ВЕСТНИК машиностроения

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

3

2019

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 19 апреля 2002 г. за ПИ № 77-12421 в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций
Учредитель: А.И. Савкин

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.И. САВКИН

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), **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

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Албагачиев А. Ю., Раков Д. Л. — Морфологический подход к автоматизации создания технических систем на этапе технического предложения 3

Колесников В. И., Озябкин А. Л., Воропаев А. И., Вермель В. Д., Леонтьев А. Е. — Диагностика диссипативных характеристик демпферов 7

Захаров М. Н., Любченко М. А., Магнитский И. В. — Проектирование резьбового образца для высокотемпературных механических испытаний углерод-углеродных композиционных материалов 14

Окунев А. П., Боровков А. И., Карев А. С., Лебедев Д. О., Кубышкин В. И., Никулина С. П., Киселев А. А. — Виртуальное моделирование тягово-динамических показателей сельскохозяйственной техники 19

Лустенков М. Е., Лустенкова Е. С. — Оценка кинематических возможностей и КПД сферической и роликовой передач 25

Лагунова Е. О. — Разработка расчетной модели радиального подшипника с учетом зависимости вязкости смазочного материала от давления и температуры 29

Пантюхова К. Н., Путинцев В. Ю., Путинцева А. Р. — Исследование прочности волнистого соединения составной холодновысадочной матрицы 34

Ерохин М. Н., Леонов О. А., Катаев Ю. В., Мельников О. М. — Методика расчета натяга для соединений резиновых армированных манжет с валами по критерию начала утечек 41

Болдырев Ю. Я., Алешин М. В., Давыдов И. С., Сундуков М. Ю. — Повышение аэродинамической эффективности малоразмерного центробежного компрессора 45

Сыркин В. В., Галуза Ю. Ф., Трейер В. А., Абрамова И. А. — Расчет предохранительного клапана прямого действия с эластичным запорно-регулирующим элементом 50

Добрецов Р. Ю., Поршнев Г. П., Войнаш С. А. — Устойчивость движения сочлененной гусеничной машины 53

Бакланов А. В., Вахитов А. Р. — Влияние конструкции форсунки на основные характеристики отсека камеры сгорания газотурбинного двигателя 57

ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Воронцов А. Л. — Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Часть 1. Постановка задачи 61

Братковский Е. В., Шаповалов А. Н., Дема Р. Р. — Повышение ударно-абразивной стойкости сталей 64

Волков С. С., Розанов Д. С., Королев С. А. — Обработка сварных соединений ультразвуковыми колебаниями 68

Анциборов А. Н., Климов А. С., Климов В. С., Кудинов А. К. — Способы измерения активного и реактивного сопротивлений сварочного контура контактных машин 71

Козлов Г. В., Долбин И. В. — Перспективы создания ультравысокомодульных полимерных нанокомпозитов для машиностроения 77

Каблов В. Ф., Кейбал Н. А., Кочетков В. Г., Мотченко А. О. — Эластомерные огнетеплозащитные материалы, содержащие углеродные микроволокна 79

Чижиков В. И., Курнасов Е. В. — Тактильная идентификация поверхности предмета с использованием метода нечеткого управления 82

CONTENTS

DESIGN, CALCULATION, TESTS AND RELIABILITY OF MACHINES

Albagachiev A. Yu., Rakov D. L. — Morphological approach to automating of the creation of technical systems at the technical proposal stage

Kolesnikov V. I., Ozyabkin A. L., Voropaev A. I., Vermel' V. D., Leont'ev A. E. — Diagnosis of dissipative characteristics of dampers

Zakharov M. N., Lyubchenko M. A., Magnitskiy I. V. — Designing a threaded specimen for high-temperature mechanical testing of carbon-carbon composite materials

Okunev A. P., Borovkov A. I., Karev A. S., Lebedev D. O., Kubyshkin V. I., Nikulina S. P., Kiselev A. A. — Virtual modeling of traction-dynamic indicators of agricultural machinery

Lustenkov M. E., Lustenkova E. S. — Evaluation of kinematic capabilities and efficiency of spherical and roller gears

Lagunova E. O. — Development of a design model for a radial bearing taking into account the dependence of lubricant viscosity on pressure and temperature

Pantyukhova K. N., Putintsev V. Yu., Putintseva A. R. — Research of strength of a wavy connection of a composite cold-setting matrix

Erokhin M. N., Leonov O. A., Kataev Yu. V., Mel'nikov O. M. — Method of calculating the interference for joints of rubber reinforced cups with shafts by the criterion of the onset of leaks

Boldyrev Yu. Ya., Aleshin M. V., Davydov I. S., Sundukov M. Yu. — Improving the aerodynamic effectiveness of a small-sized centrifugal compressor

Syrkin V. V., Galuza Yu. F., Treyer V. A., Abramova I. A. — Analysis of a direct-acting safety valve with an elastic shut-off and control element

Dobretsov R. Yu., Porshnev G. P., Voynash S. A. — Stability of movement of an articulated tracked vehicle

Baklanov A. V., Vakhitov A. R. — Influence of the nozzle design on the main characteristics of a combustion chamber of a gas turbine engine

MANUFACTURING ENGINEERING

Vorontsov A. L. — Production of large disks by plastic deformation from cylindrical blanks. Part 1. Problem statement

Bratkovskiy E. V., Shapovalov A. N., Dema R. R. — Increasing the shock-abrasive resistance of steels

Volkov S. S., Rozanov D. S., Korolev S. A. — Treatment of welded joints by ultrasonic vibrations

Antsiborov A. N., Klimov A. S., Klimov V. S., Kudinov A. K. — Methods for measuring the active and reactive resistances of the welding circuit of contact machines

Kozlov G. V., Dolbin I. V. — Prospects for the creation of ultrahigh-modulus polymer nanocomposites for mechanical engineering

Kablov V. F., Keybal N. A., Kochetkov V. G., Motchenko A. O. — Elastomeric fire-and heat-protective materials containing carbon microfibers

Chizhikov V. I., Kurnasov E. V. — Tactile identification of object surface using fuzzy control method

Технический редактор *Т. А. Шацкая*
Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 28.12.2018. Подписано в печать 18.02.2019.
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.

© ООО «Издательство "Инновационное машиностроение"», "Вестник машиностроения", 2019

КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 338

А. Ю. АЛБАГАЧИЕВ, д-р техн. наук, Д. Л. РАКОВ, канд. техн. наук (ИМАШ им. А. А. Благонравова РАН),
e-mail: albagachiev@yandex.ru

Морфологический подход к автоматизации создания технических систем на этапе технического предложения

Рассматривается применение дискурсивных и интуитивных методов при создании технических систем на этапе технического предложения, одним из которых является расширенный морфологический подход. Он позволяет уточнить и упорядочить структуризацию решаемой задачи, повышает обоснованность решения и расширяет множество вариантов, из которых делается выбор, что повышает качество разрабатываемых систем.

Ключевые слова: техническая система, решения, автоматизированная система поддержки, морфологическая подход, матрица.

The application of discursive and intuitive methods in creating of technical systems at the technical proposal stage, one of which is an expanded morphological approach, is being considered. It allows to clarify and regulate the structuring of the problem being solved, increases the validity of the solution and expands the many options from which choice is made, which improves the quality of the systems being developed.

Keywords: technical system, solutions, automated support system, morphological approach, matrix.

Высокая конкуренция на мировом рынке обусловливает быстрое моральное старение технических изделий, поэтому возникает необходимость в принятии быстрых технических решений (ТР) при создании технических систем (ТС) с применением новейших научно-технических достижений. Для этих целей при проектировании целесообразно применять системный анализ и синтез.

Проектирование ТС включает в себя две основные задачи: выбор структуры (структурный синтез) и выбор параметров данной структуры (параметрическая оптимизация) [1]. Методы решения этих двух задач имеют существенные отличия. Параметрический синтез, как правило, сводят к поиску решений, удовлетворяющих метрическим критериям, что делает их формально разрешимыми. Задачу структурного синтеза нельзя отнести к классу формально разрешимых задач. Результатом структурного синтеза должен быть выбор рациональной структуры, и при формировании описания задачи приходится учитывать неопределенные структурные связи, неметрические признаки элементов структуры, качественные критерии. Задачи структурного синтеза составляют творческую деятельность инженера. Синтез структуры с разной степенью детализации можно осуществлять на разных этапах проектирования, но наибольший эффект обеспечивает начальный этап — техническое предложение, так как именно на этом этапе можно внести наибольшее число корректирующих решений. При этом еще мало использовано материальных ресурсов и не так много информации о свойствах будущей системы.

