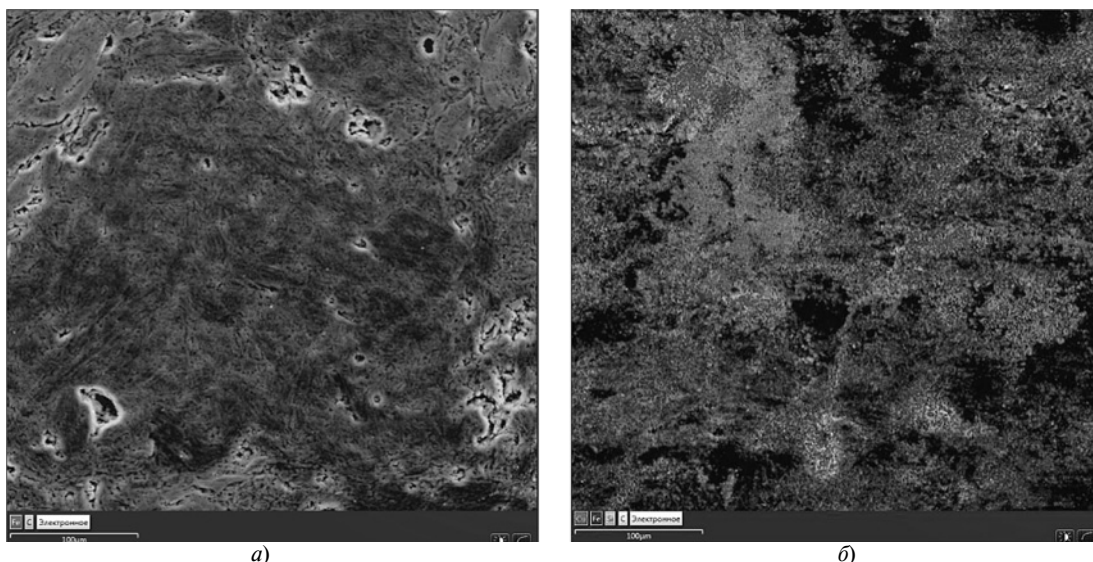


Рис. 1. Распределение химических элементов в графите А до (а) и после (б) трения

При этом вторичная структура может не обладать улучшенными механическими свойствами по сравнению с исходным материалом. В этом случае перераспределению поступающей извне энергии способствует формирование вторичной структуры.

Возникновение новых структур с затратой энергии является процессом самоорганизации, способствующим усложнению состава материала [4], который характеризуется определенной вероятностью, т. е. имеет место бифуркация конкурирующих явлений, приводящая к разным результатам. При этом момент наступления бифуркации и конечный результат считаются невыясненными [6]. Для каждого случая надо разрабатывать свою модель и сопоставлять с результатами экспериментальных исследований. В трибологической системе бифуркация проявляется в процессах изнашивания и схватывания, т. е. в явлениях деградации и самоорганизации (образование новой структуры), которые описываются с позиций второго закона термодинамики как рост энтропии (деградация) или ее снижение (самоорганизация).

Увеличению направлений отвода энтропии (распределение энергии на процессы кроме процесса разрушения) должно способствовать усложнение состава материала трущихся тел [4].

С учетом вышеизложенного было предложено в скользящих электрических контактах использовать токосъемные вставки из материала с содержанием металлов, размеры частиц которых составляли 5÷25 мкм. Их вводили в виде механической примеси. Эксперименты показали, что данные примеси снижают изнашиваемость токосъемных вставок, которые являются одним из компонентов трибосопряжения узла для передачи электрического тока [2, 3].

Об изменениях, происходящих в сопряжении, можно узнать из анализа вторичных структур, кото-

рые формируются в поверхностных слоях тел трения, по наличию в них веществ с избытком потенциальной энергии или пониженной энтропией [4, 5].

Исследовали вторичные структуры, образующиеся на поверхностях токосъемных вставок на основе углерода при введении 1,5 % (графит А) и 5 % (графит Б) порошка железа при их трении по меди. Электрические и механические свойства материалов при разном количестве вводимого порошка были одинаковыми: удельное сопротивление 25 мкОм · м; твердость $HS = 57$ [2]. Интенсивность изнашивания с увеличением содержания железа снижалась [2]. Определяли состав поверхностного слоя токосъемных элементов до и после трения со скоростью 7,2 км/ч при силе передаваемого тока 40 А. У каждого материала интенсивность изнашивания была минимальной [2]. Методом сканирующей электронной микроскопии на участках размером 50 × 50 мкм в четырех точках на глубине до 1 мкм до и после трения определяли состав поверхностного слоя контактной пары трения "контактный провод — токосъемная вставка". Снимали до 12 значений для каждого участка при разном разрешении.

На рис. 1 и 2 показаны распределения химических элементов по поверхности исследуемых материалов контактных вставок до и после трения.

У графита А в исходном состоянии железо распределено равномерно (см. рис. 1, а). Исключение составляет одна зона с повышенным его содержанием. Возможная причина — взаимное схватывание частиц железа при изготовлении. После трения на поверхности преобладает медь, там же больше и железа (см. рис. 1, б). После трения оба металла равномернее распределены по поверхности. Медь перенесена с токоведущего провода. Износ больше у графита А, что можно объяснить синхронным изнашиванием каждого из тел трения.

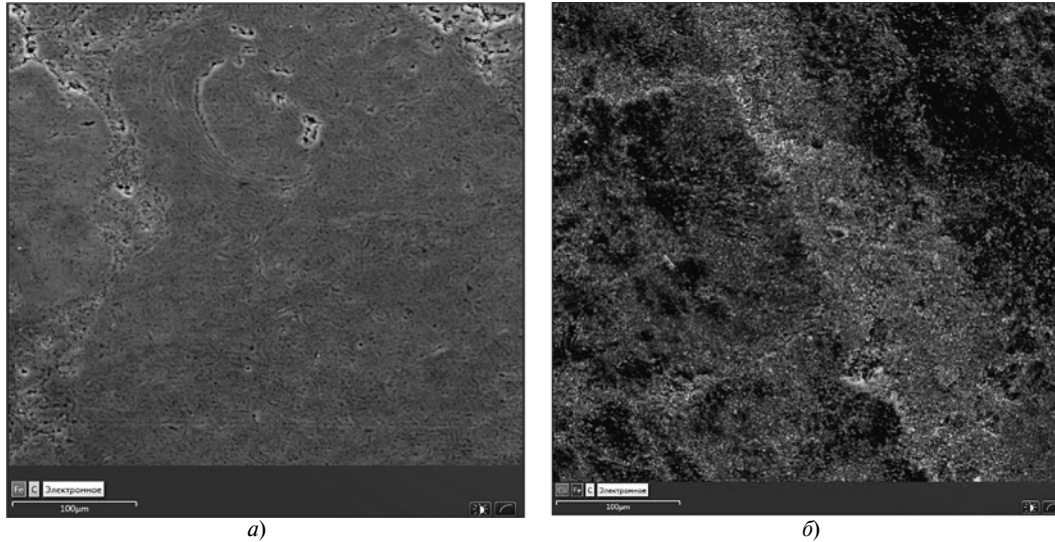


Рис. 2. Распределение химических элементов в графите Б до (а) и после (б) трения

В исходном графите Б содержание железа больше, и больше зон с повышенным его содержанием (см. рис. 2, а), остальная часть распределена так же, как и в графите А.

После трения наблюдается яркая полоса из железа и меди (см. рис. 2, б), параллельно ей распо-

лагаются участки с медью. Возможно, это место прохождения провода. Вне этой зоны железо и медь распределены равномерно, там же присутствует углерод. При этом и у графита А, и у графита Б в зоне с максимальным содержанием железа до трения железа после трения не видно, как и углерода.

На рис. 3 и 4 представлены зависимости содержания железа от содержания меди во вторичных структурах графитов А и Б после трения. Средние содержания железа: в графите А — 2,78 %, в графите Б — 4,68 %.

Наличие железа и меди по всей зоне указывает на то, что между ними происходит схватывание. Медь хорошо схватывается с железом, но с углеродом не взаимодействует. У графита А содержание железа более постоянно при любом содержании меди или снижается (см. рис. 3). У графита Б содержание железа во вторичных структурах растет вместе с содержанием меди (см. рис. 4). Это объясняется изначально большим содержанием железа. Возможно, снижение интенсивности изнашивания обусловлено более низким коэффициентом трения при наличии вторичной структуры, так как в данном случае происходит трение между металлами, а в исходном варианте — металлов по графиту. Коэффициент трения металлов по графиту составляет 0,1, коэффициент трения для меди по стали — 0,3. При таких коэффициентах трения изнашиваемость при наличии в контактных вставках железа меньше ожидаемой. Поэтому можно считать, что именно железо способствует перераспределению части энергии трения на процессы, не происходящие в иных условиях, которые ранее затрачивались на разрушение.

Вторичная структура другого состава образуется и на втором теле пары трения. При этом коэффициент трения между образующимися структурами, особенно при наличии смазочного материала

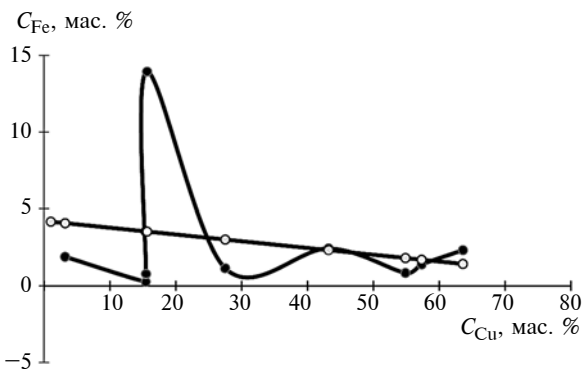


Рис. 3. Зависимости содержания C_{Fe} железа от содержания C_{Cu} меди во вторичных структурах графита А, массовые % (—●— линейное приближение, —○— фактическая зависимость)

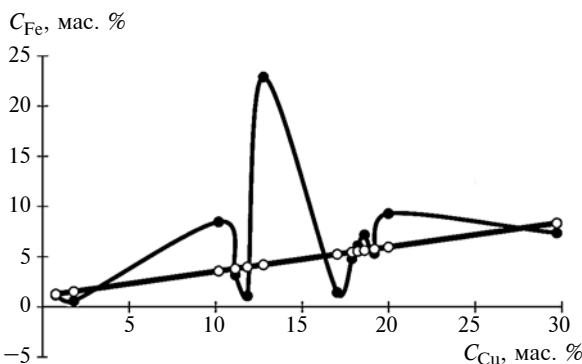


Рис. 4. Зависимости содержания C_{Fe} железа от содержания C_{Cu} меди во вторичных структурах графита Б, массовые % (—●— линейное приближение, —○— фактическая зависимость)

и низкой температуры в зоне трения, может быть меньше по сравнению с коэффициентом трения исходных материалов. На это указывают результаты экспериментов с обдувом зоны трения углекислым газом. Суммарный износ тел трения при тех же условиях был меньше износа без обдува.

Также причиной меньшей интенсивности изнашивания тел трения при большем содержании железа в графите Б может быть образование слоя большей прочности по сравнению с исходным материалом. Медь прочнее графита, кроме того, прочность зависит от толщины ее слоя. На это указывают наибольшее изнашивание за первые 30 мин работы и дальнейшее снижение потери массы.

Усиление взаимодействия материалов провода и контактной вставки видно из содержания железа и меди в образующихся структурах графитов А и Б (рис. 3, 4). В графите Б при одинаковом содержании меди железа присутствует больше. У графита А при том же содержании меди во вторичных структурах содержание железа снижается с увеличением содержания меди. Снижение содержания железа во вторичных структурах контактных вставок не обязательно означает меньшее изнашивание провода. Возможно, это происходит из-за большего переноса частиц меди между телами трения и последующего их взаимодействия уже при формировании вторичной структуры.

При этом повышение взаимодействия с увеличением содержания железа указывает на повышение изнашивания провода. Увеличение износа с повышением содержания в контактных вставках железа (более твердого по сравнению с проводом металла) показали испытания при содержании железа $C_{Fe} = 7\%$. Считается, что при трении происходят конкурирующие процессы: структурообразование, активизируемое железом, и изнашивание в результате механических воздействий. При определенном содержании железа преобладает второй процесс. При этом может не происходить и переход железа из материала контактной вставки на материал провода.

Показателем изнашивания считается содержание углерода во вторичных структурах. Чем больше углерода, тем меньше изнашивание. Однако углерод может быть восстановленным из воздуха (CO_2) при горении материала контактной вставки, т. е. его содержание не уменьшится в результате изнашивания. Его содержание при том же суммарном содержании железа и меди больше для графита Б (рис. 5), зависимость изменения близка к линейной.

Во вторичных структурах также присутствует кислород. Но его содержание более постоянно для разных материалов. Поступает кислород во вторичные структуры, прежде всего, из окружающей среды. При этом значительная часть металлов вторичных структур не окислена. Что позволяет предполагать о постоянной при трении реакции восста-

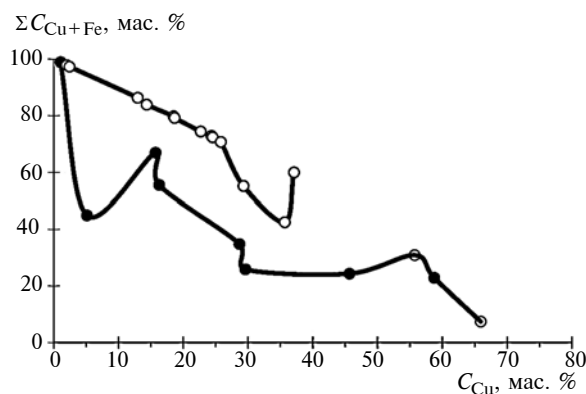


Рис. 5. Зависимости содержания C_H углерода от суммарного содержания $\Sigma C_{Fe} + C_{Cu}$ железа и меди во вторичных структурах материалов контактных вставок, массовые % (—●— графит А, —○— графит Б)

новления металлов из окислов. Менее активный металл (медь) изолирует более активный металл (железо) от окружающей среды (воздуха), препятствуя взаимодействию с ним.

Таким образом, дополнительно вводимый химический элемент способствует интенсификации образования вторичных структур и снижению изнашивания при трении. Подтверждены сделанные предположения [2—4] о влиянии состава трущихся материалов на изнашивание.

У исходного графита Б в зоне с максимальным содержанием железа после трения отсутствуют такие химические элементы, как С, Cu, Fe (см. рис. 2, б), что указывает на отсутствие взаимодействий ввиду малой дисперсности вводимого в материал металла.

Исследования показали, что при трении в материалах контактирующих поверхностей проходят значительные изменения. Полного представления о механизме взаимодействия материалов трущихся тел пока нет, но эксперименты указывают на протекании процессов, которые возникают только при трении и способствуют снижению изнашивания, так как на них расходуется часть энергии трения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Гершман И. С., Буше Н. А. Реализация диссипативной самоорганизации поверхностей трения в трибо-системах // Трение и износ. 1995. Т. 16. № 1. С. 61—70.
2. Гершман И. С., Мельник М. А., Гершман Е. И. Разработка износостойких токосъемных материалов на основе интенсификации несамопроизвольных химических процессов // Материаловедение. 2013. № 4. С. 40—47.
3. Гершман И. С., Гершман Е. И. Каталитическое действие при трении // Трение и износ. 2011. Т. 32. № 6. С. 489—496.
4. Пригожин И. Р., Кондепуди Д. Современная термодинамика. М.: Мир, 2002. 416 с.
5. Хайнике Г. Трибохимия. М.: Мир, 1986. 582 с.
6. Поляков С. А. Самоорганизация при трении и эффект безызносности. М.: РГАУ-МСХА, 2009. 108 с.

В. Э. ФРИЗЕН, д-р техн. наук, Ф. Е. ТАРАСОВ, канд. техн. наук, И. А. СМОЛЬЯНОВ,
Е. Л. ШВЫДКИЙ, канд. техн. наук (Уральский федеральный университет им. Б. Н. Ельцина, Екатеринбург),
e-mail: e.l.shvydkiy@urfu.ru

Система индукционного подогрева штамповой оснастки прессы для изотермической штамповки крупногабаритных деталей¹

Рассматривается применение индукционного нагревания штампового инструмента при горячей штамповке крупногабаритных деталей. Предложена конструкция из четырех индукторов. Расчет подтвердил возможность поддержания рабочей температуры штампового инструмента данным способом.

Ключевые слова: штамповый инструмент, индукционное нагревание, метод конечных элементов.

The application of induction heating of a die tool during hot stamping of large-sized parts is considered. A design of four inductors is proposed. The calculation confirmed the possibility of maintaining the working temperature of the die tool in the subject way.

Keywords: die tool, induction heating, finite element method.

Горячую штамповку наиболее эффективно применять при серийном и массовом производстве деталей машиностроительных изделий. Преимущества горячей штамповки: минимизация отходов, высокая производительность, возможность изготовления деталей сложной формы, высокая точность изготовления с высоким качеством получаемых поверхностей.

На рис. 1 (см. обложку) показана штамповая оснастка для изготовления крупногабаритных деталей из алюминиевых заготовок. Матрица и пуансон штамповой оснастки инструмента имеют большую массу и могут аккумулировать большое количество теплоты.