На рис. 1 представлены графики изменения относительных объемов информации об изделии ($V_и$), возможных корректирующих решений ($V_{к.р}$) и материальных затрат ($V_з$) за время создания изделия.

Начальный поиск решений очень важен, так как можно проанализировать множество вариантов и пока не реализованы решения, требующие значи-

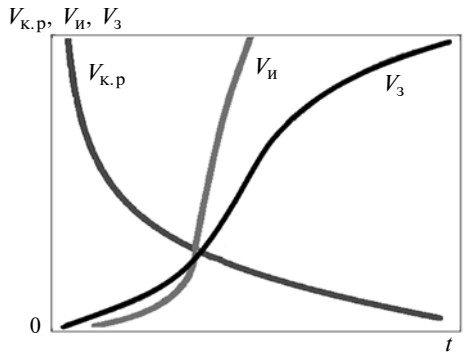


Рис. 1. Зависимости изменения объема $V_{к.р}$ возможных корректирующих решений, объема $V_и$ информации о разрабатываемом изделии и объема $V_з$ материальных затрат за время t его создания

тельных затрат, внести любые корректирующие изменения.

Техническое предложение разрабатывают в соответствии с техническим заданием с целью технического и экономического обоснования целесообразности данной разработки на основании анализа вариантов возможных решений и сравнительной оценки с уже существующими аналогами, а также для выявления дополнительных требований к изделию (технических показателей, показателей качества и др.), которые не указаны в техническом задании. При этом важными характеристиками ТС являются такие его показатели, как надежность, экономичность и технологичность. Последний показатель включает в себя ориентировочные трудоемкость изготовления и материалоемкость, степени стандартизации и унификации используемых составляющих. При этом необходимо учитывать эксплуатационные особенности разрабатываемой ТС, тенденции и перспективы на мировом рынке в данной области [3].

Большое число факторов, определяющих конечный результат при создании ТС, а также стремление оптимизировать все его параметры и показатели обусловили появление нового направления в программном обеспечении — компьютерную поддержку разработок (Computer Aided Innovation — CAI), объединяющую различные междисциплинарные исследования в сфере технических разработок с целью повышения эффективности создания нового продукта (New Product Development — NPD) [4].

Все методы постановки и решения задач синтеза можно разбить на два класса: интуитивные (трансформационные) и дискурсивные (алгоритмические, морфологические). Интуитивные подходы базируются на использовании творческих возможностей разработчиков. Однако в процессе синтеза могут возникать неожиданные обстоятельства, обусловленные особенностями деятельности человека. Разработчики имеют склонность использовать регулярные подходы, основанные на упорядоченных, хорошо просматриваемых и понятных для них действиях. Оригинальные же пути решения, как правило, не относят к регулярным методам. Регулярность проявляется или в придании структурам наглядных правильных черт — симметричности, иерархичности, повторяемости, периодичности, или в получении самой структуры по определенной аналогии. А это может привести к выработке шаблона, что повлияет на качество результатов.

Многие исследователи отмечают опасность в использовании чисто человеческих подходов при решении структурных задач. Замечено, что начальный структурный контур является определяющим в проектировании [5]. Первоначальная форма или

Рис. 2. Процентное соотношение предприятий, использующих разные методы поиска ТР и частотность их применения

общая структура проектируемого объекта влияет (и часто неправомерно) на конечную форму объекта. Это связано с особенностью мышления человека при принятии решений. Даже если первоначальная структура безнадежно ошибочна, вероятность того, что именно она будет использована в качестве модели при дальнейшем развитии проекта, очень велика. Однако полная автоматизация трансформационных методов принципиально невозможна.

Дискурсивные методы лишены данных недостатков. К данным методам относятся и морфологические методы, которые базируются на комбинаторном подходе. Процедура морфологического анализа позволяет целенаправленно и планомерно закладывать в морфологические множества огромное число технических решений, а на этапе синтеза генерировать морфологическое множество решений — описания потенциально возможных решений данной задачи [6, 7].

По частоте использования морфологические методы занимают первое место среди дискурсивных подходов. Так, согласно статистике, собранной немецкими исследователями, число всех предприятий, использующих данный метод, составляет более 40 %, регулярно используют данные методы более 20 % [8] (рис. 2). Общество немецких инженеров разработало два свода правил: VDI 2221 «Методы создания и конструирования систем и продуктов» и VDI 2222 «Методы конструирования: методическое развитие технических принципов», в которых рекомендуется использование морфологических подходов для поиска новых технических решений.

К недостаткам морфологических подходов относят сложность выбора оптимальных решений из всех сгенерированных вариантов, так как морфологическое множество может достигать сотен тысяч и более возможных вариантов.

Для устранения недостатков морфологических методов был разработан прогрессивный морфоло-

гический подход на основании многокритериального кластерного анализа и теории множеств, который реализуется следующим образом [9, 10].

В исследуемой ТС выделяют функциональные или конструктивные признаки. В зависимости от вида задачи из множества основных признаков эксперты выбирают наиболее существенные. Для каждого признака формируют возможные варианты его исполнения — альтернативы.

После декомпозиции и анализа исследуемых систем формируют морфологическую матрицу (ММ):

Признак	Альтернативы				
	P^1	P^2	P^3	...	P^k
P_1	P_1^1	P_1^2	P_1^3		P_1^k
P_2	P_2^1	P_2^2	P_2^3		P_2^k
P_3	P_3^1	P_3^2	P_3^3		P_3^k
⋮					
P_n	P_n^1	P_n^2	P_n^3		P_n^k

Все варианты ТР из матрицы образуют морфологическое множество решений (ММР), в которое входят уже известные варианты, новые и нереализуемые ТР.

Для сокращения множества возможных решений генерируется матрица несовместимых сочетаний альтернатив, что позволяет построить допустимое множество решений. Каждый вариант, содержащийся в ММ, оценивают в баллах в зависимости от набора альтернатив и критериев. Далее осуществляют генерацию вариантов, их оценку и первоначальный отбор (рис. 3). Варианты анализируют на сходство, которое определяется расстоянием Хэмминга (мера различия объектов одинаковой размерности).

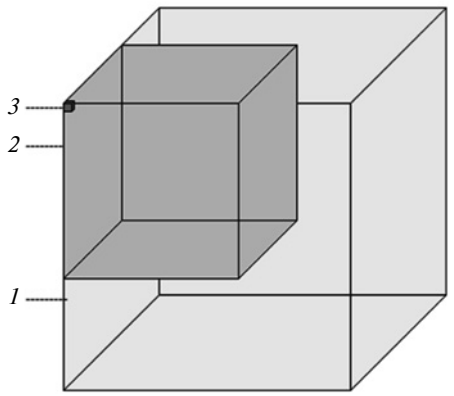


Рис. 3. Соотношения множеств вариантов: морфологических (*1*), сгенерированных (*2*) и отобранных для дальнейшей кластеризации (*3*)

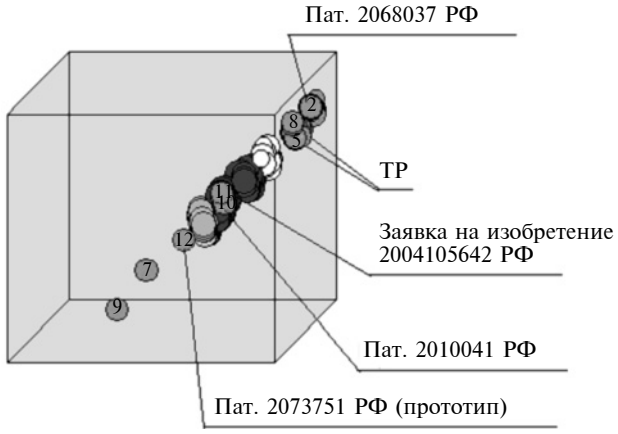


Рис. 4. ММР по установкам для микродугового оксидирования

Область исследования сужают к нескольким кластерам, которые в дальнейшем также исследуются. Для повышения информативности при выборе генерируются конвергентные варианты, т. е. варианты, имеющие максимальную оценку по каждому критерию, и лучший или идеальный вариант, т. е. решение, имеющее максимальную оценку. Для сопоставления вариантов строят морфологическое пространство решений, в котором положение вариантов определяют присущие им свойства.

Сопоставлением определяют наилучшие варианты, из которых составляют итоговую таблицу, где после всех выборок остается набор приемлемых ТР, в которых кроме состава и функций описываются связи (эффективные, энергетические и т. д.). Для их установления в созданных решениях используют процедуру переноса из расположенных рядом (по классификационному полю, по мере сходства или по альтернативам) систем соответствующих структур. На выходе создаются структурные схемы (так называемые белые ящики), состоящие из моделей состава и структуры.

Предложенный подход уже используется для синтеза ТС в машиностроении и аэрокосмической отрасли [11]. Так, морфологический подход использовали для анализа и оценки технологий и оборудования при изготовлении заготовок длинномерных полых валов газотурбинных двигателей из жаропрочных никелевых и титановых сплавов [12].

На рис. 4 представлен ММР при синтезе технологий для микродугового оксидирования для получения керамических покрытий на вентильных элементах из металлов и сплавов [13].

Перспективные ТР для финишной обработки лопаток газотурбинных двигателей, полученные с применением морфологического подхода, показаны на рис. 5.

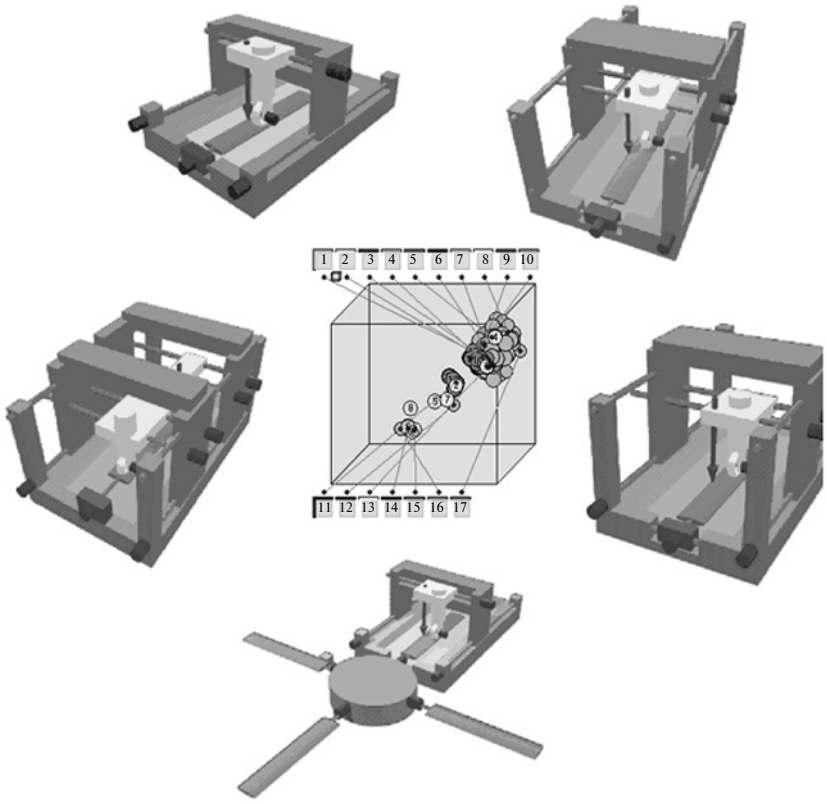


Рис. 5. ММР и ТР по оборудованию для финишной обработки лопаток газотурбинных двигателей

Достоинства морфологического подхода при создании ТС:

удобное средство для упорядочения информации, используемое для многоаспектной организации информационных массивов в информационно-поисковых системах;

эффективный инструмент прогнозирования развития ТС;

возможность использования в сочетании с разными интуитивными методами: мозговым штурмом, синектикой, ТРИЗом, методом фокальных объектов, обобщенным эвристическим методом, функционально-стоимостным анализом, функциональным конструированием и т. д. Это обеспечивает увеличение числа разнообразных вариантов ТР, позволяет упорядоченно исследовать объекты, получать систематический обзор всех возможных решений в пределах поля поиска;

позволяет выявлять множество потенциальных технических решений, которые ранее не рассматривались.

Данный подход снижает технологические риски и позволяет повысить качество ТС.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Вермишев Ю. Х.** Методы автоматического поиска решений при проектировании сложных технических систем. М.: Радио и связь, 1982. 152 с.

2. **Осин М. И.** Методы автоматизированного проектирования летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1984. 51 с.

3. **ГОСТ 2.118—2013.** ЕСКД. Техническое предложение. М.: Издательство стандартов. 5 с.

4. **Kohn S., Hüsig S.** Open CAI 2.0. Computer Aided Innovation in the era of open innovation and Web 2.0 // Computers in Industry. 2011. P. 407—413.

5. **Бусленко Н. П.** Моделирование сложных систем. М.: Наука, 1978. 400 с.

6. **Zwicky F.** Entdecken, Erfinden, Forschen im morphologischen Weltbild. München, Zürich: Droemer/Knaur, 1971. 206 p.

7. **Zwicky F.** Discovery, Invention, Research through the Morphological Approach. New York: McMillan, 1969. 276 p.

8. **Промышленный** дизайн и применение принципов универсальности при проектировании технических изделий / А. Ю. Албагачиев, И. Ю. Мамедова, М. Л. Соколова, Н. Е. Мильчакова // Вестник машиностроения. 2017. № 11. С. 84—86.

9. **Smerlinski M., Stephan M., Gundlach C.** Innovationsmanagement in hessischen Unternehmen. Eine empirische Untersuchung zur Praxis in klein- und mittelständischen Unternehmen // Discussion Paper on Strategy and Innovation. Marburg. 2009. ISSN 1864—2039.

10. **Klimenko B., Rakov D.** Analysis and Synthesis of Innovative Engineering Solutions and Technologies Based on Advanced Morphological Approach // Advances in Intelligent Systems and Computing. Vol. 658. P. 274—283. DOI: 10.1007/978-3-319-67349-3_26.

11. **Comprehensive** Approach to the Structural Synthesis and Evaluation of Engineering Solutions in the Design of Transportation and Technological Systems / A. Bardenhagen, L. V. Gavrilina, B. M. Klimenko an. et. // Machinery manufacture and reliability. 2017. N. 46. P. 453—462. DOI: 10.3103/S105261881705003X.

12. **Rakov D., Sinev A.** The Structural Analysis of New Technical Systems Based on a Morphological Approach under Uncertainty Conditions // Machinery Manufacture and Reliability. Allerton Press. In. 2015. Vol. 44. N. 7. P. 74—81.

13. **Раков Д. Л., Сухоруков Р. Ю., Гаврилина Л. В.** Анализ и оценка технологий и оборудования для изготовления заготовок длинномерных полых валов газотурбинных двигателей из жаропрочных сплавов на базе морфологического подхода // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2015. № 4. С. 136—143.

14. **Раков Д. Л., Сухоруков Р. Ю., Гаврилина Л. В.** Анализ и выбор технологических процессов и систем управления для эффективного синтеза микродуговых покрытий // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2017. № 1. С. 75—80.

УДК 62-752.2:621.893:681.5.015.8+06

В. И. КОЛЕСНИКОВ, академик РАН, д-р техн. наук, А. Л. ОЗЯБКИН, д-р техн. наук, А. И. ВОРОПАЕВ (Ростовский государственный университет путей сообщения), В. Д. ВЕРМЕЛЬ, д-р техн. наук, А. Е. ЛЕОНТЬЕВ (Центральный аэрогидродинамический институт им. Н. Е. Жуковского), e-mail: ozyabkin@mail.ru

Диагностика диссипативных характеристик демпферов

Для демпфера определены силы фрикционного взаимодействия, нормального воздействия и тангенциального смещения. Методом трибоспектральной идентификации процессов трения в частотной и временной областях определены допускаемые и рекомендованные значения коэффициента демпфирования колец вращательных пар трения.

Ключевые слова: демпфер, вращательная пара трения, частотная и временная характеристики, упруго-инерционная и диссипативная характеристики.

For the damper, the forces of friction interaction, normal action and tangential displacement are determined. The allowable and the recommended values of the damping coefficient of the rings of rotational friction pairs are determined by the method of tribospectral identification of friction processes in the frequency and time domains.

Keywords: damper, rotational friction pair, frequency and time characteristics, elastic-inertial and dissipative characteristics.