Для получения штамповкой детали высокого качества необходимо обеспечить пластичность заготовки во время прессования [3]. Для этого заготовку перед загрузкой в пресс нагревают до определенной температуры, которая должна поддерживаться при ее деформировании. Чтобы не увеличивать нагрузку на штамповый инструмент и

не нарушать структуру получаемой детали, разница между температурой заготовки и температурой прессового инструмента не должна превышать определенного значения [4, 5]. Поэтому используют печи, в которых штампуемые детали нагреваются, а также осуществляется предварительное нагревание штампового инструмента.

Нагретый до требуемой температуры штамповый инструмент устанавливают на пресс и выполняют штамповку до тех пор, пока поверхность штампового инструмента, контактирующая с заготовкой, сохраняет необходимую температуру. При охлаждении инструмента ниже критической температуры его снимают с прессы и помещают в печь для нагревания. Данная технология сопряжена со значительными трудозатратами. Кроме того, инструмент устанавливают на холодные плиты штамповой оснастки, что вызывает значительные потери теплоты, поэтому за смену инструмент меняют несколько раз.

При прессовании деталей небольших размеров отводом теплоты от обрабатываемой детали в инструмент, механически воздействующий на деталь, можно пренебречь. Некоторое количество теплоты выделяется при деформации детали. Этой теплоты достаточно для поддержания заданной температуры в заготовке, при этом прессовый инструмент не успевает остыть.

Штамповка крупногабаритных деталей требует значительно большего времени. И в этом случае нельзя не учитывать отвод теплоты в инструмент. Кроме того, нагретый инструмент передает часть тепловой энергией в окружающую среду, что существенно повышает скорость остывания прессового инструмента. Поэтому возникает значительная разница между температурой инструмента и температурой заготовки, а это существенно снижает качество изготавливаемой детали. Поэтому при производстве штампованных заготовок целесообразно нагревать инструмент во время прессования, это компенсирует тепловые потери и обеспечивает прессование деталей без замены инструмента за смену.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ, Проект № 075-11-2019-028.

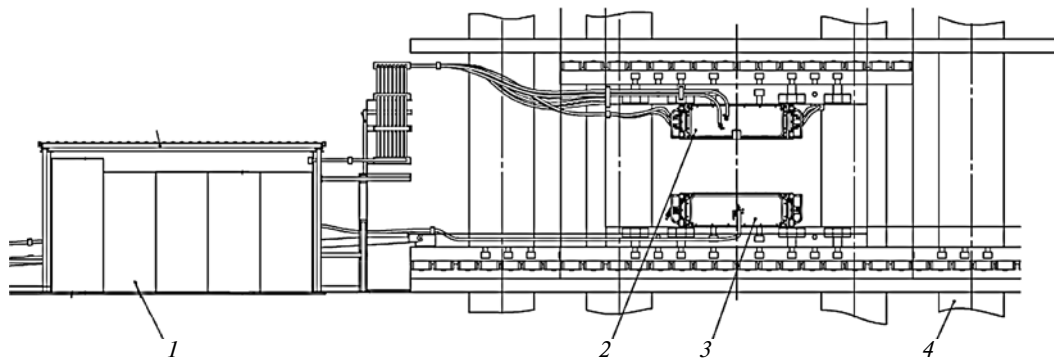


Рис. 3. Система индукционного нагрева штамповой оснастки с плоскими индукторами:

1 — источник питания индукционной установки; 2 и 3 — блоки из четырех индукторов соответственно верхней и нижней частей инструмента; 4 — опоры прессы

Цели настоящей работы — разработка технических решений для нагрева штамповой оснастки в процессе прессования, обоснование предложенных решений численными расчетами.

Из публикаций по данной технологии установлены возможные варианты схем, используемые для нагрева штамповой оснастки прессов (рис. 2, см. обложку). В относительно небольших прессах предлагается нагревать наружную поверхность штампового инструмента газовыми горелками или электронагревателями (рис. 2, а) [6, 7]. При этом штамповую оснастку размещают внутри теплоизолирующей камеры. Данная конструкция для крупных прессов малоэффективна, так как недостаточно мощности нагревателей для компенсации потерь теплоты предварительно нагретого штампового инструмента на нагревание траверса. Кроме того, при штамповке часто приходится наносить на рабочую поверхность штампа смазочный материал, который частично сгорает. Продукты сгорания оседают на внутреннюю поверхность теплоизолирующей камеры, что обуславливает необходимость в частых чистках оборудования, а следовательно, остановку технологического процесса.

Поскольку основной тепловой поток от предварительно нагретого инструмента направлен в сторону траверса, предлагаются схемы нагрева инструмента источниками теплоты, расположенными непосредственно в траверсах (см. рис. 2, б) [8, 9]. Возможность размещения нагревательных элементов в траверсах ограничивается условиями обеспечения прочности траверса, так как данные элементы штамповой оснастки испытывают значительные механические нагрузки. Кроме того, для размещения нагревательных элементов достаточной мощности внутри траверса необходимы полости. Использование электрических ТЭНов в нагревательных системах крупной штамповой оснастки не оправдано ввиду недостаточной эффективности [10].

Определенный интерес вызывают нагревательные системы рабочей поверхности штампового

инструмента [11—16], которые используют между операциями штамповки. Применение в данных системах электронагревателей с относительно невысокой удельной поверхностной мощностью сопряжено с увеличением времени между циклами штамповки, что снижает производительность и усложняет техническое обслуживание штампового оборудования. Использование индукционных нагревателей при таком размещении практически невозможно при смене инструмента, так как индуктирующий провод должен повторять внутреннюю поверхность штампа. Кроме того, трудно обеспечить требуемую равномерность нагрева рабочей поверхности.

Поэтому при производстве крупных штампованных деталей из алюминиевых сплавов наиболее перспективной представляется система индукционного нагрева наружной поверхности штампового инструмента. В этом случае поверхности штампа будет достаточно для размещения индуктора требуемой мощности, при этом данная система проста в управлении.

Индуктор системы нагрева может представлять собой катушку-соленоид прямоугольного сечения из медной водоохлаждаемой трубки, который надевают на соответствующую часть штампового инструмента [17] (см. рис. 2, в). Между индуктирующим проводом и штамповым инструментом нанесен слой теплоизоляции. Конструкция проста в изготовлении, но данный индуктор не универсален. Для инструментов разных размеров и конфигураций требуются разные индукторы. Кроме того, управлять нагреванием можно только в одной зоне.

Более универсальный индуктор выполнен из плоских катушек, которые со слоем теплоизоляции приставляют к каждой поверхности штампа (рис. 3). В данном случае каждую катушку индуктивности можно подсоединить к отдельному источнику питания, что позволяет управлять нагреванием каждой стороны штампа. Такую систему

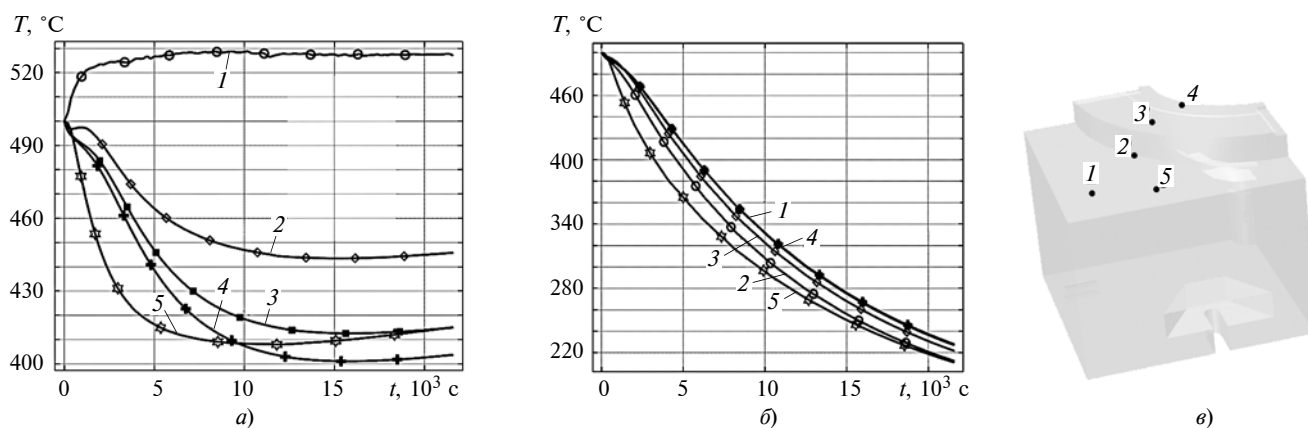


Рис. 6. Зависимости изменения температур T от времени t нагрева инструмента на разных участках (а, точки 1–6) при индукционном нагревании (а) и без него (б)

индукторов можно разместить на большом числе штампов без изменения конструкции катушек.

Для оценки выбранного способа нагрева предлагается использовать численное моделирование, что не требует затрат на создание экспериментальных установок, при этом учитываются все особенности процесса в отличие от аналитических методов.

Для индукционного нагрева штампового инструмента был выбран индуктор из четырех плоских катушек, закрепляемых на внешних стенках штампа.

Методом конечных элементов получена трехмерная модель индукционного нагрева штампового инструмента, которая включает в себя расчет магнитного поля, создаваемого индуктором, расчет индуцируемых токов и тепловой мощности электропроводного штампового инструмента. Модель учитывает поверхностный эффект, характерный для индукционных устройств, и конвективное выделение теплоты с поверхности нагреваемых объектов. Поскольку в данной работе главным являются конструктивные особенности и решения, описание используемого математического аппарата опустим [18].

Визуальная модель технологического процесса показана на рис. 4 (см. обложку). Для удобства не показана верхняя часть, которая симметрична верхней части, в расчете она учитывается. Четыре плоских индуктора, в которых протекает переменный электрический ток с частотой 4 кГц, приставляют к боковым стенкам штампового инструмента. Создаваемое магнитное поле, в свою очередь, индуцирует в штамповом инструменте вихревые токи, в результате чего в инструменте выделяется Джоулева теплота. Мощность одной секции индуктора составляет 40 кВт.

На рис. 5 (см. обложку) показаны диаграммы температур при нагревании штампового инструмента с индукционным нагреванием и без него. На начальном этапе распределение температур одина-

ковое: инструмент нагрет до рабочей температуры, плиты находятся в "холодном" состоянии. Через 3 ч стальные плиты нагрелись от инструмента до температуры 200 °С. При индукционном нагревании температура штампа практически не изменилась, и температура инструмента осталась прежней. Без индукционного нагрева температура инструмента через 3 ч снизилась до 300 °С, а через 6 ч снизилась до 200 °С.

Графики изменения температур на разных участках поверхности инструмента представлены на рис. 6. За время обработки без индукционного нагрева температура снижается до 240 °С. Через 1 ч 23 мин температура поверхности снизилась до 400 °С, поэтому остывший инструмент необходимо менять на нагретый. При индукционном нагревании температура сначала снижается, затем снижение температуры замедляется и через 1 ч 23 мин она остается не ниже 400 °С. Это объясняется инерцией теплового потока в результате теплопроводности. На ближайшем участке к индуктору (точка б) температура составляет 530 °С. Разница температур зависит от характеристик магнитной системы, показателей тепловых свойств материала инструмента и температуры на его поверхности.

На рис. 7 показаны температурные поля при нагревании инструмента с индукционным нагреванием и без него на отрезке от центра нагреваемого штампа до его боковой поверхности (параметр h). Без индукционного нагрева температура равномерно снижается как на поверхности, так и в центре штампа. При индукционном нагревании наблюдается неравномерность температурного поля, что обусловлено особенностью индукционного нагрева — большая часть теплоты выделяется в поверхностном слое объекта, а в глубине заготовки нагревание происходит в результате теплопроводности. Данная теплопередача имеет инерционный характер, и для передачи тепловой энергии требуется значительное время.

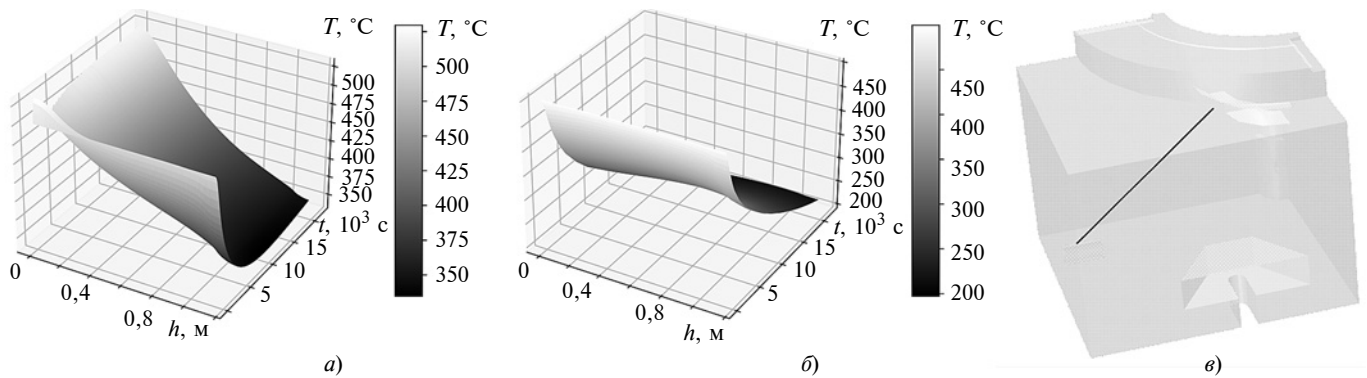


Рис. 7. Температурные поля (T) от времени t нагрева и параметра h при индукционном нагревании (а) и без него (б); вектор параметра h (в)

Повысить равномерность нагрева можно увеличением глубины проникновения магнитного поля. Однако это снизит эффективность нагрева, и потребуются увеличение мощности. Равномерность нагрева можно повысить увеличением мощности. Это может вызвать перегрев в пристеночной зоне, но данный процесс можно контролировать. Однако это приведет к большому градиенту между требуемой температурой и температурой на поверхности, где сконцентрирована вся подводимая тепловая энергия. Увеличения градиента приведет к увеличению теплового потока в заготовке и повышению инерции тепловой энергии, что значительно упростит поддержание заданной температуры во всем объеме инструмента.

Таким образом, исследования показали перспективность использования индукторов в виде плоских катушек для индукционного нагрева штамповой оснастки. Данный способ значительно повышает производительность оборудования и безопасность его эксплуатации, сокращает число операций.

Дальнейшие исследования будут направлены на оптимизацию параметров индуктора и источников питания. Также целесообразно рассмотреть возможность перегрева штамповой оснастки для снижения градиента температур на рабочей поверхности инструмента и повышения управляемости процесса нагрева.

Применение в инженерных расчетах численного моделирования требует верификации используемых моделей, поэтому планируются создание опытно-промышленного образца и экспериментальные исследования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Karbasian H., Tekkaya A.** A review on hot stamping // Journal of Materials Processing Technology. 2010. Vol. 210. N. 15. P. 2103—2118.
2. **Современные** технологии обработки металлов давлением / Е. И. Разуваев, Н. В. Моисеев, Д. В. Капитаненко, М. В. Бубнов // Тр. ВИАМ. 2015. № 2. С. 3.

3. **Чудин В. Н., Пасынков А. А.** Нестационарные процессы изотермической штамповки // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2018. № 6. С. 23—28.

4. **Deformation** and fracture behaviors of AZ31B Mg alloy at elevated temperature under uniaxial compression / W. Jia, L. Ma, Q. Le an. ot. // Journal of Alloys and Compounds. 2019. Vol. 783. P. 863—876.

5. **Деформационное** поведение высокопрочных алюминиевых сплавов в условиях горячей деформации / Т. В. Милевская, С. В. Рушиц, Е. А. Ткаченко, С. М. Антонов // Авиационные материалы и технологии. 2015. № 2 (35). С. 3—9.

6. **Пат. 2259901 Рос. Федерации:** Устройство для изотермического деформирования.

7. **Пат. 2464172 Рос. Федерации:** Блок нагрева штампов для изотермической штамповки крупногабаритных изделий.

8. **Pat. 3783669A US:** Underfired forging die heater.

9. **Pat. 10124395B2 US:** Forging dies with internal heating system.

10. **Development** of New Preheating Methods for Hot Forging Tools Based on Industrial Case Studies and Numerical Modeling / M. Hawryluk, P. Widomski, M. Kaszuba an. ot. // Metallurgical and Materials Transactions. 2020. N. 51. P. 4753—4764.

11. **Пат. 2550455 С2 Рос. Федерации:** Устройства для нагрева кованых штампов и способы применения.

12. **Пат. 2699436 С2 Рос. Федерации:** Устройства для нагрева кованого штампа и способ нагрева кованого штампа.

13. **Pat. 4088000A US:** Hot forging machine having die preheating unit.

14. **Pat. 109909439A Ch:** A kind of hot forged mould rapidly pre-warming mechanism and its pre-heating mean.

15. **Pat. 207735540U Ch:** A kind of aluminum alloy forged mold preheating device.

16. **Пат. 2475329 С1 Рос. Федерации:** Штамповый блок для изотермического деформирования.

17. **Stamp** tool induction heating system / S. A. Bychkov, F. E. Tarasov, V. E. Frizen, I. A. Smolyanov // 18th Inter. Conf. on Computational Problems of Electrical Engineering. 2017.

18. **Smolyanov I., Tarasov F., Shvydkiy E.** Numerical calculation of large-sized objects induction heating // Conf. Series "Materials Science and Engineering". 2020. Vol. 950. N. 1.