При эксплуатации наземные и воздушные транспортные средства испытывают вибрации, которые обусловлены работой силовых установок, циклическими нагрузками и воздействием окружающей среды. В настоящее время для снижения негативных последствий от вибраций наряду с традиционными способами демпфирования используют демпферы с фрикционными парами трения из композиционных материалов [1], обеспечивающие высокие ресурсы демпферов и устойчивую многочасовую их работу без технического обслуживания.

Для обеспечения эффективной и надежной работы демпферов необходим мониторинг их диссипативных характеристик. При диагностике демпферов используют теорию колебаний механических систем, автоматическое управление нагрузочно-скоростными параметрами фрикционных подсистем и информационные технологии.

В соответствии с государственной программой развития авиационной промышленности на 2013—2025 гг. при выполнении НИР «Исследования аэродинамики, динамики полета, акустики и безопасности полета с целью разработки перспективных винтокрылых летательных аппаратов» разработана методика динамического мониторинга упругодиссипативных связей демпфера.

Демпфер (рис. 1) состоит из основания *1*, кольца *2* с осью *C*, кольца *3* с осью *A*, вала-эксцентрика *4*, кольца *5* с осью *B*, вертикальной тяги *6*. Для мониторинга устанавливают тензометрические датчик *7* деформации в нормальном направлении, датчик *8* смещения в тангенциальном направлении, датчики *9* и *10* температурной компенсации [1].

Работа данного демпфера описывается системой дифференциальных уравнений (см. рис. 1, *б*) [2]:

$$m_{\text{кп}} r_{\text{кп}}^2 \ddot{\varphi}_{\text{кп}} - f_{\text{п}} \frac{Q}{2\pi r_A b} r_A \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_{\text{кп}}) + C_{\text{кп}} r_{\text{кп}}^2 \varphi_{\text{кп}} - C_3 r_A^2 (\varphi_3 - \varphi_{\text{кп}}) = 0;$$

$$m_2 r_C^2 \ddot{\varphi}_2 + f_{\text{п}} \frac{Q}{2\pi r_C b} r_C \operatorname{sign}(\dot{\varphi}_2) - \xi \sqrt{4 m_4 r_C^2 \frac{C_4 C_{\text{п}} r_C^2}{C_4 + C_{\text{п}} r_C^2}} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_2) + C_2 r_C^2 \varphi_2 - \frac{C_4 C_{\text{п}} r_C^2}{C_4 + C_{\text{п}} r_C^2} (\varphi_4 - \varphi_2) = 0;$$

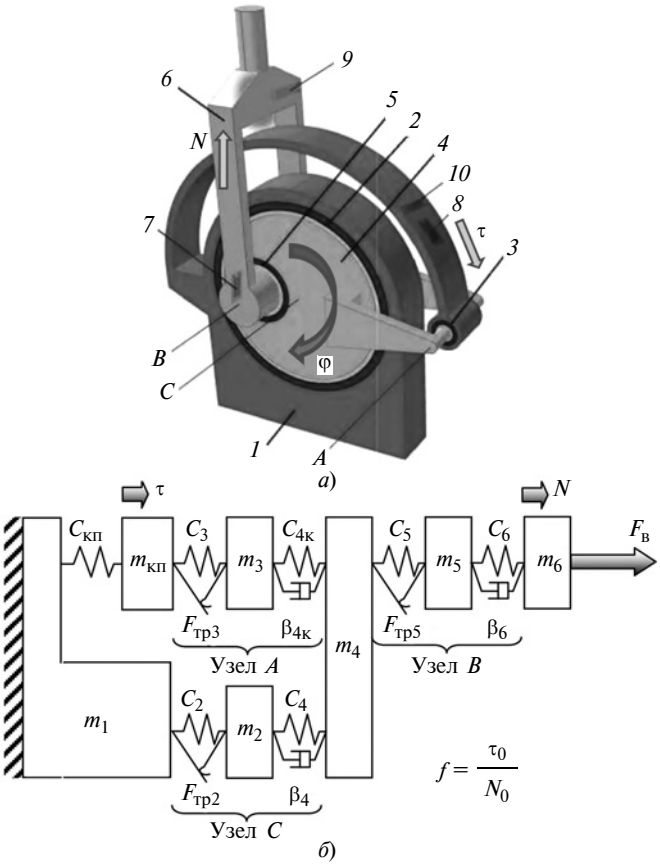


Рис. 1. Демпфер с тремя фрикционными подсистемами *A*, *B* и *C* (*а*) и его математическая модель (*б*)

$$m_3 r_A^2 \ddot{\varphi}_3 + f_п \frac{Q}{2\pi r_A b} r_A \mathrm{sign}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_{кп}) -$$

$$- \xi \sqrt{4 m_4 r_C^2 \frac{C_{4к} C_п}{C_{4к} + C_п} r_A^2} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) +$$

$$+ C_3 r_A^2 (\varphi_3 - \varphi_{кп}) - \frac{C_{4к} C_п}{C_{4к} + C_п} r_A^2 (\varphi_4 - \varphi_3) = 0;$$

$$m_4 r_C^2 \ddot{\varphi}_4 + \xi \sqrt{4 m_4 r_C^2 \frac{C_4 C_п r_C^2}{C_4 + C_п r_C^2}} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_2) +$$

$$+ \xi \sqrt{4 m_4 r_C^2 \frac{C_{4к} C_п}{C_{4к} + C_п} r_A^2} (\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_3) -$$

$$- f_п \frac{Q}{2\pi r_B b} r_B \mathrm{sign}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) + \frac{C_4 C_п r_C^2}{C_4 + C_п r_C^2} (\varphi_4 - \varphi_2) +$$

$$+ \frac{C_{4к} C_п}{C_{4к} + C_п} r_A^2 (\varphi_4 - \varphi_3) - C_5 r_B^2 (\varphi_5 - \varphi_4) = 0;$$

$$m_5 r_B^2 \ddot{\varphi}_5 + f_п \frac{Q}{2\pi r_B b} r_B \mathrm{sign}(\dot{\varphi}_5 - \dot{\varphi}_4) -$$

$$- \xi \sqrt{4 m_6 r_B r_6 \frac{C_6 C_п}{C_6 + C_п} r_B r_6 (\varphi_6 - \varphi_5)} (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_5) +$$

$$+ C_5 r_B^2 (\varphi_5 - \varphi_4) - \frac{C_6 C_п}{C_6 + C_п} r_B r_6 (\varphi_6 - \varphi_5) = 0;$$

$$m_6 r_B r_6 \ddot{\varphi}_6 + \xi \sqrt{4 m_6 r_B r_6 \frac{C_6 C_п}{C_6 + C_п} r_B r_6 (\varphi_6 - \varphi_5)} \times$$

$$\times (\dot{\varphi}_6 - \dot{\varphi}_5) + \frac{C_6 C_п}{C_6 + C_п} r_B r_6 (\varphi_6 - \varphi_5) = F_в r_6.$$

Здесь $\mathrm{sign}(x)$ — математический оператор знака числа x; $\varphi_6 = \arcsin\left(\frac{s_в}{\Delta_B}\right)$ — приведенные угловые колебания оси B закрепления вертикальной тяги *6*, где $s_в = \zeta_0 \sin(2\pi\omega t)$ — малое поступательное движение вертикальной тяги *6* (ζ_0 — амплитуда внешнего смещения; ω — частота внешнего воздействия, Гц); Δ_B — расстояние между осями B и C; $r_6 = \Delta_B \cos(\varphi_6)$ — малое изменение радиуса приложения внешней силы $F_в$ к вертикальной тяге *6*; r_C, r_A, r_B — внешние радиусы колец *2*, *3*, *5* соответственно осей вращения C, A, B; $C_{кп}$, C_2, C_3, $C_{4к}$, C_5, C_6 — жесткости упругих связей, Н/м; $C_п$ — жесткость покрытия с требуемыми трибологическими свойствами, Н/м; C_4 — коэффициент угловой упругости вала-эксцентрика *4*, Н · м/рад; ξ — заданный коэффициент демпфирования покрытия с требуемыми трибологическими свойствами; $f_п$ — коэффициент трения скольжения валов по внутренней поверхности колец вращательных пар; Q — контактное давление при запрессовке колец в корпус демпфера, Па; b — ширина колец; m_1—m_6 — массы соответственно полукольцевой пружины *1*, колец *2* и *3*, вала-эксцентрика *4*, кольца *5*, вертикальной тяги *6*; $F_в = kC_\varphi \varphi_6$ — вертикальное усилие на шток демпфера; C_φ — жесткость вертикальной тяги *6*, Н · м/рад; k — коэффициент, определяющий влияние углового смещения точки B на вертикальную нагрузку:

$$k = \frac{r_к + (r_A + r_C) f \mathrm{sign}[\varphi_6 \dot{\varphi}_6]}{\Delta_B \cos(\varphi_6) - (r_C + r_B) f \mathrm{sign}[\varphi_6 \dot{\varphi}_6]},$$

$r_к$ — радиус полукольцевой пружины *1*.

Решением данной системы уравнений получены силы фрикционного взаимодействия (нормальной нагрузки N и тангенциального смещения τ) как функций коэффициента ξ покрытия:

$$N = F_в;$$

$$\tau = \frac{1}{r_A} [F_{тр31} r_A \mathrm{sign}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_{кп}) + C_{31}(\varphi_3 - \varphi_{кп})]. \quad (1)$$

Для идентификации упруго-диссипативных характеристик демпфера в тангенциальном (τ) и нормальном (N) направлениях фрикционного взаимодействия и для определения оптимальных физико-механических показателей покрытий композиционного материала вращательных пар трения в среде MathCAD решением жестких систем Radau получены обобщенные координаты физико-математической модели демпфера. Далее с применением частотной передаточной функции [3] определены амплитудно-фазочастотные характеристики (АФЧХ):

$$W_{\tau N}(i\omega) = \frac{S_{\tau N}(i\omega)}{|S_N(\omega)|^2} = \frac{S_{\tau N}(i\omega)}{S_{NN}(i\omega)} =$$

$$= A(\omega) e^{i\psi(\omega)} = P(\omega) + iQ(\omega),$$

где $S_{\tau N}(i\omega)$ — взаимный спектр сил в тангенциальном (τ) и нормальном (N) направлениях фрикционного взаимодействия; $S_{NN}(i\omega)$ — энергетический спектр входного воздействия; $A(\omega)$ — амплитудная частотная характеристика (АЧХ); $\psi(\omega)$ — фазовая частотная характеристика (ФЧХ); $P(\omega)$ — вещественная частотная характеристика (ВЧХ), определяющая упруго-инерционные свойства системы; $Q(\omega)$ — мнимая частотная характеристика (МЧХ), определяющая диссипативные свойства.

На рис. 2 представлены АФЧХ демпфера при $\xi = 0{,}2$. Малые поступательные колебания вертикальной тяги $\zeta_0 = \pm 0{,}5$ мм обусловливают деформации поверхностей вращательной пары трения A демпфера, в результате чего в переходных процессах динамический коэффициент трения изменяет-

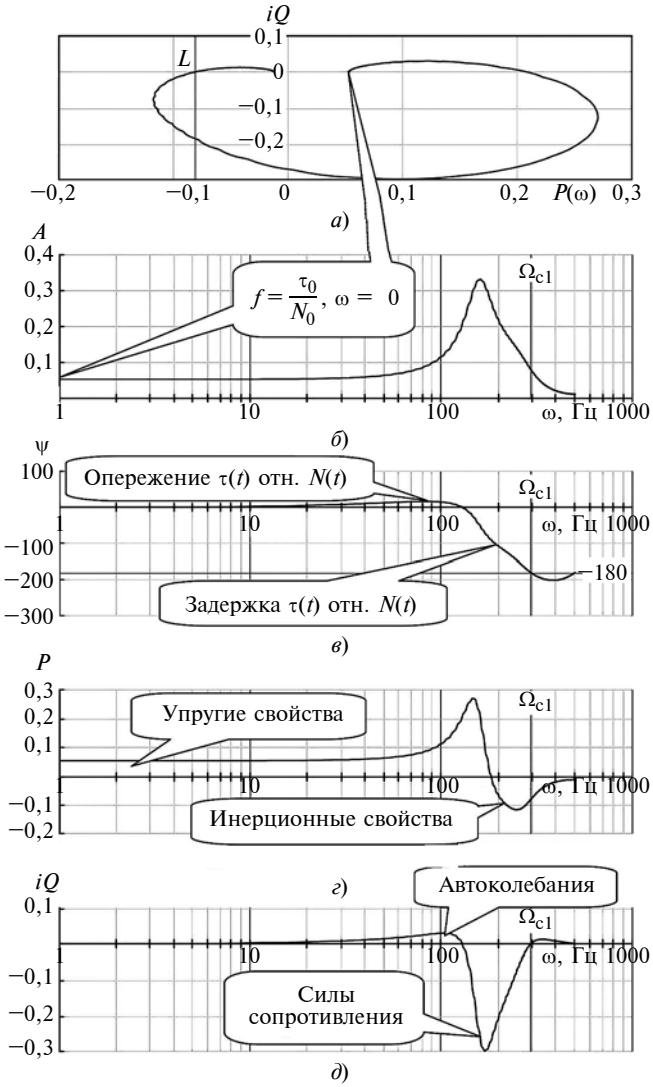


Рис. 2. Частотные характеристики демпфера при ζ_0 = 0,5 мм, ω = 4 Гц и ξ = 0,2:
а — АФЧХ; *б* — АЧХ; *в* — ФЧХ; *г* — ВЧХ; *д* — МЧХ

ся от 0,053 до 0,33 (см. рис. 2, *а*, *б*). Инерционные воздействия здесь обусловливают как увеличение (в диапазоне низких частот 0÷145 Гц колебаний), так и снижение (в среднечастотной области 145÷183 Гц) потенциальной энергии системы, сближения контактирующих поверхностей трения (см. рис. 2, *г*). Сближение контактирующих поверхностей трения вызывает в диапазоне частот 0÷130 Гц опережающий фазовый аргумент функции до +87°, а на частотах колебаний 294÷500 Гц — сдвиг фазы, превышающий минус 180° (см. рис. 2, *в*). В последнем случае формируются так называемые фрикционные автоколебания (см. рис. 2, *д*).

При исследованиях варьировали коэффициент ξ в диапазоне от 0 до 10 и оценивали изменения частотных и временных характеристик, а также их косвенные и прямые показатели качества [3, 4].

В табл. 1 представлены интегральные динамические показатели демпфера, полученные методом Уэлча с использованием весового окна Гаусса усреднением по времени, и разные значения коэффициента демпфирования покрытия:

$$\xi = \frac{\beta}{\beta_{кр}} = \frac{\beta}{C}\frac{1}{2T},$$

где $T = \sqrt{m/C}$ — постоянная времени интегрирования колебательной связи (m — масса пары трения; C — жесткость упругой связи, Н/м); β — коэффициент сопротивления связи, Н · с/м; $\beta_{кр}$ — критический коэффициент сопротивления, Н · с/м.

В табл. 1 приведены значения показателей демпфера: $L = 20\lg\frac{1}{|W(i\omega_{c2})|}$ — коэффициент запаса устойчивости по амплитуде, дБ; ω_{c2} — частота среза, соответствующая точке пересечения годографом $W_{\tau N}(i\omega_{c2})$ действительной оси, при котором частотный коэффициент передачи разомкнутой системы равен единице, а фазовый сдвиг составляет −π; M — показатель колебательности замкнутой системы:

$$M = \left|\frac{W_{\tau N}(i\omega)}{1 + W_{\tau N}(i\omega)}\right|_{max} = \frac{A_{max}(\omega)}{A(0)}.$$

Таблица 1

Значения интегральных динамических показателей демпфера при разных значениях коэффициента