Д. И. ВОЛКОВ, д-р техн. наук (ВО РГАТУ им. П. А. Соловьева, г. Рыбинск), Б. В. ЦВЕТКОВ, канд. техн. наук (ООО "ПАЗИ", г. Санкт-Петербург), А. М. ГОЛОВАНОВА (ПАО "ОДК-Сатурн", г. Рыбинск),
e-mail: d_i_volkov@rsatu.ru, boris_tsvetkov@mail.ru, uradyashevaa@mail.ru

Повышение эффективности глубинного шлифования замкового элемента лопатки турбины высокопористым эльборовым шлифовальным кругом Аэробор® II

Представлены результаты испытаний эльборовых шлифовальных кругов Аэробор® II нового поколения при обработке замкового элемента лопаток турбины. Описаны преимущества применения новых высокопористых эльборовых шлифовальных кругов в сравнении с абразивными шлифовальными кругами при глубинном шлифовании деталей из жаропрочных никелевых сплавов.

Ключевые слова: глубинное шлифование, лопатка турбины, замковый элемент, никелевые жаропрочные сплавы, высокопористый эльборовый шлифовальный круг.

The results of testing new generation Aerobor® II cubic boron nitride grinding wheels during machining of the locking element of turbine blades are presented. The advantages of using new high-porosity cubic boron nitride grinding wheels in comparison with abrasive grinding wheels in deep grinding of parts made of heat-resistant nickel alloys are described.

Keywords: deep grinding, turbine blade, locking element, high-temperature nickel alloys, high-porosity cubic boron nitride grinding wheel.

Основными элементами газотурбинного двигателя являются лопатки турбины. Это детали сложной конфигурации и высокой точности, которые изготавливают из труднообрабатываемых жаропрочных сплавов. Основной способ обработки данных материалов — глубинное шлифование. Для обеспечения высокой производительности и точности взаимного расположения поверхностей при обработке лопаток турбины используют такие многокоординатные профишлифовальные центры, как Magrle MFP-50, Magrle MFP-100, Haas MultigrindCB, Haas MultigrindCA, SXS-512, SXS-735 и пр.

В газотурбостроении уже 10 лет применяют высокопористый эльборовый инструмент [1], который позволяет повысить производительность обработки и снизить материальные и временные затраты. Однако ввиду отсутствия опыта в области глубинного шлифования данный инструмент не получил широкого применения.

Шлифовальные круги (ШК) Аэробор® выпускает ООО "Петербургский абразивный завод "Ильич" [2]. Их используют на операциях, не требующих высокой производительности, а также при необхо-

димости формирования тонкостенных элементов высокой стойкости [3, 4].

Примером операции с применением ШК Аэробор® и низкой производительностью является обработка лопатки турбины (рис. 1); параметры обработки: длина хвостовика $l_{ХВ} = 15$ мм, не более; припуск на обработку $t_o = 1,3$ мм, производительность $Q = 132$ мм²/мин.

Примером обработки тонкостенного элемента является шлифование радиальной канавки на секторе соплового аппарата (рис. 2), при котором высота ШК не должна превышать 8 мм [2].



Рис. 1. Лопатка турбины

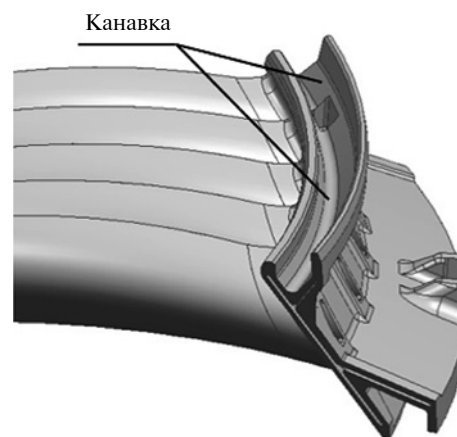


Рис. 2. Деталь сектор соплового аппарата с радиальной канавкой

Производительность ШК Аэробор® соответствует, а иногда и превышает производительность ШК из традиционных абразивных материалов, применяемых при глубинном шлифовании лопаток турбин в режиме циклической правки ШК.

Технология с непрерывной правкой (непрерывное восстановление режущих поверхностей) ШК обеспечивает высокую производительность обработки. Это достигается повышенной подачей ШК (до 0,8÷1,0 мкм/об.), при такой подаче высокопористый ШК из традиционных абразивов имеет значительно меньший период стойкости. Расход инструмента при шлифовании замкового элемента составляет 4 шт./сут. Кроме увеличенных инструментальных затрат, необходимо вспомогательное время на снятие, установку и начальное профилирование ШК [5].

Для повышения эффективности глубинного шлифования деталей газотурбинных двигателей и, в частности, рабочих лопаток турбины на предприятии ООО "Петербургский абразивный завод "Ильич" был запущен проект по разработке высокопористых эльборовых кругов нового поколения — Аэробор® II, технические характеристики которых учитывали бы особенности глубинного шлифования. Цель данного проекта — снижением температуры в зоне обработки и силы резания достичь высокой производительности шлифования высокопористыми абразивными ШК с непрерывной правкой при сохранении их высокой стойкости.

Испытания ШК Аэробор® II выполняли на операции шлифования профиля замкового элемента рабочей лопатки турбины. Профиль замкового элемента имеет один зуб и подобен хвостовику лопатки, представленной на рис. 3.

Цели испытаний — снижение затрат на инструмент и повышение эффективности обработки путем уменьшения вспомогательного времени. В ходе испытаний оценивали производительность, стойкость и шероховатость обработанной поверхности в сравнении с результатами обработки ШК Аэробор® и традиционными высокопористыми абразивными кругами.

Испытывали три ШК, изготовленных по разным технологиям: 3A1 200 × 21 × 76,2 × 20 × 16 Аэробор®, 3A1 200 × 21 × 76,2 × 20 × 16 Аэробор® II, 1300 × 16 × 76,2 25A 10 ЗИ31 10 К5 КФ40. Для каждого ШК определяли оптимальный режим шлифования, т. е. с максимальной производительностью при обеспечении качества обрабатываемой поверхности согласно требованиям.

Испытания разделили на два этапа.

Первый этап испытаний включал в себя подбор оптимальных режимов резания с определением максимальной производительности Q на черновых проходах и параметров режима чистового прохода, обеспечивающих требуемое качество обработан-



Рис. 3. Лопатка турбины с однозубым профилем хвостовика

ной поверхности: $Q = tS_{пр}$, где t — глубина резания; $S_{пр}$ — продольная подача, мм/мин.

При разработке инструмента из эльбора повышение производительности Q является главной задачей, так как эффективность ШК из сверхтвердых материалов определяет их стойкость, а работа не сопровождается непрерывным восстановлением рабочей поверхности, как при обработке ШК из традиционных абразивных материалов.

Для решения поставленной задачи необходимо, чтобы при шлифовании эльборовым ШК обеспечивались определенные температура в зоне обработки и силы резания, при этом сохранялся заданный профиль в период времени между правками. Это достигается управлением такими параметрами инструмента, как форма и прочность зерна; зернистость, состав смеси абразива; концентрация зерна сверхтвердого материала (СТМ) в рабочем слое; структура ШК из СТМ; твердость рабочего слоя; тип связки; наличие и параметры порообразователя.

Ограничивающим фактором в применении ШК Аэробор® при глубинном шлифовании являлась низкая производительность. Производительность ШК Аэробор® при шлифовании замкового элемента составила 160 мм²/мин, что на 38 % ниже производительности ШК, применяемого по традиционной технологии. ШК Аэробор® II обеспечил производительность 240 мм²/мин, что практически соответствует производительности высокопористого ШК при непрерывной правке (260 мм²/мин), разница составила 8 %. Такое расхождение можно сократить более точным подбором рецептуры ШК под конкретную операцию.

Новая рецептура ШК Аэробор® II позволила в 1,5 раза повысить производительность по сравнению с Аэробор®.

На рис. 4 представлены зависимости изменения производительности Q ШК Аэробор® и Аэробор® II от глубины $t_{пр}$ резания.

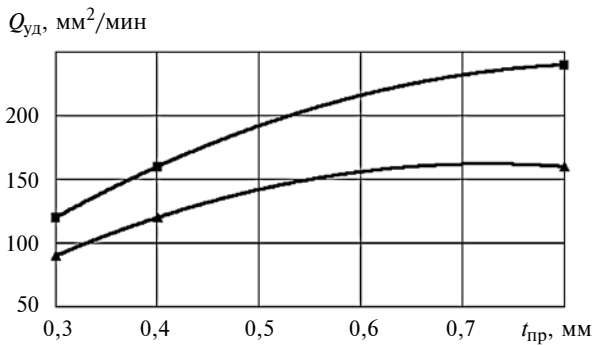


Рис. 4. Зависимости изменения производительности Q ШК Аэробор® (▲) и Аэробор® II (■) от глубины $t_{пр}$ резания

Эффективность шлифования также зависит от времени обработки, которое во многом определяется длиной рабочего прохода. При профильном глубинном шлифовании длина рабочего прохода складывается из трех параметров: длина $L_{под}$ подхода, длина $L_{дет}$ детали, длина перебега ШК (одинаковая для всех ШК).

Длина подхода зависит от высоты h профиля и диаметра $D_{кр}$ ШК:

$$L_{под} = \sqrt{h(D_{кр} - h)}.$$

При уменьшении диаметра ШК параметр $L_{под}$ уменьшается, а следовательно, сокращается и время обработки (рис. 5).

Конструкция эльборового инструмента значительно отличается от конструкции абразивных ШК. Высокая стойкость позволяет изготавливать шлифовальный инструмент с рабочим слоем небольшой толщины, что делает возможным использование ШК меньшего диаметра.

При обработке замкового элемента использовали ШК $200 \times 21 \times 76,2 \times 20 \times 16$ Аэробор® II и $300 \times 16 \times 76,2$ 25А 10 ЗИ31 10 К5 КФ40. Разница в

длине подхода позволила скомпенсировать разницу в производительности, в результате чего время обработки профиля замкового элемента ШК Аэробор® II составило 1,09 мин и оказалось меньше, чем у абразивного ШК по традиционной технологии, которое составляет 1,14 мин.

Для обеспечения требований к качеству обрабатываемой поверхности [6] провели ряд испытаний для определения режимов чистового прохода, позволяющего нивелировать отклонение геометрических параметров, возникших в результате упругих деформаций технологической системы на черновых режимах обработки, и обеспечить необходимый параметр Ra шероховатости обработанной поверхности, который не должен превышать 0,8 мкм.

Основным фактором, влияющим на шероховатость поверхности является скорость v_p резания. Чем выше скорость, тем меньше глубина резания единичного зерна, а следовательно, лучше шероховатость обрабатываемой поверхности (рис. 6).

Абразивные ШК, применяемые при традиционной технологии глубинного шлифования, имеют ограничение — максимальная скорость резания 35 м/с. Эльборовый инструмент позволяет работать при скоростях резания до 125 м/с (ГОСТ Р 53923—2010). Увеличение скорости резания повышает стойкость эльборовых ШК, однако при этом увеличивается температура в зоне резания. Поэтому ограничивающими факторами являются тепловые дефекты, возникающие при шлифовании.

Тепловой эффект при работе ШК, изготовленного по технологии Аэробор® II, позволил увеличить скорость резания с 45 до 60 м/с, поэтому испытания проводили при $v_p = 50 \div 60$ м/с (см. рис. 6).

Второй этап испытаний — определение времени между правками, характеризующего стойкость ШК. Период стойкости ШК определяем как число деталей, обработанных данным ШК до возникновения

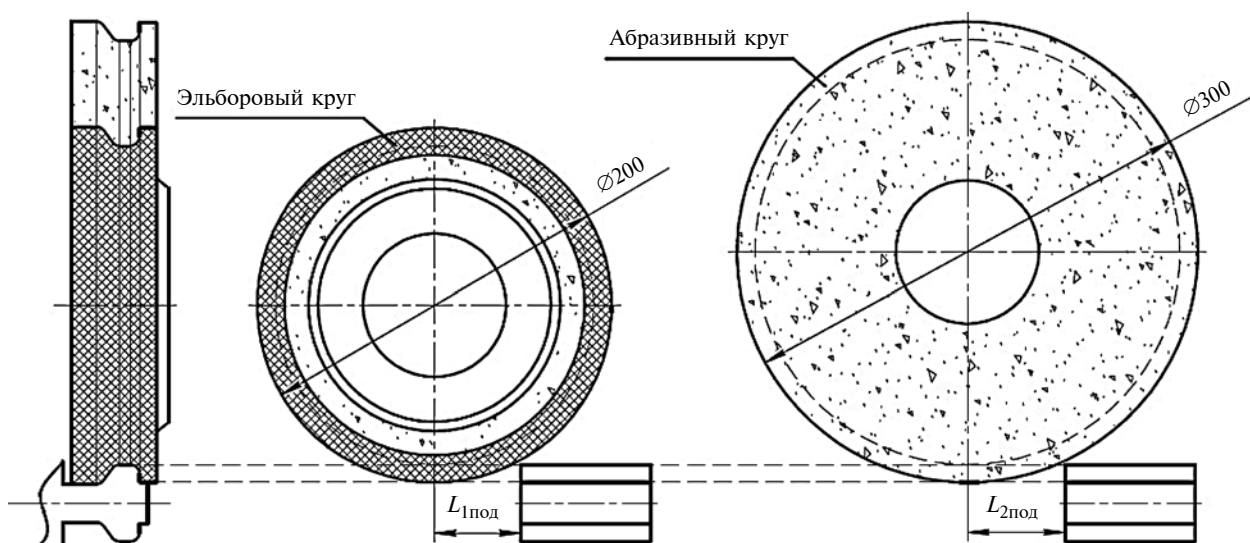


Рис. 5. Схема позиционирования ШК перед обработкой профиля замкового элемента

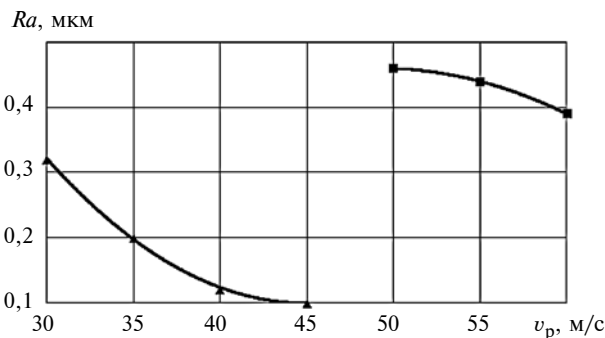


Рис. 6. Зависимости изменения показателя Ra шероховатости поверхностей, обработанных ШК Аэробор® (▲) и Аэробор® II (■), от скорости v резания

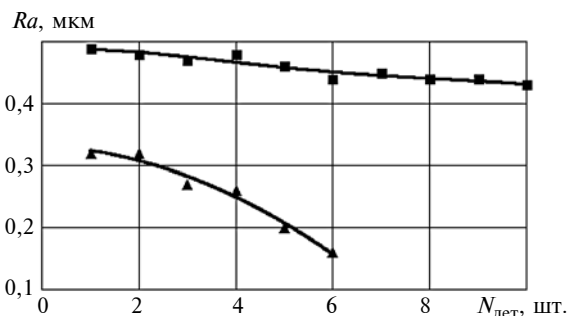


Рис. 7. Зависимости изменения параметра Ra шероховатости поверхностей, обработанных ШК Аэробор® (▲) и Аэробор® II (■), от числа N обработанных деталей

дефекта, т. е. стоимость инструмента относительно обработки одной детали. При утверждении технологического процесса данный параметр подбирают с учетом коэффициента запаса, который составляет 15±20 %. Это позволяет минимизировать риски возникновения дефектов на детали при изменении технологических условий, связанных со случайными отклонениями производственного процесса при колебаниях припуска и износе инструмента.

Поскольку эльборовый ШК работает с сохранением стойкости, важным показателем является изменение шероховатости обработанной поверхности в зависимости от числа обработанных деталей (рис. 7). Если шероховатость обработанной поверхности ухудшается, это указывает на значительный износ поверхности ШК. При этом ограничивающим фактором периода стойкости инструмента будет являться отклонение геометрических параметров изготавливаемой детали от заданных. Если шероховатость поверхности улучшается, это указывает на затупление эльборовых зерен и выравнивание рабочей поверхности ШК, что более предпочтительно для профильного шлифования, так как лучше поддается управлению. Затупление эльборовых зерен в ШК сопровождается увеличением площади контактной поверхности ШК и заготовки, а следовательно, повышается сила трения. Поэтому в качестве ограничивающего фактора, определяющего период стойкости инструмента между правками,

является возникновение тепловых дефектов на обработанной поверхности. Таким образом, чем меньше изменяется параметр шероховатости обработанной поверхности, тем стабильнее процесс шлифования.

На рис. 7 представлены зависимости изменения параметра Ra шероховатости поверхностей, обработанных ШК Аэробор® и Аэробор® II, от числа N обработанных деталей.

Оба ШК работают в режиме постоянных показателей режущих свойств. Номинальный параметр шероховатости обработанной поверхности при их работе находится в пределах допустимых значений за весь период стойкости инструмента. Однако изменение данного параметра при работе ШК Аэробор® II значительно меньше, что указывает на его высокие абразивные свойства и стабильность рабочей поверхности.

Таким образом, замена при обработке замкового элемента рабочей лопатки турбины ШК из традиционных абразивов на высокопористые ШК Аэробор® II позволит повысить эффективность обработки, т. е. обеспечить:

- сокращение времени обработки;
- снижение стоимости инструмента в 2 раза, не менее (расчет осуществляли согласно стоимости инструмента на 2020 г. с учетом ресурса ШК и периода стойкости между правками $N = 10$ дет.);
- сокращение вспомогательного времени: снятие и установка ШК при их изнашивании, время начального профилирования;
- снижение затрат на транспортировку, хранение и проверку ШК;
- снижение изнашивания системы очистки и подачи СОТС в результате снижения количества абразива, поступающего с СОТС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Кремень З. И., Юрьев В. Г., Бабошкин А. Ф. Технология шлифования в машиностроении. СПб.: Политехника, 2007. 424 с.
2. Кремень З. И., Лебедев А. И. Крупнопористые круги из кубического нитрида бора для бездефектного шлифования // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 61—63.
3. Полетаев В. А., Цветков Е. В., Волков Д. И. Автоматизированное производство лопаток ГТД. М.: Инновационное машиностроение, 2016. 261 с.
4. Полетаев В. А., Волков Д. И. Глубинное шлифование лопаток турбин: библиотека технолога. М.: Машиностроение, 2009. 272 с.
5. Старков В. К. Теоретические и технико-экономические предпосылки профильного глубинного шлифования с непрерывной правкой инструмента // Вестник машиностроения. 2010. № 12. С. 39—43.
6. Формирование свойств поверхностного слоя хвостовиков турбинных лопаток при глубинном шлифовании высокопористыми кругами / В. А. Поклад, И. А. Абысов, В. К. Старков, С. А. Рябцев // Вестник машиностроения. 2010. № 11. С. 69—74.

В. Н. ЧУДИН, д-р техн. наук (РТУ МИИТ), А. В. ЧЕРНЯЕВ, д-р техн. наук (Тульский ГУ),
e-mail: vladimir-chudin@yandex.ru, sovet01tsu@rambler.ru

Выдавливание ребер жесткости на корпусных деталях с локальным нагреванием

Предложена схема и получены аналитические выражения для расчета кинематики, давления и повреждаемости материала при горячем выдавливании ребер на корпусных деталях. Используются уравнения: состояния при ползучести, энергетического равновесия, кинетики несплошности материала. Приведены результаты расчетов.

Ключевые слова: выдавливание, локальное нагревание, ребро жесткости, вязкость, пластичность, релаксация напряжений, давление, поле скоростей.

A scheme is proposed and analytical expressions are obtained for calculating the kinematics, pressure and damageability of the material during hot extrusion of ribs on body parts. The equations of states during creep, energy equilibrium, kinetics of material discontinuity are used. The calculation results are presented.

Keywords: extrusion, local heating, stiffening rib, viscosity, plasticity, stress relaxation, pressure, velocity field.

Корпусные детали и арматура трубопроводов ряда узлов специальной техники имеют поперечные внутренние или внешние утолщения в виде ребер жесткости. Данные детали, как правило, изготавливают выдавливанием [1, 2]. При обработке высокопрочных материалов выдавливание используют гидропрессовое оборудование и локальное нагревание зон деформации. Обработка давлением в отличие резания снижает трудозатраты и повышает качество изделия.

Создавая определенные температурно-скоростные условия обработки, можно добиться проявления вязких свойств деформируемого материала, что обеспечит при заданной деформации релаксацию напряжений [2, 3]. Это изменит силовой показатель обработки и снизит повреждаемость материала заготовки, а следовательно, улучшит качество получаемого изделия.

Рассмотрим процесс выдавливания ребра на корпусной детали. Схема процесса выдавливания ребра показана на рис. 1, а.

Формоизменение происходит путем выдавливания материала при рабочем ходе пуансона, воздействующего на заготовку. Силовой режим при плоской деформации можно установить на основании экстремальной верхнеграничной теоремы пластичности, которая выражается неравенством [4]

$$qav_0 \leq \frac{1}{\sqrt{3}} \sum \int \sigma_{ep} v_{\tau} dl_p + \int \tau_{\text{тр}} v_k dl_k. \quad (1)$$

Здесь q — распределенная сила; v_0 — скорость пуансона; σ_{ep} — эквивалентное напряжение на линии

разрыва скоростей; v_{τ} — касательные скорости на линиях разрыва; v_k — скорость на границах трения; $\tau_{\text{тр}}$ — напряжение трения; l_p — длина линии разрыва скоростей; l_k — длина контакта.

Выражение (1) справедливо для осесимметричных изделий при определенных отношениях размера ребра и диаметра заготовки.

Давление q определим из кинематики процесса формообразования. Для этого воспользуемся полем скоростей перемещений (см. рис. 1), состоящим из блоков 0; 1; 2 и 3, которые ограничены линиями разрыва скоростей и поверхностями штампа.

Отрезки линий разрыва скоростей и контактный отрезок:

$$l_{01} = \frac{a}{\sin \alpha}; \quad l_{12} = h; \quad l_{13} = \frac{a}{\sin \beta}; \quad l_k = b - a. \quad (2)$$

Скорости в блоках поля скоростей:

$$v_0; \quad v_1 = \frac{v_0 \sin \alpha}{\sin(\alpha - \beta)}; \quad v_2 = \frac{a}{h} v_0. \quad (3)$$

Поле скоростей не стационарно и в процессе выдавливания изменяется [5], в результате чего линии разрыва скоростей смещаются (см. рис. 1, штриховые линии) и изменяются силовые параметры операции. Касательные и нормальные составляющие скоростей показаны на рис. 1, б.

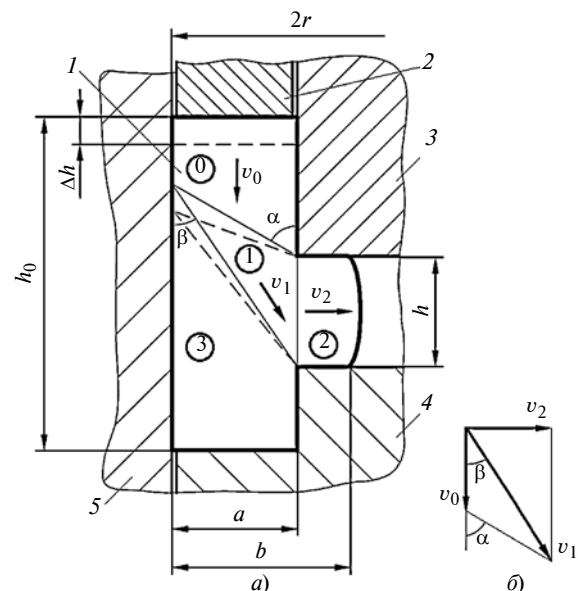


Рис. 1. Схема выдавливания ребер с полями скоростей перемещений (а) и годограф скоростей (б):

1 — заготовка; 2 — пуансон; 3 — оправка; 4 — матрица; 5 — корпус

Запишем формулы для касательных и нормальных скоростей на линиях разрыва.

Для линии 01 имеем:

$$v_{\tau 01} = \frac{v_0 \sin \beta}{\sin(\alpha - \beta)}; \quad v_{n01} = v_0 \sin \alpha; \quad (4)$$

дополнительная нормальная скорость:

$$v_{n01}^* = l_{01} \frac{d\alpha}{dt} = \left| \frac{v_0}{(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha) \sin \alpha} \right|. \quad (5)$$

Формулы (4) и (5) позволяют представить эквивалентные деформацию и скорость деформаций как

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{e01} &= \frac{1}{\sqrt{3}} \frac{v_{\tau 01}}{v_{n01} + v_{n01}^*} = \frac{(1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha) \sin \beta}{\sqrt{3} [1 + (1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha) \sin \alpha]}; \\ \xi_{e01} &= \frac{v_0}{\Delta h} \varepsilon_{e01}, \end{aligned} \right\} (6)$$

где Δh — рабочий ход пуансона.

Для линии 12 запишем:

$$v_{\tau 12} = \frac{av_0}{h} \operatorname{ctg} \beta; \quad v_{n12} = v_2 = \frac{av_0}{h}; \quad v_{n12}^* = 0; \quad (7)$$

$$\varepsilon_{e12} = \frac{v_{\tau 12}}{\sqrt{3} v_{n12}} = \operatorname{ctg} \beta; \quad \xi_{e12} = \frac{v_0}{\Delta h} \varepsilon_{e12}. \quad (8)$$

Для линии 13 имеем:

$$v_{\tau 13} = v_1 = \frac{av_0}{h \sin \beta}; \quad v_{n13} = 0;$$

$$v_{n13}^* = l_{13} \frac{d\beta}{dt} = \left| \frac{v_0}{(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta) \sin \beta} \right|; \quad (9)$$

$$\varepsilon_{e13} = \frac{v_{\tau 13}}{\sqrt{3} v_{n13}^*} = \frac{a(1 + \operatorname{ctg}^2 \beta)}{\sqrt{3} h}; \quad \xi_{e13} = \frac{v_0}{\Delta h} \varepsilon_{e13}. \quad (10)$$

Эквивалентные напряжения на линиях разрыва скоростей определим из уравнения состояния [6]:

$$\sigma_e = A \varepsilon_e^m \xi_e^n, \quad (11)$$

где A, m, n — константы материала.

Уравнение (11) учитывает деформационное упрочнение и ползучесть материала. Используя выражения (6), (8), (10), получим:

$$\sigma_e = A \left(\frac{v_0}{\Delta h} \right)^n \varepsilon_e^{m+n}, \quad (12)$$

где ε_e принимаем для соответствующей линии разрыва [см. формулы (6), (8), (10)].

Для отрезков контакта касательное напряжение

$$\tau_{\text{тр}} = \mu q. \quad (13)$$

Скорость материала ребра вдоль границы трения составит $v_k = v_2$.

Учитывая формулы (2), (3), (13), запишем:

$$\tau_{\text{тр}} v_k l_k = 2\mu q v_0 (b - a) \frac{a}{h}. \quad (14)$$

Внесем выражения (4), (7), (9) и (12) в неравенство (1), тогда с учетом выражения (14) получим формулу для расчета давления:

$$q \leq \frac{A}{\sqrt{3}} \left(\frac{v_0}{\Delta h} \right)^n \left[\frac{\sin \beta}{\sin \alpha \sin(\alpha - \beta)} \varepsilon_{e01}^{m+n} + \varepsilon_{e12}^{m+n} \operatorname{ctg} \beta + \frac{a}{h \sin^2 \beta} \varepsilon_{e13}^{m+n} \right] / \left(1 - 2\mu \frac{b-a}{h} \right). \quad (15)$$

Из формулы (15) следует, что давление зависит от скорости операции выдавливания.

Минимизируем графически формулу (15) по углу α с учетом равенства

$$\frac{a}{h} = \frac{\sin \alpha \sin \beta}{\sin(\alpha - \beta)}.$$

Для оценки потери сплошности материала заготовки используем выражения, соответствующие процессу плоской деформации:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_e &= \frac{2t}{\sqrt{3} t_k} \ln \frac{b}{a}; \quad \xi_e = \frac{2}{\sqrt{3} t_k} \ln \frac{b}{a}; \\ \sigma_e &= A \left(\frac{2}{\sqrt{3} t_k} \ln \frac{b}{a} \right)^{m+n} t^m, \end{aligned} \right\} (16)$$

где t, t_k — текущее и конечное время выдавливания.

По уравнениям кинетики несплошности [2, 3] с учетом выражения (16) получим выражение конечной сплошности материала на основе энергетического уравнения:

$$\begin{aligned} \psi &= 1 - \frac{1}{A_{\text{пр}}} \int \sigma_e \xi_e dt = \\ &= 1 - \frac{A}{(1+m)A_{\text{пр}}} \left(\frac{2}{\sqrt{3}} \ln \frac{b}{a} \right)^{1+m+n} t_k^n, \end{aligned} \quad (17)$$

и выражение сплошности материала на основе деформационного уравнения:

$$\psi = 1 - \frac{\varepsilon_e}{\varepsilon_{e \text{ пр}}} = 1 - \frac{2}{\sqrt{3} \varepsilon_{e \text{ пр}}} \ln \frac{b}{a}, \quad (18)$$

где $A_{\text{пр}}, \varepsilon_{e \text{ пр}}$ — предельные энергетическая и деформационная константы, зависящие от напряжений.

Таким образом, при заданных размерах изделия выражение (17) определяет сплошность материала в зависимости от времени деформирования. Выражение (18) определяет сплошность материала в зависимости от размеров изделия.

Критические параметры формообразования определяют из выражений (17) и (18) при $\psi = 0$.

Были выполнены расчеты для выдавливания внутреннего ребра на заготовках из сплавов ВТ14 при температуре 850° и сплава ВТ6С при температуре 900 °С. Конструктивные параметры: $a = 10$ мм; $b = 15$ мм; $h = 10$ мм. Константы уравнений (11), (17), (18) приняты по данным работы [2]. Установ-

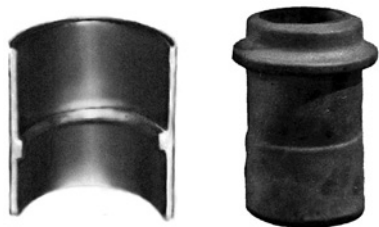


Рис. 2. Корпусные детали с ребрами, получаемыми горячим выдавливанием

лено, что при изменении времени деформирования в пределах 0,5÷10 мин давление снижается с 105 до 90 МПа для сплава ВТ14. При этом сплошность материала увеличивалась с 0,6 до 0,7. Для сплава ВТ6С давление снижается с 87 до 75 МПа при сплошности 0,8 независимо от времени.

Из расчетов следует, что давление выдавливания тем меньше, чем меньше скорость операции, и оно существенно при малых скоростях деформирования. Потеря исходной сплошности сплава ВТ14 зависит от скорости операции, она тем меньше, чем меньше скорость выдавливания. Сплошность сплава ВТ6С при данной температуре зависит только от степени формоизменения заготовки. Давление зависит также от изменения зоны деформаций

при нестационарном процессе и снижается при уменьшении этой зоны.

Сведения о технологии выдавливания, оборудовании и оснастке приведены в работах [2, 7].

Изделия, получаемые горячим выдавливанием ребер, представлены на рис. 2.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Ковка и штамповка Т. 2. Горячая объемная штамповка / А. П. Атрошенко, И. С. Зиновьев, Л. Г. Костин и др.; под ред. Е. И. Семенова. М.: Машиностроение, 2010. 720 с.
2. Изотермическое формоизменение анизотропных материалов жестким инструментом в режиме кратковременной ползучести / С. С. Яковлев, С. П. Яковлев, В. Н. Чудин и др. М.: Машиностроение, 2009. 412 с.
3. Романов К. И. Механика горячего формоизменения металлов. М.: Машиностроение, 1993. 240 с.
4. Теория обработки металлов давлением / В. А. Голенков, С. П. Яковлев, С. А. Головин и др. М.: Машиностроение, 2013. 441 с.
5. Чудин В. Н. Расчетная модель нестационарного деформирования // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. 2016. № 5. С. 20—23.
6. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. М.: Юрайт, 2020. 402 с.
7. Черняев А. В., Гладков В. А., Чудин В. Н. Формообразование давлением кольцевых ребер на трубе // Технология машиностроения. 2018. № 9 (195). С. 10—14.

УДК 621.777.4

DOI: 10.36652/0042-4633-2021-7-74-76

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mt13@bmstu.ru

Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Часть 4. Деформированное состояние заготовки при выдавливании швеллеров. 3. Учет упрочнения

Выведены формулы, позволяющие учесть влияние упрочнения деформируемого материала на напряжения и силовые параметры процесса выдавливания, а также на результаты формоизменения.

Ключевые слова: объемная штамповка, выдавливание, несоосность, пуансон, матрица, плоская деформация, накопленные деформации, упрочнение.

Formulas are derived to take into account the effect of hardening of a deformable material on stresses and force parameters of the extrusion process, as well as on the results of shaping.

Keywords: die forging, extrusion, misalignment, punch, matrix, plane deformation, accumulated deformations, hardening.

Данная статья продолжает работы [1, 2] и посвящена математическому исследованию деформированного состояния заготовки при выдавливании швеллеров, расчетная схема которого показана в статье [1, рис. 1].

Для определения влияния упрочнения на удельную деформирующую силу и высоту очага пластической деформации при свободном выдавливании необходимо определить среднюю накопленную деформацию во всем очаге пластической деформации.

Рассмотрим зоны 1 и 2 пластической деформации и далее распространим полученные результаты на зоны 3 и 4.

Расчетная схема представлена в статье [1] на рис. 3. С достаточной для практики точностью будем считать, что эпюры накопленных деформаций состоят из участков, образованных прямыми линиями. Можно найти и более точное среднее значение накопленных деформаций интегрированием полученных выше выражений, однако уточнение будет незначительным.

Так как накопленная деформация в зоне 2 не зависит от координаты x , то ее среднее значение определяет отношение площади вертикальной эпюры к высоте h_1 . Поскольку эпюры 1 и 2 на рис. 3 являются частными случаями эпюры 3, верхняя часть которой представляет собой трапецию, а нижняя —

треугольник, то для общей эпюры с учетом того, что $z_2 < 0$, среднее значение составит:

$$e_{i2} = \frac{\frac{e_{iK} + e_{iO}}{2}(-z_2) + \frac{1}{2}e_{iK}(h_1 + z_2)}{h_1} = 0,5 \left(e_{iK} - e_{iO} \frac{z_2}{h_1} \right). \quad (110)$$

В формуле (110) e_{iK} и e_{iO} определяем по одному из выражений (87), (90), (93).