ξ	L, дБ	M	I_P	I_C	I_m	I_Q	I_{Fc}	I_{Fp}	K_m, %	K_{Fp}, %	δ
0	53,5	11,34	0,81	0,07	0,74	0,01	0,004	0,006	90,2	56,2	0,01
0,05	$58{,}5_{+}$	$11{,}1_{+}$	0,31	0,2	$0{,}1_{+min}$	$0{,}43_{+}$	$0{,}38_{+}$	$0{,}052_{+min}$	$14{,}1_{+}$	12_{+}	$1{,}39_{+}$
0,06	$60{,}7_{+}$	$11{,}07_{+}$	$0{,}29_{+min}$	$0{,}19_{+min}$	0,1	$0{,}47_{+}$	$0{,}42_{+}$	$0{,}057_{+}$	$13{,}5_{+}$	12,1	$1{,}61_{+}$
0,08	60,1	$11{,}02_{+}$	0,37	0,25	0,11	$0{,}53_{+}$	$0{,}47_{+}$	0,063	$12{,}7_{+}$	12	1,44
0,09	$61{,}5_{+}$	$11{,}02_{+min}$	0,4	0,28	0,12	$0{,}55_{+}$	$0{,}48_{+}$	0,064	$12{,}5_{+min}$	$11{,}7_{+}$	1,38
0,13	60,6	11,06	0,45	0,31	0,14	$0{,}59_{+max}$	$0{,}53_{+}$	0,058	13,7	$9{,}9_{+min}$	1,3
0,17	$64{,}8_{+}$	11,14	0,54	0,38	0,17	0,53	0,47	$0{,}057_{+}$	15,4	10,7	0,98
0,24	$75{,}7_{+max}$	11,34	0,66	0,47	0,19	$0{,}41_{min}$	0,26	0,15	17,6	36,6	$0{,}62_{min}$
0,50	66,1	12,6	0,81	0,58	0,23	$0{,}68_{+}$	0,47	0,21	15,5	31,2	$0{,}84_{+}$
0,75	62,9	12,9	0,88	0,65	0,23	$0{,}85_{+}$	$0{,}59_{+max}$	0,27	13_{+}	31,2	$0{,}97_{+}$

Интегральные показатели демпфера (рис. 3):

упруго-инерционные силы:

$$I_P = \omega_1 \int_0^{0,5\omega_{max}} |P(\omega)|d\omega;$$

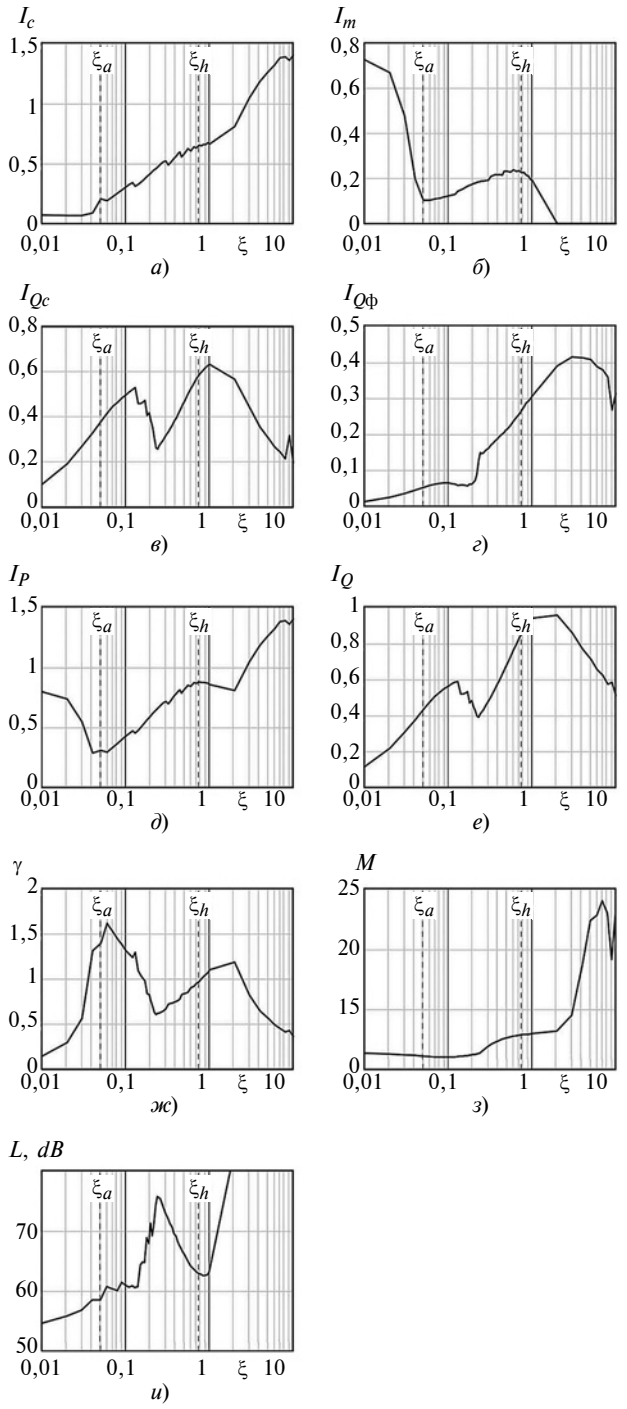


Рис. 3. Визуализация интегральных показателей демпфера:

а — упругих сил фрикционного взаимодействия; *б* — инерционных сил; *в* — сил сопротивления; *г* — сил фрикционных автоколебаний; *д* — упруго-инерционных сил; *е* — сил трения; *ж* — эквивалентного коэффициента демпфирования; *з* — показателя колебательности замкнутой системы; *и* — коэффициента запаса устойчивости по амплитуде

упругие силы, вызывающие сближение поверхностей трения:

$$I_C = \omega_1 \int_0^{0,5\omega_{max}} P(\omega)d\omega, \text{ если } P(\omega) \geq 0;$$

инерционные силы, снижающие устойчивость фрикционной связи:

$$I_m = \omega_1 \int_0^{0,5\omega_{max}} |P(\omega)|d\omega, \text{ если } P(\omega) < 0;$$

диссипативные силы:

$$I_Q = \omega_1 \int_0^{0,5\omega_{max}} |Q(\omega)|d\omega;$$

силы сопротивления колебаниям:

$$I_{Fc} = \omega_1 \int_0^{0,5\omega_{max}} |Q(\omega)|d\omega, \text{ если } Q(\omega) \leq 0;$$

силы, обусловленные фрикционными автоколебаниями:

$$I_{Fp} = \omega_1 \int_0^{0,5\omega_{max}} Q(\omega)d\omega, \text{ если } Q(\omega) > 0,$$

где $\omega_{max} = 1/\Delta t$ — максимальная частота оцифрованного сигнала; ω_1 — частота первой гармоники; $\omega_1 = 1/T = \omega_{max}/2(n-1)$; n — число наблюдаемых значений; Δt — период оцифрованных данных анализируемых сил нормального воздействия и тангенциального смещения; $K_m = 100\dfrac{I_m}{I_P + I_Q}$ — доля инерционных сил в общей динамике; $K_{Fp} = 100\dfrac{I_{Fp}}{I_Q}$ — доля фрикционных автоколебаний в общей динамике; δ — эквивалентный коэффициент — отношение энергии диссипации к энергии консервативных сил взаимодействия:

$$\delta = \frac{I_Q}{I_P} = \frac{\omega_1 \int_0^{0,5\omega_{max}} |Q(\omega)|d\omega}{\omega_1 \int_0^{0,5\omega_{max}} |P(\omega)|d\omega}.$$

На рис. 4 показаны переходная функция $h(t)$ Хэвисайда, т. е. отклик демпфера на единичную функцию включения, и импульсная функция $w(t)$ Дирака, т. е. отклик демпфера на импульсную функцию $\delta(t) = 1'(t)$.

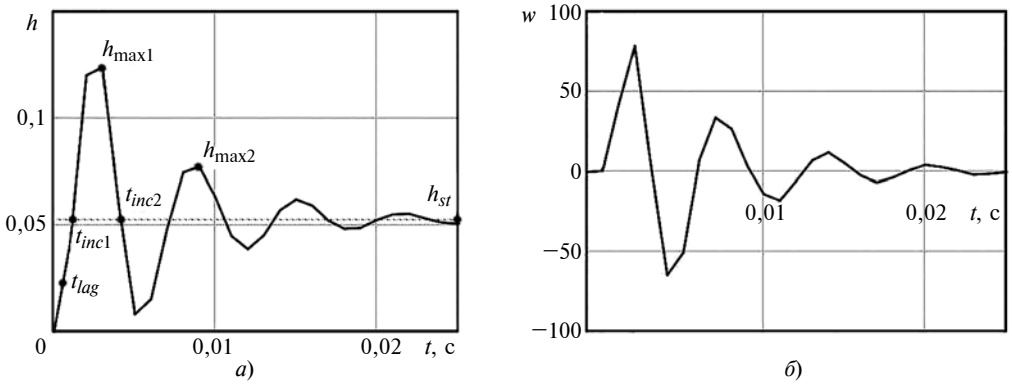


Рис. 4. Результаты спектрального анализа упруго-диссипативных характеристик демпфера при ζ_0 = 0,5 мм и ω = 4 Гц:
а — переходная функция $h(t)$ Хэвисайда; *б* — импульсная функция $w(t)$ Дирака

Для определения временных характеристик демпфера (табл. 2) использовали способ В. В. Солодовникова, позволяющий построить зависимость $h(t)$ переходного процесса, если дифференциальные уравнения демпфера не известны и задаются по экспериментальным частотным характеристикам:

$$h(t) = \frac{2}{\pi} \int_0^{0,5\omega_{max}} \frac{P(\omega)}{\omega} \sin(\omega t) d\omega.$$

Перерегулирование колебательного контура соответственно при переходных (σ_h) и импульсных (σ_w) динамических нагрузках находим по формуле

$$\sigma = \frac{h_{max} - h_{ус}}{h_{ус}} 100.$$

Добротность колебательного контура соответственно при переходных (Q_h) и импульсных (Q_w) динамических нагрузках находим по формуле

$$Q \approx \frac{\pi}{\ln\left|\frac{h_{max1} - h_{ус}}{h_{max2} - h_{ус}}\right|} = \frac{\pi}{\delta},$$

где δ — декремент колебаний, характеризующий затухание колебаний за период T колебаний.

На основании теоретических исследований физико-математической модели демпфера с применением частотной передаточной функции, а также прямых и косвенных показателей качества (см. рис. 3) установлено, что изменение физико-механических характеристик композиционного материала оказывает значительное влияние на соотношение упруго-инерционных и диссипативных характеристик.

1. При отсутствии демпфирования вращательных пар трения исследуемого демпфера наблюдаются максимальные инерционные силы в общей динамике демпфера (K_{Fp} = 56,2 %) и минимальный эквивалентный коэффициент δ = 0,01; перерегулирование превышает допустимые 30÷60 % вследствие очень низкого коэффициента передачи воздействия в статическом состоянии.

2. Так как минимальные интегральные показатели фиксируем по силе инерции I_m = 0,1 (см. рис. 3, *б*), то устанавливаем нижнюю границу допустимых значений коэффициента демпфирования вращательных пар трения ξ = 0,05. Динамические характеристики демпфера улучшились и не входят за диапазон рабочих параметров: доля инерционных сил (K_m) в общей динамике демпфера уменьшилась в 6,4 раз; а доля фрикционных автоколебаний — в 4,7 раз; демпфер качественнее отрабатывает динамические нагрузки — на 15,9 и 24,8 % соответственно при переходных и импульсных воздействиях; при импульсных воздействиях колебания затухают на 10,4 % быстрее.

Таблица 2

Значения интегральных динамических показателей демпфера

ξ	σ_h	σ_w	Q_h	Q_w
0	14 710	105 900	4,34	4,22
0,05	12 370$_{+min}$	79 620$_{+}$	5,34	3,78$_{+}$
0,06	12 600	78 210$_{+}$	4,26	4,93
0,08	12 960	75 870$_{+}$	4,29	7,65
0,09	13 090	74 650$_{+min}$	4,56	9,13
0,13	15 610	93 160	4,00$_{+}$	6,03$_{+}$
0,17	17 790	114 500	3,37$_{+}$	4,66$_{+}$
0,24	20 150	143 700	2,73$_{+}$	3,48$_{+}$
0,50	30 380	197 400	1,79$_{+}$	1,73$_{+}$
0,75	35 900	302 500	1,65$_{+min}$	1,11$_{+min}$

Примечания: 1. Для σ_h и σ_w чем меньше перерегулирование, тем качественнее демпфер отрабатывает динамические нагрузки, снижая уровень потенциальной энергии демпфера. 2. Для Q_h и Q_w чем меньше добротность, тем больше потери энергии в демпфере за один период колебания и тем быстрее затухают колебания. 3. Знак «+» означает улучшение параметра.

3. При повышении коэффициента ξ демпфирования покрытий колец с 0,06 до 0,08 показатель колебательности снижается с 11,1 до 11,02 (т. е. на 0,7 %); при этом повышаются: диссипативные свойства демпфера с 0,43 до 0,53 (на 23 %), силы сопротивления — на 23 %; эквивалентный коэффициент демпфирования — на 15,7 и 3,2 %; перерегулирование колебательного контура при переходных воздействиях — на 4,8 %, а при импульсных воздействиях снижается на 4,7 %; при переходных динамических воздействиях колебания на 19,7 % затухают быстрее, а при импульсных — медленнее в 2 раза. Все это свидетельствует о снижении динамической нагруженности демпфера, однако при импульсных нагрузках демпфирование колец демпфера пока еще недостаточное.

4. При максимальной реализации сил трения (I_{Fp} = 0,064), вызванных фрикционными автоколебаниями, реализуется коэффициент энергии диссипации δ = 1,38; добротность колебательного контура Q_h = 4,56 и Q_w = 9,13, а коэффициент демпфирования ξ = 0,09. С увеличением ξ до 0,17 фрикционные автоколебания снижаются, коэффициент запаса устойчивости повышается до L = 64,8 дБ (на 7,8 %), а также повышается доля инерционных сил K_m в общей динамике демпфера с 12,7 до 15,4 %. Диссипативные характеристики имеют максимум (I_{Qc} = 0,55) при коэффициенте ξ = 0,09 и далее уменьшаются в результате снижения доли фрикционных автоколебаний K_{Fp} до 10,7 % в общей динамической нагруженности демпфера. Эквивалентный коэффициент δ снижается до 0,98 (на 29,7 %); перерегулирование колебательного контура при переходных динамических воздействиях повышается на 43,8 %, а при импульсных воздействиях — имеет максимум σ_w = 114 500; добротность колебательного контура Q_h = 3,37 улучшает скорость затухания колебаний при переходных динамических воздействиях на 36,8 % по сравнению с демпфированием ξ = 0,05, а при импульсных воздействиях достигает максимума Q_w = 9,13 при ξ = 0,09 с последующей тенденцией к возрастанию скорости затухания колебаний при ξ = 0,17, что снижает энергетический уровень колебаний до 23,2 %.

5. В указанном ранее диапазоне ξ = 0,09÷0,17 демпфирующие свойства демпфера максимальные (I_{Fc} = 0,53 и I_Q = 0,59 при ξ = 0,13) вследствие минимальной доли фрикционных автоколебаний (9,9 %) в общей динамической нагруженности демпфера. В этом случае добротность колебательного контура по сравнению с минимально допустимым демпфированием колец ξ = 0,05 снижается до 4, т. е. на 25 % при переходных воздействиях и до 6,03 (на 34 %) при импульсных.

6. При коэффициенте демпфирования ξ = 0,24 (см. рис. 3, *и*) наблюдаем максимальный коэффициент запаса устойчивости по амплитуде L = 75,7 дБ. Однако при этом имеем минимальные значения δ = 0,62 и I_Q = 0,41. С учетом этого устанавливаем, что критический коэффициент демпфирования колец с покрытием с требуемыми трибологическими свойствами [ξ] = 0,24. Добротность колебательного контура снижается при переходных воздействиях до 2,73 (на 49 %) по сравнению с ξ = 0,05, при импульсных воздействиях — до 3,48 (на 7,9 %). Таким образом, начальному состоянию динамических характеристик демпфера, т. е. отсутствию демпфирования колец вращательных пар трения, соответствует M = 11,34. При большем значении данной величины в демпфере будут наблюдаться значительные силы фрикционного взаимодействия.

7. При докритических величинах демпфирования ($\xi_{кр}$ = 1) временные характеристики имеют максимальную скорость затухания колебаний при импульсных воздействиях ξ = 0,5. В этом случае коэффициент запаса устойчивости по амплитуде снизился до L = 66,1 дБ (на 14,4 %) по сравнению с максимально реализованным. Показатель колебательности замкнутой системы повысился на 10 % по сравнению с ξ = 0,24. Доля инерционных сил в общей динамике системы снизилась на 2 %, а фрикционных автоколебаний — на 14,7 %. Эквивалентный коэффициент демпфирования повысился на 35,2 %. Перерегулирование временных характеристик повышается при переходных воздействиях до 30 380 (на 50,8 %), а при импульсных — до 197 400 (на 37,4 %) вследствие значительного повышения упруго-диссипативных сил фрикционного взаимодействия на 22,7÷65,8 % (I_P изменяется с 0,66 до 0,81, I_Q — с 0,41 до 0,68). Добротность колебательного контура продолжает снижаться, увеличивая скорость затухающих колебаний в переходных динамических воздействиях до 1,79 (т. е. на 34,4 %), а при импульсных — до 1,73 (т. е. на 50,3 %).