Сложнее определить среднюю накопленную деформацию в зоне **1**, так как в ней вдвое больше разных деформационных зон, а деформация зависит от координаты x , поскольку в зоне **1a** [1, рис. 2] она будет отличаться от деформации в зоне **1b**, а в зоне **1б** — от деформации в зоне **1г**.

При $s < s_{CT1}$ накопленную деформацию в точке А (см. рис. 3) находим по формуле (37)

$$e_{iA} = 1,155\psi_1 n_1. \quad (111)$$

Поставив равенство (43) в формулу (16), получим:

$$n_{CT1} = \frac{\ln(1 + \psi_1)}{\psi_1}. \quad (112)$$

При $s \geq s_{CT1}$ (этому соответствует $n \geq n_{CT1}$) деформация в точке А перестанет расти, так как зона нестационарных деформаций полностью выйдет в стенку (см. рис. 2, в). С учетом формулы (111) и равенства (112) стационарную деформацию в точке А определяет формула

$$e_{iA} = 1,155 \ln(1 + \psi_1). \quad (113)$$

Средняя накопленная деформация на линии АЕ (см. рис. 3)

$$e_{iAE} = \frac{e_{iA}(-z_1) + 0,5e_{iA}(h_1 + z_1)}{h_1} = 0,5 \left(1 - \frac{z_1}{h_1} \right) e_{iA}, \quad (114)$$

где при $s \geq s_{CT1}$ следует принимать $z_1 = 0$.

Среднюю накопленную деформацию на границе между зонами **1** и **2** можно приближенно найти с учетом того, что все точки, находящиеся на этой границе, имеют накопленную деформацию, средняя величина которой определяется формулой (110). Далее эти точки, двигаясь в зоне **1**, приобретают дополнительную деформацию, вследствие которой суммарная накопленная деформация в точке Д (см. рис. 3, штриховая горизонтальная эпюра) будет больше, чем в точке Б. Так как для упрощения совместили точку Д с точкой Б, а логарифмические деформации обладают свойством аддитивности, то принимаем, что средняя накопленная деформация на линии БЖ, т. е. при $x = a_1$, определяется равенством

$$e_{iБЖ} = e_{i1AE} + e_{i2}. \quad (115)$$

Далее принимаем, что изменение осредненной по координате z накопленной деформации в зоне **1** вдоль координаты x определяется линейной зависи-

мостью (см. рис. 3, сплошная горизонтальная эпюра). Тогда средняя накопленная деформация в зоне **1**

$$e_{i1} = \frac{e_{i1БЖ} + e_{i1AE}}{2}. \quad (116)$$

Поставив в эту формулу равенства (114) и (115), окончательно получим:

$$e_{i1} = 0,5 \left[\left(1 - \frac{z_1}{h_1} \right) e_{iA} + e_{i2} \right], \quad (117)$$

где при $s \geq s_{CT1}$ следует принимать $z_1 = 0$.

Среднюю накопленную деформацию во всей части очага пластической деформации, ограниченной зонами **1** и **2**, определяет отношение суммы деформаций в объеме каждой зоны к суммарному объему этих зон (см. рис. 1):

$$e_{i1-2} = \frac{e_{i1}c_1h_1l + e_{i2}a_1h_1l}{(a_1 + c_1)h_1l} = \frac{e_{i1}c_1 + e_{i2}a_1}{a_1 + c_1}. \quad (118)$$

Формула (118) позволяет для любого конкретного рабочего хода s найти по кривой упрочнения выдавливаемого материала или ее аппроксимации среднее для зон **1** и **2** напряжение σ_{s1} текучести и таким образом учесть упрочнение.

Высоту h_{y1} очага пластической деформации упрочняющегося материала необходимо определять из условия минимума деформирующей силы по формуле (81) [3]:

$$P_1 = \beta \sigma_{s1} l a_1 \left[2 + \frac{q_{c1}}{\beta \sigma_{s1}} + \frac{0,5 + \mu_1}{2c_1} h_{y1} + \frac{a_1(0,5 + \mu)}{3h_{y1}} \right]. \quad (119)$$

Здесь напряжение σ_{s1} зависит от искомой величины h_{y1} , влияющей на накопленную деформацию e_{i1-2} , по которой определяют напряжения σ_{s1} , что необходимо учитывать при минимизации выражения (119) по формуле

$$\frac{\partial P_1}{\partial h_{y1}} = 0. \quad (120)$$

В результате получим сложное уравнение, которое, в отличие от уравнения (83) из работы [3] для неупрочняющегося материала, можно решить только численными методами. Согласно работе [4, с. 143], обработав полученные результаты по высоте очагов пластической деформации для разных упрочняющихся материалов, получили формулу

$$h_{y1} = h_1 [1 + k_y (1 - 0,2e^{-s} - 0,8e^{-5s})], \quad (121)$$

где h_1 вычисляется по формуле (84) [3], а коэффициент k_y упрочнения, учитывающий влияние среднего угла наклона кривой упрочнения выдавливаемого материала на высоту очага пластической деформации, определяем по формуле [4]

$$k_y = 1 - \exp \left(-10 \frac{\sigma_{s02}/\sigma_{s01} - 1}{e_2 - e_1} \right), \quad (122)$$

где σ_{s01} и σ_{s02} — напряжения текучести, полученные по кривой упрочнения выдавливаемого материала при значениях логарифмических деформаций $e_1 = 0,2 \div 0,4$ и $e_2 = 1 \div 1,2$. При необходимости величины e_1 и e_2 можно уменьшить, однако следует помнить, что при сильном приближении их значений точность расчета снижается.

Таким образом, высота h_1 является начальной высотой очага пластической деформации в зонах **1** и **2**, соответствующей рабочему ходу $s = 0$. При выдавливании неупрочняющегося материала такая высота будет сохраняться на протяжении всего этапа свободного выдавливания. Однако в ходе свободного выдавливания упрочняющегося материала высота очага пластической деформации будет увеличиваться в соответствии с формулой (121). Это объясняется тем, что, согласно полученным формулам накопленных деформаций, при увеличении высоты h_1 параметр n_1 [см. формулу (16)] и, соответственно, накопленной деформации во всех зонах очага пластической деформации уменьшаются, что приводит и к уменьшению напряжения σ_{s1} текучести в выражении (119).

Аналогичные рассуждения по учету упрочнения можно получить и для зон **3** и **4** [2, рис. 4].

Средняя деформация в зоне **4**

$$e_{i4} = 0,5 \left(e_{iK} - e_{iO} \frac{z_4}{h_2} \right), \quad (123)$$

где e_{iK} и e_{iO} определяем по одному из выражений (102), (105), (108);

накопленная деформация в точке А:

$$e_{iA} = 1,155 \psi_2 n_2 \text{ при } s < s_{CT2}; \quad (124)$$

$$e_{iA} = 1,155 \ln(1 + \psi_2) \text{ при } s \geq s_{CT2}; \quad (125)$$

средняя накопленная деформация в зоне **3**

$$e_{i3} = 0,5 \left[\left(1 - \frac{z_3}{h_2} \right) e_{iA} + e_{i4} \right], \quad (126)$$

где $z_3 = 0$ при $s \geq s_{CT2}$;

средняя накопленная деформация во всей части очага пластической деформации, ограниченной зонами **3** и **4**

$$e_{i3-4} = \frac{e_{i3} c_2 + e_{i4} a_2}{a_2 + c_2}. \quad (127)$$

Найденная формула (127) позволяет для любого рабочего хода s найти по кривой упрочнения выдавливаемого материала или ее аппроксимации среднее для зон **3** и **4** напряжение текучести σ_{s2} .

Высота очага пластической деформации для упрочняющегося материала

$$h_{y2} = h_2 [1 + k_y (1 - 0,2e^{-s} - 0,8e^{-5s})], \quad (128)$$

где h_2 вычисляем по формуле (108) [5].

Поскольку в соответствии с равенством (114) напряжения текучести σ_{s1} и σ_{s2} , которые можно конкретизировать по методике работ [6, 7], входят в формулы, определяющие величину a_1 и формоизменения заготовки (высоты выдавленных стенок), то упрочнение материала будет влиять на эти результаты.

Следовательно, при одинаковом рабочем ходе, равных условиях трения и параметрах инструмента высоты стенок, полученные выдавливанием упрочняющегося материала, в общем случае будут отличаться от высот, полученных выдавливанием при отсутствии упрочнения.

Точность полученных формул будет подтверждена экспериментальными данными, изложенными в последующих статьях.

Таким образом, исследованиями впервые выявлено шесть принципиально разных зон деформированного состояния при плоском выдавливании, которые образуют двенадцать зон в общем случае несоосного расположения пуансона и матрицы. Получены формулы для определения размеров характерных зон и накопленные деформации, а также формулы для учета упрочнения выдавливаемого материала, а также ответы на пятый и седьмой вопросы, сформулированные в работе [8].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

- Воронцов А. Л.** Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Ч. 4. Деформированное состояние заготовки при выдавливании швеллеров. 1. Деформации в области образования стенки // Вестник машиностроения. 2021. № 5. С. 44—49.
- Воронцов А. Л.** Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Ч. 4. Деформированное состояние заготовки при выдавливании швеллеров. 2. Деформации под торцом пуансона // Вестник машиностроения. 2021. № 6. С. 53—57.
- Воронцов А. Л.** Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Ч. 3. Силовые параметры и формоизменение заготовки при выдавливании швеллеров. 1. Кинематическое и напряженное состояния заготовки // Вестник машиностроения. 2021. № 3. С. 65—70.
- Воронцов А. Л.** Теория и расчеты процессов обработки металлов давлением. Т. 1. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2014. 396 с.
- Воронцов А. Л.** Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Ч. 3. Силовые параметры и формоизменение заготовки при выдавливании швеллеров. 2. Определение силы выдавливания, максимального давления на стенку матрицы и высот получающихся стенок с учетом упругой деформации матрицы // Вестник машиностроения. 2021. № 4. С. 63—69.
- Воронцов А. Л.** Методические указания по аппроксимации кривых упрочнения // Производство проката. 2001. № 3. С. 21—25.
- Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Аппроксимация кривых упрочнения металлов // Кузнечно-штамповочное производство. 2002. № 6. С. 16—22.
- Воронцов А. Л.** Исследование штамповки неравнополочных швеллеров. Ч. 2. Состояние теоретических исследований выдавливания швеллеров с неодинаковой толщиной образующих элементов // Вестник машиностроения. 2021. № 2. С. 60—64.

М. В. БОЙКО, канд. техн. наук, А. А. БИЧЕРОВ, Т. Г. БОЙКО, А. А. СЫЧЕВ, канд. техн. наук
(Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону), e-mail: alekc_sap@mail.ru

Образование граничных смазывающих пленок при трении в синтетическом масле, модифицированном производными нафталина¹

Рассматривается влияние присадок производных нафталина на формирование граничных смазывающих слоев при трении в синтетическом масле диоктилсебацинате. Установлено, что активность присадок определяется наличием в их молекулах кислотных групп и способностью образовывать комплексные соединения с металлами.

Ключевые слова: граничная пленка, диоктилсебацинате, производные нафталина, образование комплексов, смазывающие свойства.

The influence of additives of naphthalene derivatives on the formation of boundary lubricating layers during friction in a dioctyl sebacate synthetic oil is considered. It is determined, that the activity of the additives is determined by the presence of acidic groups in their molecules and the ability to form complex compounds with metals.

Keywords: boundary film, dioctyl sebacate, naphthalene derivatives, complex formation, lubricating properties.

Современные исследования разработок новых смазочных материалов сосредоточены на подборе такого их состава, который обеспечит образование граничных слоев, снижающих силы трения между деталями и предотвращающих контакт твердых тел. Наиболее прочно связанные с поверхностью граничные пленки (ГП) смазочных материалов называют "полимерами трения" [1–3]. Их образование определяется как условиями трения, так и составом смазочной среды [4–6]. Отсутствие единых представлений об участии присадок в образовании ГП приводит к тому, что в разных работах эффективность одних и тех же соединений объясняется разными механизмами взаимодействия с поверхностью [7–9]. Так, в работе [7] зафиксировано образование эффективной ГП в результате трибохимических реакций на контактной поверхности. Использовали смазочный материал, полученный при супрамолекулярной самосборке бис(2-этилгексил) сульфосукцината и производных ароматических кислот (салициловой, бензойной, 1-нафталинкарбоновой) путем нековалентного взаимо-

действия в базовом смазочном масле [7]. В то же время в работах [8, 9] эффективность добавок соединений нафталина в смазочные материалы связывают с образованием адсорбированных на поверхности слоев.

Для определения влияния химического строения присадок на формирование ГП при трении в смазочном материале диоктилсебацинате (ДОС) нами изучены производные нафталина. Варьированием заместителей в нафталиновом кольце установили структурные особенности молекул, определяющие их активность в образовании ГП. В качестве базового масла выбрали синтетический сложный эфир диоктилсебацинате. Перспективность применения этого вещества для производства смазочных материалов определяется его хорошими смазывающими свойствами и биоразлагаемостью [6, 10–12].

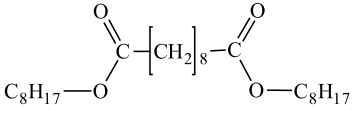
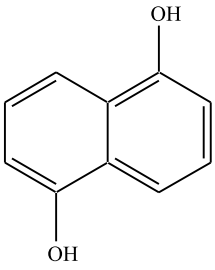
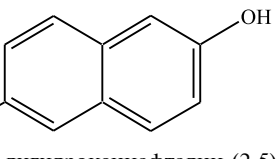
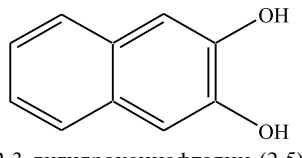
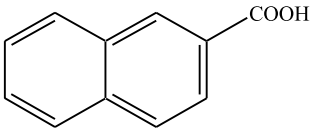
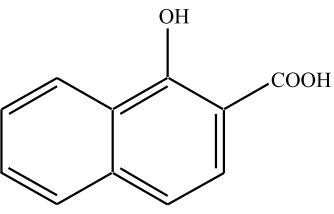
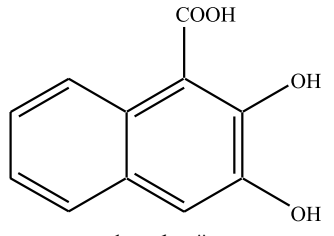
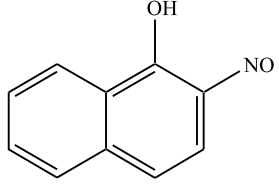
Цель работы — исследовать влияние состава и строения производных нафталина на формирование ГП при трении в среде синтетического масла ДОС. При исследованиях планировали установить влияние особенностей химического строения присадок на их активность в образовании граничных слоев. В качестве смазочного материала использовали синтетическое масло ДОС с чистотой не менее 95 % производства Alfa Aesar (США). В качестве присадок использовали: 1,5-дигидрокси-нафталин; 2,6-дигидрокси-нафталин; 2,3-дигидрокси-нафталин; 2-нафталинкарбоновая кислота; 1-гидрокси-2-нафтойная кислота; 1-гидрокси-2-нитрозо-нафталин (2-нитрозо-β-нафтол); 2,3-дигидрокси-1-нафтойная кислота. Квалификация всех реактивов — не ниже "химически чистый".

Смазочные материалы испытывали на трибометре по схеме "три пальца по стальному диску". Пальцы и диски изготовлены из стали марки 30Х13, шероховатость поверхности $Ra = 0,8 \div 0,9$ мкм. Диаметр каждого пальца — 1 см, расстояние от центра диска до середины дорожки трения — 35 мм. Нагрузку повышали ступенчато на 0,5 МПа каждые 30 мин, скорость скольжения — 0,5 м/с. Расход смазочного материала на одно испытание — 10 г. Фиксировали изменение коэффициента трения. Испытания прекращали при коэффициенте трения, равном 0,1.

Изображения поверхностей трения получали на растровом электронном микроскопе (РЭМ) Zeiss

¹ Исследование выполнено при поддержке гранта Российского научного фонда № 18-19-00292, <https://rscf.ru/project/18-19-00292/>.

Максимальная несущая способность ДОС,
содержащего 0,5 % присадки

Присадка	Формула соединения (P_{max} , МПа)
Без присадки	 <p>ДОС (2,5)</p>
I	 <p>1,5-дигидроксинафталин (2,5)</p>
II	 <p>2,6-дигидроксинафталин (2,5)</p>
III	 <p>2,3-дигидроксинафталин (2,5)</p>
IV	 <p>2-нафталинкарбоновая кислота (2,5)</p>
V	 <p>1-гидрокси-2-нафтойная кислота (7,5)</p>
VI	 <p>2,3-дигидрокси-1-нафтойная кислота (6,0)</p>
VII	 <p>1-гидрокси-2-нитрознафталин (7,5)</p>

EVO-18 MA с датчиками BSD и SE. Ускоряющее напряжение варьировали от 5 до 15 кВ. Перед испытанием излишки масла удаляли с поверхности бензином.

Изменения в структуре молекул смазочного материала при формировании антифрикционной пленки изучали при помощи ИК-Фурье спектроскопии с приставкой НПВО на приборе Nicolet 380.

Трибологические испытания

При исследовании влияния особенностей химического строения молекул присадок на образование ГП в ДОС исходили из того, что чем прочнее образующиеся поверхностные смазывающие слои, тем большая максимальная несущая способность (P_{max}) смазочного материала должна наблюдаться при испытаниях (таблица).

При добавлении в ДОС присадок I–IV трибологические свойства масла не изменялись. Наличие в составе молекул производных нафталина только групп —ОН или —СООН недостаточно для того, чтобы эти вещества участвовали в образовании граничных слоев. Напротив, при добавлении присадок V и VI несущая способность модифицированных масел значительно повышается. Расположенные рядом группы —СООН и —ОН позволяют присадкам V и VI участвовать в реакциях образования комплексов с катионами металлов. Активность веществ V и VI в образовании ГП можно объяснить двумя причинами. Во-первых, взаимодействием присадок с катионами металлов с образованием прочных адсорбционных комплексов, обеспечивающих лучшее смачивание поверхности смазочным материалом, в результате чего повышаются триботехнические свойства масла [13, 14]. Во-вторых, растворением оксидной пленки на поверхности металла в результате кислотных свойств групп —СООН и комплексообразующих свойств расположенных рядом групп —СООН и —ОН. Присадка VI оказалась менее эффективной, чем присадка V, что можно объяснить электронными эффектами в молекулах, зависящими от наличия и взаимного расположения заместителей в нафталиновом кольце. Электронодонорные свойства групп —ОН повышают электронную плотность в сопряженной системе нафталина, что уменьшает кислотные свойства группы —СООН. Повышение несущей способности масла с присадкой VII обусловлено наличием расположенных рядом групп —НО и —ОН, что позволяет молекуле образовывать комплексные соединения с металлами. Электроакцепторные свойства группы —НО влияют на группу —ОН, придавая ей кислотные свойства.

Общим в химическом строении присадок, добавление которых повышает несущие свойства смазочного материала, является то, что они спо-

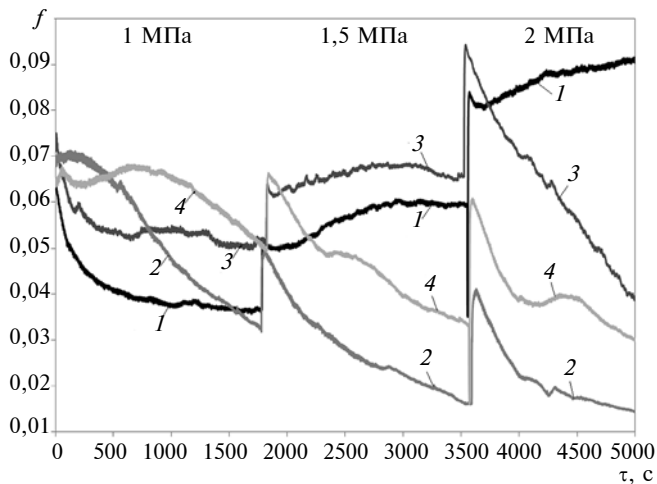


Рис. 1. Трибологические свойства смазочных материалов:
 1 – ДОС; 2 – ДОС + 0,5 % присадки VI; 3 – ДОС + 0,5 % присадки VII; 4 – ДОС + 0,5 % присадки V

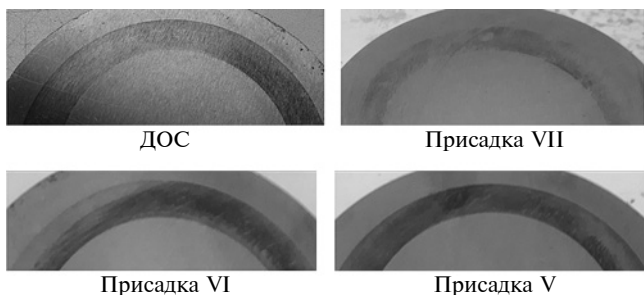


Рис. 2. Поверхности трения, сформированные в среде ДОС с присадками

способны образовывать комплексные соединения с металлами и имеют в своем составе группу с кислотными свойствами.

Сравнение антифрикционных свойств ДОС с присадками V–VII приведено на рис. 1.

Повышение коэффициентов трения по сравнению с исходным маслом наблюдали при испытаниях ДОС с присадками V–VII при нагрузке 1 МПа (см. рис. 1). Как уже отмечалось, соединения V–VII способны химически взаимодействовать с железом. Молекулы ДОС удерживаются на поверхности металла силами физической адсорбции их полярных сложноэфирных групп. Известно, что энергия хемосорбции больше энергии физической адсорбции, поэтому смазывающие слои образуются преимущественно из молекул присадок. Так как молекулы веществ V–VII имеют меньший размер, чем молекулы ДОС, то и сформированные присадками поверхностные слои обладают худшими смазывающими свойствами.

Дальнейшее повышение нагрузки приводит к разрушению граничных слоев, состоящих преимущественно из присадок V–VII, взаимодействию

молекул ДОС с очищенной от оксидной пленки поверхностью металла и формированию смазывающих слоев с лучшими антифрикционными свойствами.

Микроскопия поверхности

При трибологических испытаниях ДОС с присадками V–VII наблюдали образование на поверхностях трения окрашенных пленок (рис. 2).

Сине-фиолетовые оттенки поверхностей трения свидетельствуют об образовании химических соединений между производными нафталина и металлом поверхности трения, что подтверждает образование комплексов между молекулами присадок и железом.

Исследование поверхностей трения методом РЭМ с использованием датчика фазового контраста позволяет четко идентифицировать образование прочно связанных с металлом "полимеров трения" (рис. 3).

ИК-спектроскопия поверхности

Спектры поверхностных пленок, сформированных в исходном и модифицированных маслах, идентичны между собой (рис. 4). Для них характерны полосы поглощения, отвечающие валентным колебаниям связей C–H ($2960, 2929, 2858 \text{ см}^{-1}$); валентным колебаниям связей C=O. (1735 см^{-1}); деформационным колебаниям групп CH_2 и CH_3 ($1463, 1247, 1031, 780, 725 \text{ см}^{-1}$); валентным колебаниям связей C–O сложных эфиров ($1171, 1125 \text{ см}^{-1}$).

Колебания таких групп, как –OH, –COOH, –NO, – C_{10}H_6 , принадлежащих производным нафталина, в спектрах поверхностных пленок не обнаружены. Поэтому механизм влияния производных нафталина на трибологические свойства масел не связан с адсорбцией их молекул на поверхностях

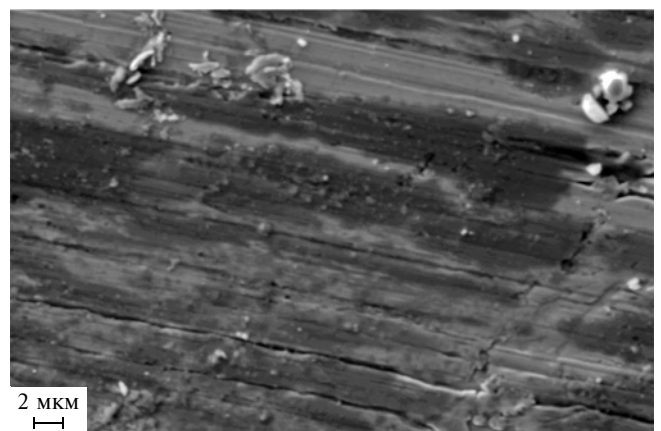


Рис. 3. РЭМ поверхности трения, сформированной в среде ДОС + 0,5 % присадки V

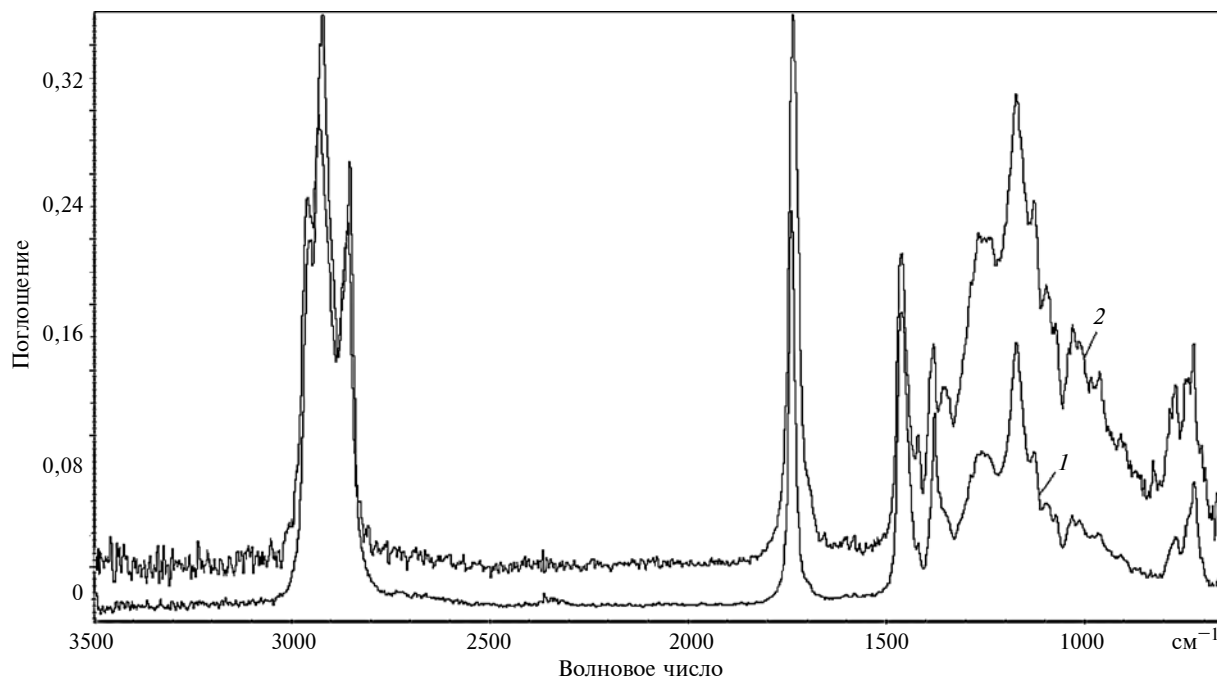


Рис. 4. ИК-спектры поверхностей трения, сформированных в среде ДОС (1) и ДОС + 0,5 % присадки V (2)

трения, а обусловлен растворением поверхностной оксидной пленки.

Выводы

Активность производных нафталина в образовании граничных смазывающих слоев определяется их способностью к образованию комплексов с катионами металлов, а также наличием в составе молекул присадок кислотных групп, способствующих растворению поверхностной оксидной пленки.

Механизм влияния присадок на процессы образования граничных смазывающих слоев в синтетическом масле ДОС заключается в растворении оксидной пленки на поверхности металла.

Библиографические ссылки

1. **Characterization** of films formed at a lubricated cam/tappet contact / N. E. Lindsay, R. O. Carter, P. J. Schmitz, et. al. // *Spectrochim Acta*. 1993. V. 49A. P. 2057.
2. **Briscoe B. J., Thomas P. S., Williams D. R.** Microscopic origins of the interface friction of organic films: the potential of vibrational spectroscopy // *Wear*. 1992. V. 153. P. 263.
3. **Gates R. S., Jewett K. L., Hsu S. M.** A Study on the Nature of Boundary Lubricating Film: Analytical Method Development // *Tribology Transactions*. 1989. V. 32. I. 4. P. 423—430.
4. **Hsu S. M., Gates R. S.** Effect of materials on tribochemical reactions between hydrocarbons and surfaces // *J. Phys. D: Appl. Phys.* 2006. V. 39. P. 3128—3137. <https://doi.org/10.1088/0022-3727/39/15/S02>.
5. **Hsu S. M., Gates R. S.** Boundary lubricating films: formation and lubrication mechanism // *Tribology International*. 2005. V. 38. P. 305—312. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2004.08.021>.

6. **Transformation** mechanism between the frictional interface under dioctyl sebacate lubrication / H. Yu, H. Chen, Z. Zheng, et. al. // *Tribology International*. 2021. V. 155. P. 106745. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106745>.

7. **Physicochemical** and Tribological Performance of Bi-Component Supramolecular Gel Lubricants / J. Zhang, Y. Bai, Q. Yu, et. al. // *Adv. Mater. Interfaces* 2019. V. 6. P. 1801391. <https://doi.org/10.1002/admi.201801391>

8. **Carré D. J., Bertrand P. A., Lince J. R.** Lead naphthenate additive tribochemistry in hydrocarbon oils // *Tribology Series*. 2002. V. 40, P. 147—153. DOI: 10.1016/S0167-8922(02)80016-5.

9. **Facile** Preparation and Tribological Properties of Water-Based Naphthalene Dicarboxylate Ionic Liquid Lubricating Additives / D. Yang, X. Du, W. Li, et. al. // *Tribology Letters*. V. 68. I. 3. 2020, P. 84. DOI: 10.1007/s11249-020-01323-8.

10. **Tribological** behavior of biolubricant base stocks and additives / C.-H. Chan, S. W. Tang, N. K. Mohd, et. al. // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. V. 93. P. 145—157. DOI: 10.1016/j.rser.2018.05.024.

11. **A review** on the chemistry, production, and technological potential of bio-based lubricants / N. A. Zainal, N. W. M. Zulkifli, M. Gulzar, H. H. Masjuki. // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2018. V. 82. P. 80—102. DOI: 10.1016/j.rser.2017.09.004.

12. **Kolesnikov I. V., Lebedinskii K. S., Boiko M. V.** Investigation of the effect of some organic compounds on the formation of an antifricition film in a dioctyl sebacate medium // *MATEC Web of Conferences*. 2018. V. 226. P. 03025. DOI: 10.1051/mateconf/201822603025.

13. **Триботехнические** характеристики химически неактивных поверхностей в смазочных материалах, легированных соединениями холестерина и жирных кислот / В. И. Колесников, А. П. Сычев, И. В. Колесников и др. // *Трение и износ*. 2021. Т. 42. № 1. С. 13—23. DOI: 10.32864/0202-4977-2021-42-1-13-23.

14. **Трибоиндуцированный** эффект экранирующего действия этаноламинов и соединений холестерина при динамическом контакте металлов в пластичных смазках / В. И. Колесников, С. Ф. Ермаков, А. П. Сычев и др. // *Докл. РАН. Физика, технические науки*. 2020. Т. 493. С. 1—5. DOI: 10.31857/S2686740020040082.

С. А. ЗАЙДЕС, д-р техн. наук, ФАМ ВАН АНЬ (Иркутский национальный исследовательский технический университет), e-mail: zsa@istu.edu

Определение внеконтактной деформации материала при орбитальном воздействии индентора

Рассматривается влияние кинематических схем нагружения на формирование упругопластической волны при орбитальном воздействии индентора. Приводится математическая модель упрочнения, определяющая размеры и напряжено-деформированное состояние волны. Определены параметры нагружения, влияющие на размеры волны.

Ключевые слова: кинематическая схема, орбитальное нагружение, деформирующий элемент, упругопластическая деформация, внеконтактная деформация, упругопластическая волна.

The influence of kinematic loading schemes on the formation of an elastoplastic wave under the orbital action of an indenter is considered. A mathematical model of hardening is presented, which determines the size and stress-strain state of the wave. The loading parameters influencing the wave size are determined.

Keywords: kinematic diagram, orbital loading, deforming element, elastoplastic deformation, non-contact deformation, elastoplastic wave.

Любое внешнее воздействие (химическое, тепловое, механическое, радиационное и др.) на материал детали осуществляется через ее поверхность, поэтому большинство деструктивных процессов (усталостных, абразивного износа, коррозии) начинаются в поверхностных слоях [1–3], качество которых формируется в основном на заключительных стадиях механической обработки.

При финишных способах обработки — шлифовании, хонинговании, доводке, обеспечивается необходимая конфигурация деталей с заданной точностью, но не достигается оптимальное качество поверхностного слоя, которое обеспечивает поверхностное пластическое деформирование (ППД) [3]. Обработка деталей ППД — один из основных способов повышения надежности деталей машин. В настоящее время достаточно много разных методов [3, 4], которые классифицируются в соответствии с ГОСТ 18296—72.

При упругопластическом деформировании материал заготовки перемещается не только в направлении движения рабочего инструмента, но и в об-

ратном, выходя из очага деформации в виде наплыва, который называют волной упругопластического течения или сокращенно "волной". Внеконтактная деформация приводит к формированию пластических волн вокруг инструмента. Следовательно, поверхностный слой при обработке ППД формируется в результате пластического течения не только в контактных, но и во внеконтактных зонах очага деформации [5].

Особенности пластического волнообразования при ППД в настоящее время раскрыты недостаточно полно. В то же время форма и размеры волн входят в граничные условия при расчете напряжений и деформаций, возникающих в поверхностном слое. Следовательно, необходимо исследование геометрических аспектов формирования контактных и внеконтактных зон очага деформации [6].

Металл поверхностного слоя детали, попадая под деформирующую часть инструмента, находится в состоянии всестороннего сжатия. Следуя закону наименьшего сопротивления, металл течет из области максимального давления в область минимального давления, т. е. в область, не подвергающуюся действию инструмента. Течение металла в сторону обкатанной поверхности нежелательно, так как при этом увеличивается ее шероховатость и возникает волнистость [6–8].

Наличие волны следует считать отрицательным фактором, так как она увеличивает зону контакта в очаге деформации, повышает трение, уменьшает поступление смазочного материала, снижает усталостную прочность материала, поскольку возникающие в волне растягивающие напряжения способствуют развитию микродефектов (микротрещин). Поэтому в процессе деформационного упрочнения необходимо стремиться к уменьшению размеров волны.

Исследование профиля очага деформации в теории ППД отражено лишь в нескольких известных работах. По-видимому, наиболее ранние наблюдения волны, возникающей при ППД, установили Н. Кониг [9], а затем Н. М. Деньщик [10]. Они отметили зависимость высоты волны от технологических факторов. В настоящее время геометрия уп-

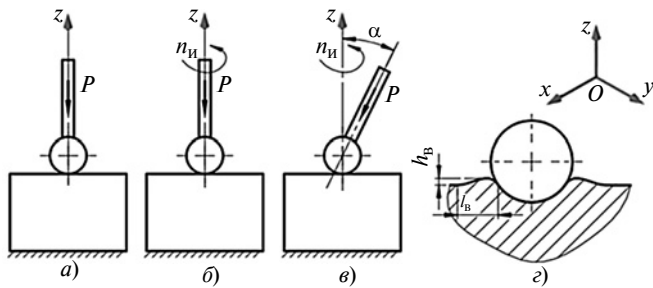


Рис. 1. Схемы нагружения при разных условиях контакта (а–в) и формирования упругопластической волны вокруг индентора (г): а — статическое локальное нагружение; б и в — соответственно локальное и орбитальное нагружения с вращением индентора относительно оси z

ругопластической волны определяется методом конечно-элементного моделирования [11].

Причиной недостаточности исследований упругопластической волны во внеконтактных зонах деформирования являются ее весьма малые геометрические размеры, которые требуют высокоточной измерительной техники. На смену трудоемким экспериментальным исследованиям пришли методы компьютерного моделирования, позволяющие получить достаточно точные результаты, сопоставимые или даже превышающие точность экспериментальных опытов.

Цель данной работы — определение влияния параметров орбитального нагружения на напряженное состояние в области вершины волны и на размеры упругопластической волны внеконтактной деформации.

Рассмотрим упругопластическое деформирование на модели объемного упругопластического тела, в которое внедряется жесткий стержневой индентор (деформирующий элемент) со сферическим наконечником.

Схемы нагружения плоской поверхности объемного тела жестким индентором характеризуют: статическое локальное нагружение (рис. 1, а); нагружение, основанное на вращении рабочего индентора при деформировании (рис. 1, б); орбитальное нагружение при вращении индентора относительно вертикальной оси (рис. 1, в). При этом траектория вращения осевой линии индентора образует в пространстве коническую поверхность с углом α при вершине [12, 13].

При деформировании пластического полупространства форма и размеры контактных и внеконтактных зон очага деформации (ОД), с одной стороны, зависят от параметров нагружения, а с другой, являются свидетелями механических процессов в ОД. К сожалению, в настоящее время в силу чисто математических трудностей не удастся решить задачу ППД с определением границ ОД. Для определения размеров волны в зависимости от условий нагружения при внедрении деформирующего эле-

мента в упругопластический материал использовали программный комплекс ANSYS, предназначенный для решения различных инженерных задач [14, 15].

Особенность упругопластического формоизменения заключается в том, что ОД формируется в некотором значительно меньшем объеме по сравнению с объемом нагруженного тела. В таких случаях, как известно, вводят идеализированную схему полупространства. Типичными задачами с такой расчетной схемой являются задачи о вдавливании индентора, например шара в полупространство [16–18]. Взаимодействие индентора с пластическим полупространством сопровождается образованием вокруг инструмента пластических наплывов — волн (рис. 1, г).

Конечно-элементная модель при расчете в программе ANSYS содержит 59 628 элементов и 13 522 узлов. Сетки образцов образуются гексаэдрическими и тетраэдрическими элементами.

Приняты следующие параметры моделирования: стержневой индентор со сферическим наконечником радиусом $R_{и} = 5$ мм из твердого сплава ВК8; образец — блок размером $15 \times 15 \times 15$ мм из стали 45 ($\sigma_T = 360$ МПа, $\sigma_B = 650$ МПа); глубина внедрения индентора $t = 1$ мм. Тепловые явления не учитывали, приняли коэффициент трения в зоне контакта без вращения $\eta = 0,2$, с вращением — $\eta = 0,1$. Частота вращения рабочего индентора вокруг вертикальной оси в двух последних схемах — $n_{и} = 60$ мин⁻¹, угол наклона индентора $\alpha = 10^\circ$.

Рассмотрим влияние кинематических схем и параметров орбитального нагружения на размеры и напряженное состояние в области волны.

Влияние кинематических схем нагружения

На рис. 2 представлена зона контактной и внеконтактной деформации при орбитальном нагружении стального тела индентором.

При орбитальном нагружении форма волны аналогична форме при статическом локальном нагружении и локальном нагружении с вращением индентора относительно оси z и отличается только длиной l_B и высотой h_B волны. При разных схемах нагружения индентором и условиях контакта с об-

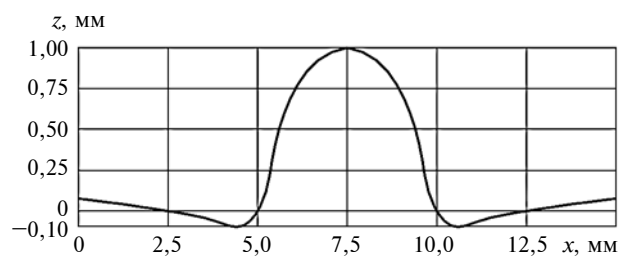


Рис. 2. Геометрия контактной и внеконтактной деформации при орбитальном нагружении ($R_{и} = 5$ мм; $t = 1$ мм, $n_{и} = 60$ мин⁻¹)

рабатываемой поверхностью получили разные размеры волны. При статическом локальном нагружении (см. рис. 1, а) размеры упругопластической волны имеют наименьшие значения ($h_B = 0,012$ мм, $l_B = 2,105$ мм), так как индентор плавно внедряется в поверхностный слой и препятствует росту упругопластической волны. При локальном нагружении с вращением индентора относительно оси z получили $h_B = 0,065$ мм и $l_B = 2,413$ мм (см. рис. 1, б). При орбитальном нагружении по схеме на рис. 1, в индентор образует фронт деформации, который стремится выдавить металл на свободную поверхность, что приводит к увеличению размеров упругопластической волны ($h_B = 0,089$ мм и $l_B = 2,5$ мм).

При нагружении по схеме на рис. 1, а минимальные размеры упругопластической волны определяются выражением

$$h_B = 0,0057l_B.$$

При нагружении по схеме на рис. 1, в максимальные размеры волны определяются выражением

$$h_B = 0,036l_B.$$

Таким образом, при орбитальном воздействии деформирующего элемента образуется упругопластическая волна, почти в 15 раз превышающая высоту волны при статическом нагружении.

Влияние параметров орбитального нагружения

Для определения влияния глубины t внедрения индентора на размеры волны заведомо приняли ее завышенное значение, что в технологических процессах применяется редко. Задачей работы было исследование более широкого диапазона глубин, чтобы выявить закономерности волнообразования. Известная на практике зависимость высоты h_B волны от глубины t внедрения индентора справедлива только для небольших глубин. В данном эксперименте эта величина не превышала 0,6 мм. Далее наблюдается обратная зависимость — с увеличением глубины внедрения индентора высота волны уменьшается (рис. 3, а). Результаты расчетов показали, что существует диапазон глубин внедрения деформирующего элемента, при котором образуется упругопластическая волна с наибольшими размерами (при данных условиях нагружения $t = 0,5 \div 0,7$ мм).

Рассмотрим основной параметр орбитального нагружения — угол α наклона деформирующего элемента к оси z , который оказывает наибольшее влияние на формирование упругопластической волны внеконтактной деформации (рис. 3, б). При постоянной глубине t внедрения с увеличением угла α наклона деформирующего элемента разме-

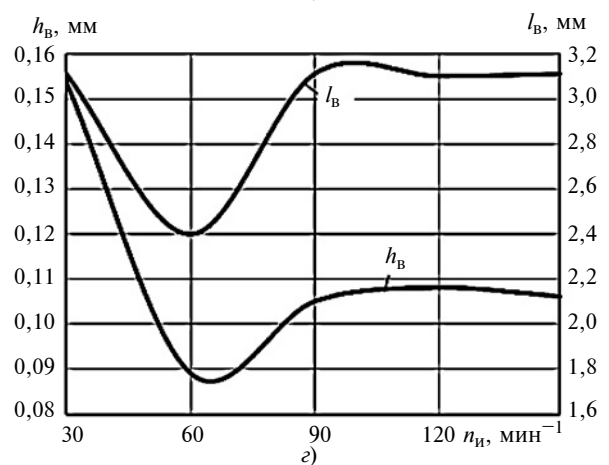
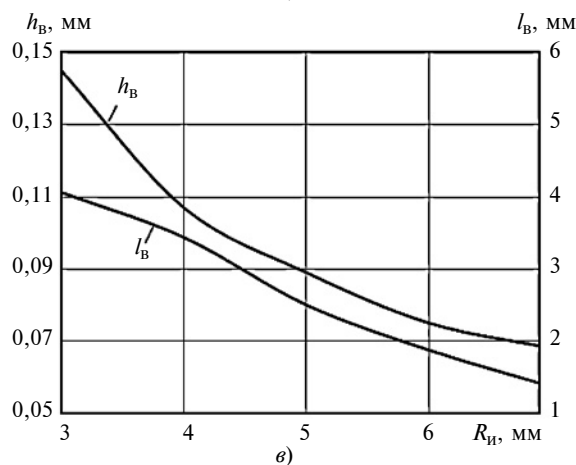
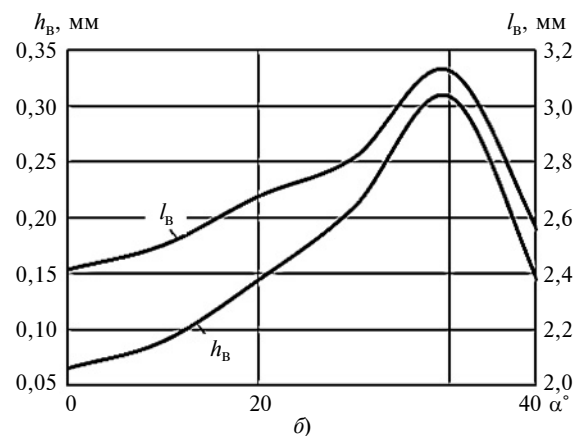
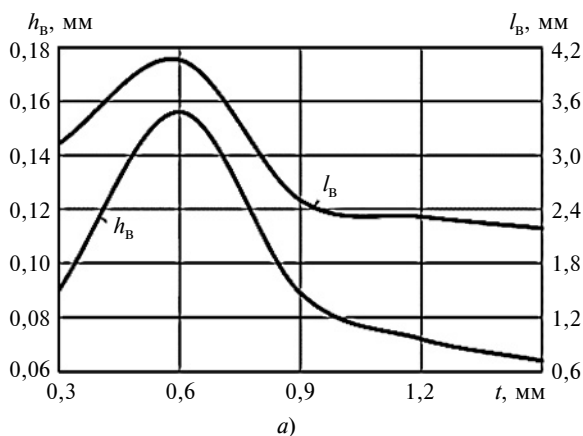


Рис. 3. Зависимости длины l_B и высоты h_B волны от глубины t внедрения (а), угла α наклона (б), радиуса R_n (в) и частоты n_n вращения (з) индентора

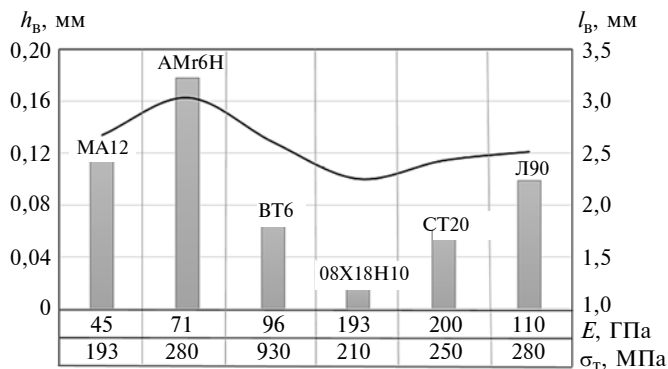


Рис. 4. Зависимости длины l_b (линия) и высоты h_b (столбики) упругопластической волны от физико-механических свойств E и σ_T материала образца

ры волны постепенно увеличиваются и достигают максимальных значений при $\alpha = 38 \div 45^\circ$ от вертикали. При угле $\alpha = 40^\circ$ высота h_b волны в 5–6 раза больше, а длина l_b волны примерно на 30 % больше, чем при угле $\alpha = 0$.

Влияние радиуса $R_{и}$ деформирующего элемента на течение металла при обработке исследовано, например, в работе [19]. Рассмотрим сохраняются ли эти закономерности при орбитальном нагружении. На рис. 3, в показаны зависимости размеров волны от радиуса деформирующего элемента. С увеличением радиуса размеры волны уменьшаются. При радиусе $R_{и} = 7$ мм высота волны в два раза меньше, а длина волны в три раза меньше, чем при радиусе $R_{и} = 3$ мм. Это объясняется тем, что с увеличением радиуса элемента увеличивается площадь контакта. При этом напряжения, сдвигающие фронт металла, снижаются, соответственно, уменьшается высота волны.

На рис. 3, г показаны зависимости размеров волны от частоты $n_{и}$ вращения деформирующего

элемента. Отметим их неоднозначную связь. Размеры волны при частоте вращения $n_{и} = 60 \text{ мин}^{-1}$ достигают минимальных значений. С повышением частоты вращения от 60 до 90 мин^{-1} размеры волны увеличиваются, при $n_{и} > 90 \text{ мин}^{-1}$ они практически не изменяются.

При орбитальном нагружении размеры упругопластической волны зависят не только от глубины внедрения, радиуса наконечника, угла наклона и частоты вращения деформирующего элемента, но и от физико-механических свойств обрабатываемого материала.

На рис. 4 показаны зависимости размеров волны от физико-механических свойств материала образца — предела текучести σ_T и модуля упругости E . Видно, что при постоянной глубине внедрения максимальные размеры волны образуются в образце из алюминиевого сплава МА12, а минимальные — в образце из коррозионно-стойкой стали 08Х18Н10. Исследованы: магниевый сплав МА12, алюминиевый сплав АМг6Р, титановый сплав ВТ6, коррозионно-стойкая сталь 08Х18Н10, конструкционная сталь 20, медный сплав Л90.

При одинаковом пределе текучести $\sigma_T = 280$ МПа (алюминиевый и медный сплавы) с увеличением модуля упругости размеры волны уменьшаются. Это справедливо для магниевого сплава и коррозионно-стойкой стали. С увеличением предела текучести материала наблюдается тенденция к уменьшению высоты и длины волны внеконтактной деформации.

Напряженное состояние в области упругопластической волны

Кроме деформированного состояния, которое определяет геометрические размеры волны, имеет место и напряженное состояние в зоне внеконтакт-

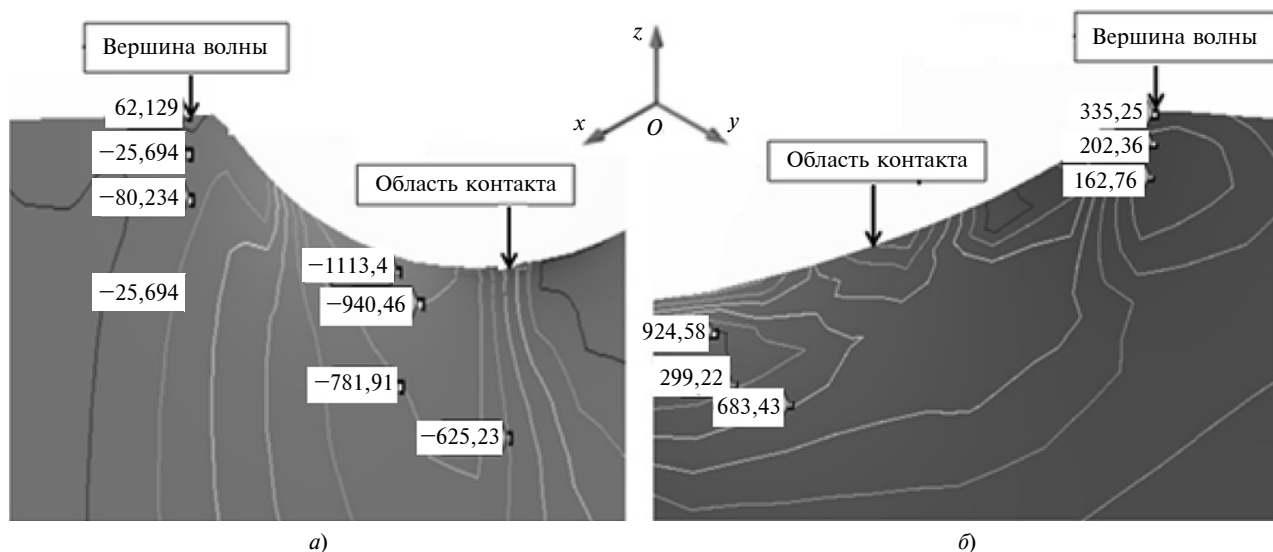


Рис. 5. Распределение временных напряжений σ_v по оси z (а) и интенсивности остаточных напряжений $\sigma_{i\text{ос}}$ (б) в области упругопластической волны

ных деформаций. В работах [20—23] делается предположение о том, что вероятность разрушения поверхностного слоя начинается с вершины волны. Для оценки напряженного состояния в контактных и внеконтактных зонах деформации воспользуемся интенсивностью напряжений σ_i [24], определяемых по формуле:

$$\sigma_i = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y + \sigma_z)^2 + (\sigma_z + \sigma_x)^2},$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ — главные напряжения, соответствующие направлениям осей x, y, z .

Прочность поверхностного слоя при упрочнении обеспечивается, если интенсивность остаточных напряжений в зоне волны не превышает предела прочности σ_B материала.

На рис. 5 представлено распределение временных напряжений σ_B по оси z и интенсивности остаточных напряжений $\sigma_{i\text{ос}}$ в области упругопластической волны. Расчеты подтвердили, что в вершине волны действительно возникают напряжения растяжения (см. рис. 5, *a*). Интенсивность остаточных напряжений в волне составила 335 МПа (см. рис. 5, *б*), что меньше предела прочности материала ($\sigma_B = 650$ МПа). Таким образом, можно утверждать, что при принятых режимах орбитального нагружения поверхностный слой не повреждается.

Возникновение упругопластической волны является следствием тех явлений, которые происходят в зоне контакта инструмента с образцом, определяет историю течения и накопления деформаций в металле. Поэтому, управляя процессом пластического волнообразования, можно управлять качеством обработки.

Выводы

Результаты компьютерного моделирования и расчеты формирования упругопластической волны при разных локальных схемах нагружения показали, что максимальные размеры волны возникают при нагружении по схеме орбитального воздействия деформирующего элемента.

При орбитальном нагружении существуют определенная глубина внедрения и угол наклона деформирующего элемента, при которых размеры волны имеют максимальные значения. С увеличением диаметра деформирующего элемента размеры волны уменьшаются.

Размеры упругопластической волны при орбитальном нагружении зависят от физико-механических свойств материала: с увеличением модуля упругости и предела текучести материала размеры волны уменьшаются.

В вершине упругопластической волны возникают растягивающие напряжения, но их интенсивность не превышает предела прочности материала, что характеризует орбитальное нагружение, как

процесс, исключая образование дефектов в поверхностном слое изделия.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Дощечкина И. В., Семенчук В. Р.** Роль разных способов поверхностной обработки в повышении усталостной прочности изделий // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2018. Вып. 82. С. 44—50.
2. **Балгер М. А.** Упрочнение деталей машин. М.: Машиностроение, 1978. 184 с.
3. **Одинцов Л. Г.** Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформированием: справочник. М.: Машиностроение, 1987. 328 с.
4. **Обработка** деталей поверхностным пластическим деформированием: монография / под ред. С. А. Зайдеса. Иркутск: Изд-во ИРГТУ, 2014. 559 с.
5. **Зайдес С. А., Нго Као Кыонг.** Поверхностное деформирование в стесненных условиях: монография. Иркутск: Изд-во ИРНТУ, 2018. 236 с.
6. **Смелянский В. М.** Механика упрочнения деталей поверхностным пластическим деформированием. М.: Машиностроение, 2002. 300 с.
7. **Жасимов М. М.** Управление качеством деталей при поверхностном пластическом деформировании. Алма-Ата: Наука, 1986. 208 с.
8. **Сердюк О. В.** Моделирование процесса деформирования поверхностного слоя при обкатке цилиндрическим роликом // Обработка материалов давлением. 2012. № 3 (32). С. 15—18.
9. **König H.** Glattwalzen. Stuttgart: Das Industrieblatt, 1954. 220 p.
10. **Деньшик Н. М.** Некоторые вопросы пластического течения металлов при ротационном деформировании // Доклады ТСХА. 1961. Вып. 6. С. 219—231.
11. **Зайдес С. А., Нго Као Кыонг.** Исследование внеконтактных деформаций при локальном нагружении // Вестник науки и образования Северо-Запада России. Калининград: 2015. Т. 1. № 3. С. 6—13.
12. **Зайдес С. А., Бобровский И. Н., Фам Ван Ань.** Влияние кинематики локального деформирования на напряженное состояние поверхностного слоя // Научно-емкие технологии в машиностроении. 2019. № 5 (95). С. 32—38.
13. **Пат. 2019105314** на изобретение. Способ поверхностного пластического деформирования.
14. **Басов К. А.** Ansys: Справочник пользователя. М.: ДМК Пресс, 2005. 640 с.
15. **Бруйка В. А., Фокин В. Г., Кураева Я. В.** Инженерный анализ в ANSYS Workbench. Самара: Самарский ГТУ, 2013. 149 с.
16. **Тимошенко С. П., Гудье Дж.** Теория упругости. М.: Наука, 1979. 560 с.
17. **Аркулис Г. Э., Дорогобод В. Г.** Теория пластичности. М.: Металлургия, 1987. 352 с.
18. **Томсен Э., Янг Ч., Кобаяши Ш.** Механика пластических деформаций при обработке металлов. М.: Машиностроение, 1969. 504 с.
19. **Бломенштейн В. Ю., Смелянский В. М.** Механика технологического наследования на стадиях обработки и эксплуатации деталей машин. М.: Машиностроение, 2007. 399 с.
20. **Зайдес С. А., Нго Као Кыонг.** Новые технологические возможности отделочно-упрочняющей обработки поверхностным пластическим деформированием // Научно-емкие технологии в машиностроении. 2017. № 3 (69). С. 25—30.

А. Е. ТЮЛИН, д-р экон. наук, канд. техн. наук (МИРЭА — Российский технологический университет),
А. А. ЧУРСИН, д-р экон. наук, канд. техн. наук, А. В. ЮДИН, канд. физ.-мат. наук (РУДН),
e-mail: yudinorel@gmail.com

Оценка производственных возможностей предприятия по выпуску радикально новой продукции¹

Предлагается методический подход к оценке производственных возможностей предприятия по выпуску радикально новой продукции. Приведены характеристики продукции, позволяющие отнести ее к этой категории.

Ключевые слова: радикально новая продукция, оценка производственных возможностей, научно-технологический потенциал, компетенции.

A methodological approach to assessing the production capabilities of an enterprise for the manufacture of radically new products is proposed. The characteristics of the products are given, which make it possible to refer them to this category.

Keywords: radically new products, assessment of production capabilities, scientific and technological potential, competencies.

Формальное определение критериев отнесения продукции к радикально новой и выявление особенностей ее разработки, производства и вывода на рынок рассматривается во многих научных исследованиях. Так, Zhao, Hoeffler и Dahl [1] определяют как радикально новую — продукцию, с которой потребители могут взаимодействовать по-новому по сравнению с уже существующей на рынке продукцией. В работе [2] отмечается, что для потребителей радикально новая продукция имеет иные

(иногда не сразу определяемые) преимущества, часто требует обучения потребителей, может создавать финансовые и прочие риски, которые могут значительно изменяться в зависимости от позиционирования продукта. В работе [3] к радикально новым отнесены продукты, полученные в результате соответственно высокого уровня научных работ, значительных затрат на НИОКР, отсутствия мировых аналогов, а также способные сформировать абсолютно новый рынок.

По результатам исследований авторов, представленных в работе [3], установлены основные свойства и характеристики радикально новой продукции:

технические характеристики, существенно превосходящие характеристики имеющейся на рынке продукции конкурентов;

продукт применяется впервые для более эффективного решения существующих задач;

продукт базируется на новых достижениях в области науки и техники (в том числе новых физических принципах);

соответствие ценовых характеристик возможностям покупателя;

способность продукции удовлетворять существующие на данный момент и перспективные потребности покупателей, составляя при этом большую долю на рынке (доминирование на рынке);

способность коренным образом трансформировать устоявшиеся шаблоны потребительского поведения.

Обобщая сказанное, радикально новый продукт можно определить как продукт, имеющий ранее

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований в рамках научного проекта № 19-29-07348.



(Окончание статьи. Начало см. на стр. 81)

21. Махалов М. С. Расчетные модели остаточных напряжений поверхностного слоя после упрочнения способами поверхностного пластического деформирования // Обработка металлов. 2012. № 3. С. 110—115.

22. Тушинский Л. И. Теория и технология упрочнения металлических сплавов. Новосибирск: Наука. Сиб. отд., 1990. 306 с.

23. Смелянский В. М., Калпин Ю. Г., Баринин В. В. Исчерпание запаса пластичности металла в поверхностном слое деталей при обработке обкатыванием // Вестник машиностроения. 1990. № 8. С. 55—61.

24. Самуль В. И. Основы теории упругости и пластичности: Учебное пособие для инженерно-строительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1970. 288 с.

неизвестные или существенно улучшенные свойства или технико-экономические параметры, способный создать рынок сбыта и сформировать собственный сегмент потребителей, а также трансформировать устоявшиеся шаблоны потребительского поведения.

Наши исследования показали [4–6], что возможности организации по созданию радикально нового продукта тесно связаны с уровнем научно-технологического потенциала, определяющего эффективность всех этапов создания, производства и вывода на рынок новой продукции, оказывая максимальное влияние на эти процессы. Научно-технологический потенциал организации складывается из разных составляющих, фактически отражающих объем ресурсного обеспечения организации и уровень ее компетенций. При этом на разных этапах создания продукции определяющими могут быть разные ресурсы и компетенции. В частности, на этапе НИР и ОКР наиболее значимыми являются уровень компетенций инженерно-технического персонала, показатель технической оснащенности труда и др.; на этапе подготовки производства и производства — уровень компетенций производственного персонала, интенсивность использования информационных технологий и др.; на этапе коммерциализации и сбыта — показатель затрат организации на коммерциализацию инновации и др.

Интегральные показатели уровня научно-технологического потенциала организации при реализации НИР и ОКР, подготовки производства и производства, маркетинга и сбыта можно определить на основании системы частных показателей. Оценка r_i каждого из частных показателей научно-технологического потенциала подлежит нормированию в отрезок $[0; 1]$ и определяется по формуле

$$\bar{r}_i = \frac{r_i}{\max r_i},$$

где $\max r_i$ — максимально достижимый частный показатель.

Интегральный показатель уровня научно-технологического потенциала для реализации каждого из этапов создания радикально новой продукции можно получить на основании системы частных показателей по формуле

$$P = \sum_{i=1}^N w_i \bar{r}_i,$$

где \bar{r}_i — значения частных показателей научно-технологического потенциала; w_i — весовые коэффициенты, дающие в сумме единицу.

Такой подход позволяет получить три интегральных коэффициента для уровня научно-технологического потенциала:

$P_{\text{ОКР}}$ — осуществление НИР и ОКР по созданию радикально новой продукции;

$P_{\text{пр}}$ — подготовка производства и производство радикально новой продукции;

$P_{\text{сб}}$ — реализация маркетинга и сбыта радикально новой продукции.

При этом близкие к единице значения интегральных показателей показывают возможность создания организацией радикально новой продукции с определенными техническими характеристиками. Однако, как было сказано, цена созданной радикально новой продукции должна быть, с одной стороны, доступна для потенциального потребителя, с другой — окупать затраты на ее разработку и производство, т. е. обеспечить достижение безубыточности в течение приемлемого для производителя периода.

В зависимости от определения уровня научно-технологического потенциала возможны два сценария развития дальнейшей деятельности:

первый — достаточный научно-технический потенциал. Значит предприятие, используя определенные экономические инструменты и механизмы, может обеспечить производственный и управленческий процессы создания радикальных свойств и характеристик новой продукции;

второй — недостаточный научно-технологический потенциал. Это определяет для предприятия задачу наращивания научно-технологического потенциала, которую можно решить применением широкого спектра экономических инструментов, позволяющих провести оценку и анализ деятельности по развитию потенциала организации. Все мероприятия в рамках этого сценария должны быть направлены на наращивание показателей, характеризующих перечисленные выше компоненты научно-технологического потенциала. Для производства радикально новой продукции, характеристики которой отвечают приведенным выше критериям, необходимо наращивать потенциал до уровня, позволяющего достичь этих технических характеристик при приемлемых цене и эффективности использования ресурсов.

Для определения эффективности использования ресурсов при создании радикально новой продукции используется показатель $E(P)$, характеризующий величину необходимых ресурсов, затраченных на получение 1 рубля прибыли от реализации продукции на рынке. Показатель определяется по формуле

$$E(P) = \left(\frac{Z_{\text{ОКР}}}{D} + \frac{Z_{\text{пр}}}{D} + \frac{Z_{\text{сб}}}{D} \right) \frac{D}{V},$$

где $Z_{\text{ОКР}}$ — затраты на проведение НИР и ОКР; $Z_{\text{пр}}$ — затраты на подготовку производства и производство; $Z_{\text{сб}}$ — затраты на маркетинг и сбыт; D —

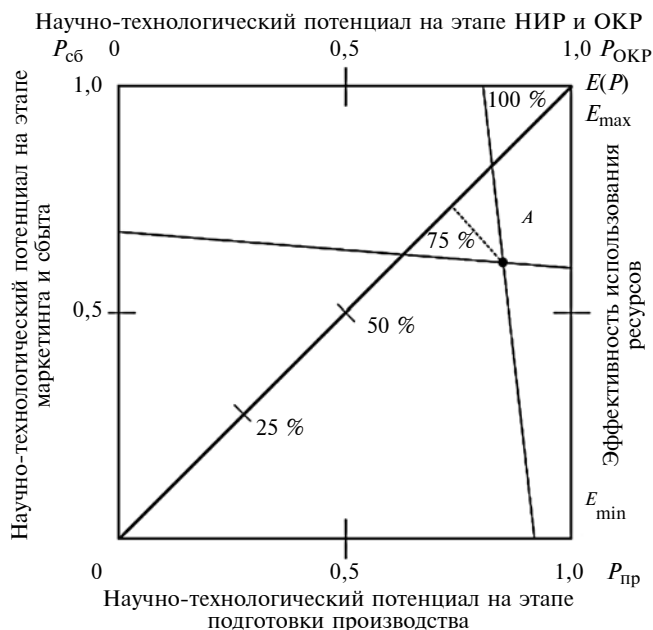


Схема геометрического метода определения показателя Q способности организации создать радикально новый продукт

ожидаемый доход от реализации радикально новой продукции на рынке; V — ожидаемая чистая прибыль.

Полученная модель определения эффективности затрат на создание и вывод на рынок радикально новой продукции позволяет оценить эффективность использования каждой из составляющих научно-технологического потенциала методами факторного анализа. Модель позволяет также определить "идеальное" значение показателя эффективности затрат, соответствующее прогнозу продаж радикально новой продукции с заданными характеристиками, и по цене, которую готов заплатить потребитель этой продукции, а также сроки достижения безубыточности.

Полученная система интегральных показателей $P_{ОКР}$, $P_{пр}$, $P_{сб}$, $E(P)$ отражает, с одной стороны, способность организации реализовать каждый из этапов создания радикально новой продукции (НИР и ОКР, подготовку производства и производство, маркетинг и сбыт), с другой — эффективность затрат на реализацию этих этапов и повышение при необходимости уровня научно-технологического потенциала и компетенций до достаточного уровня.

На основании предложенной системы интегральных показателей можно получить единую оценку Q способности организации создать радикально новый продукт с приемлемой для потребителя ценой.

Расчет агрегированного показателя Q предполагает сравнение и оценку разных интегральных показателей. В связи с этим для решения данной проблемы целесообразно использовать геометри-

ческий метод, позволяющий определить совместную интегральную оценку по нескольким показателям (рисунок).

На рисунке для примера приведена схема использования геометрического метода и алгоритм определения показателя Q . На соответствующих шкалах измерений (стороны квадрата) фиксируются значения интегральных показателей $P_{ОКР}$, $P_{пр}$, $P_{сб}$, $E(P)$ в определенный момент времени. Значения показателей на противоположных сторонах квадрата соединяются прямыми линиями, точка A пересечения которых характеризует совокупную способность организации производить радикально новый продукт. Построив диагональ с градацией от 0 до 100 % и опустив перпендикуляр из точки A пересечения на эту шкалу, получим процентную оценку (от 0 до 100 %) способности организации создать радикально новый продукт на текущий момент времени.

Рост способности организации создать радикально новый продукт связан с повышением ее научно-технологического потенциала и компетенций, в частности, совершенствованием и оптимизацией производства, созданием новых технологий, повышением производительности труда в результате цифровизации и автоматизации, внедрением интеллектуальных систем управления организацией как большой организационно-экономической системой [9, 10]. Внедрение этих систем открывает для организации возможности на основе количественных оценок уровня научно-технологического потенциала осуществлять поддержку и мониторинг принятия управленческих решений по формированию научно-технологического потенциала, определяющего способность организации произвести радикально новый продукт.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Zhao M., Hoeffler S., Dahl D. W. The Role of Imagination-Focused Visualization on New Product Evaluation // Journal of Marketing Research. 2009. N. 46 (1). P. 46–55.
2. Hoeffler S. Conceptualizing Newness and Positioning Really New Products // Advances in Consumer Research. 2002. 29 (1). P. 267.
3. Creation and commercialization of radically new products / A. E. Tyulin, A. A. Chursin, M. A. Elerdova, A. V. Yudin // Kreativnaya ekonomika. 2020. N. 14 (7). P. 1257–1278. (in Russian).
4. Tyulin A., Chursin A. The New Economy of the Product Life Cycle: Innovation and Design in the Digital Era. Springer Cham, 2020. 400 p.
5. Chursin A. A., Grosheva P. Yu., Yudin A. V. Fundamentals of the economic growth of engineering enterprises in the face of challenges of the XXI century // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. 862 (4) — № 042049.
6. Korneenko V. P., Chursin A. A., Yudin A. V. Project-Management System for Optimizing Product Costs // Russian Engineering Research. 2021. N. 41 (1). P. 4952.