8. При переходных динамических воздействиях максимальная скорость затухания колебаний реализуется при ξ = 0,7. Запас устойчивости по амплитуде снижается до L = 62,9 дБ (на 4,9 %). Показатель M продолжает повышаться до 12,9 (на 2 %). Доля инерционных воздействий в общей динамике демпфера снижается с 17,6 до 13 %, практически достигнув фиксируемых ранее значений при ξ = 0,06÷0,08. Доля фрикционных автоколебаний в общей динамике демпфера осталась на прежнем уровне (31,2 %). Эквивалентный коэффициент δ повышается до 0,97 (т. е. на 56,7 % при сравнении с минимальной его величины при ξ = 0,24). Перерегулирование демпфера продолжает повышаться при переходных воздействиях до σ = 35 900 (в 1,9 раза по сравнению с ξ = 0,05) и при импульсных воздействиях до 302 500 (т. е. в 3 раза при ξ = 0,09). Добротность колебательной системы

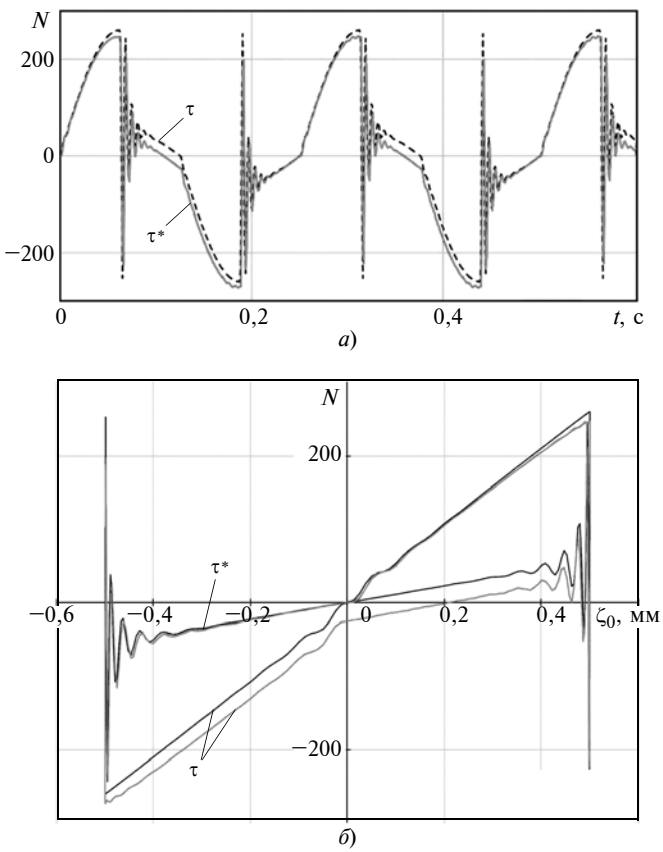


Рис. 5. Временные характеристики демпфера при ζ_0 = 0,5 мм, ω = 4 Гц и ξ = 0,2:

а — сила трения как функция времени; *б* — сила трения как функция внешнего смещения демпфера

продолжает снижаться: при переходных воздействиях до $Q_h = 1{,}65$; при инерционных воздействиях до $Q_w = 1{,}11$.

Для оценки адекватности частотно-временных моделей использовали интегральное преобразование Дюамеля [3], позволяющее по временным функциям Хэвисайда $h(t)$ и заданной силы $N(t)$ нормального воздействия восстановить выходной отклик демпфера $\tau(t)$:

$$\tau^*(t) = N(t)h(t) =$$

$$= N(0)h(t) + \int_0^t N(t-\tau)\frac{\mathrm{d}h(t)}{\mathrm{d}t}\,\mathrm{d}\tau, \qquad (2)$$

где символ «*» означает свертку функций во временной области.

Результат применения свертки функции Хэвисайда и силы нормального воздействия представлен на рис. 5.

Адекватность оценивали по критерию Фишера:

$$F_p = \frac{R^2}{1-R^2}\,\frac{n-p-1}{p} \geq F_{\text{т}}(\alpha, f_1, f_2).$$

Здесь F_p и $F_{\text{т}}$ — расчетное и табличное значения критерия Фишера; R^2 — коэффициент детерминации:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=0}^{n-1}(\tau_i - \tau_i^*)^2}{\sum_{i=0}^{n-1}(\tau_i - \mu_\tau)^2},$$

где τ — временная функция (1) выходного отклика, вычисленная в MathCAD функцией Radau; τ^* — временная функция (2) выходного отклика, вычисленная интегралом Дюамеля; n — число значений случайной величины (силы тангенциального смещения); p — число наблюдаемых функций; $\alpha = 0{,}05$ — заданная значимость; f_1 — число степеней свободы большей дисперсии; f_2 — число степеней свободы меньшей дисперсии.

Таким образом, на основании анализа частотно-временной физико-математической модели демпфера определены: допускаемый диапазон коэффициента демпфирования колец вращательных пар трения: ($[\xi]_{\min} = 0{,}05$; $[\xi]_{\max} = 0{,}75$), рекомендуемые значения минимально возможных инерционных сил и сил трения при реализации максимальной скорости затухающих колебаний.

Предложенную методику диагностики диссипативных характеристик демпферов можно применять для реальных демпферов и фрикционных подсистем наземного [4] и воздушного транспорта, в которых информационным источником колебаний сил нормального воздействия и тангенциального смещения являются тензометрические схемы измерений. Данная методика позволяет не только диагностировать техническое состояние фрикционных пар трения, но и прогнозировать их изменения при эксплуатации.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКТЕ ССЫЛКИ

1. **Разработка** и исследование механического демпфера с вращательными парами трения скольжения / В. Д. Вермель, М. Ч. Зиченков, А. Н. Корякин и др. // Результаты фундаментальных исследований в прикладных задачах авиастроения: Сб. науч. тр. М.: 2016. С. 445—460: https://elibrary.ru/item.asp?id=29264847.
2. **Физико-математическое** моделирование диссипативных характеристик демпферов / В. И. Колесников, А. Л. Озябкин, В. Д. Вермель и др. // Сб. науч. конф. «Современное развитие науки и техники». Ростов-н/Д. ФГБОУ ВО РГУПС. 2017. С. 29—33.
3. **Пупков К. А.** Методы классической и современной теории автоматического управления. / Под ред. К. А. Пупкова, Н. Д. Егупова. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. Т. 1. 2004. 656 с.
4. **Пат. 2517946 Рос. Федерации:** МПК G 01 N 3/56 (2006.01). Способ динамического мониторинга фрикционных мобильных систем.
5. **Озябкин А. Л., Колесников В. И., Харламов П. В.** Динамический мониторинг состояния резьбовых соединений тормозных систем вагонов // Вестник РГУПС. 012. № 1. С. 22—28.

УДК 621.882.29.001.573

М. Н. ЗАХАРОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), М. А. ЛЮБЧЕНКО (МГТУ им. Н. Э. Баумана, АО "Композит", г. Королев), И. В. МАГНИТСКИЙ, канд. техн. наук (АО "Композит", г. Королев), e-mail: zmn@bmstu.ru

Проектирование резьбового образца для высокотемпературных механических испытаний углерод-углеродных композиционных материалов

Предложен образец для высокотемпературных испытаний углерод-углеродных композиционных материалов (КМ) на испытательной машине с резьбовыми захватами на основании общего подхода к оценке несущей способности резьбовых соединений из КМ.

Ключевые слова: углерод-углеродный композиционный материал, резьбовое соединение, предельная нагрузка, несущая способность, образец, высокотемпературные испытания.

A specimen is proposed for high-temperature testing of carbon-carbon composite materials (CM) on a testing machine with threaded grippers based on a general approach to estimating the bearing capacity of threaded joints from CM.

Keywords: carbon-carbon composite material, threaded joint, limit load, bearing capacity, specimen, high-temperature tests.

Конструкции из композиционных материалов эксплуатируются при различных температурах, в том числе и весьма высоких. Так, углерод-углеродные композиционные материалы (УУКМ) применяются в деталях, температура использования которых может превышать 3273 К. Естественно, свойства материалов, в том числе механические, при этих температурах могут отличаться от свойств, определенных при нормальных условиях.

Чаще всего критерием работоспособности конструкции является ее прочность, следовательно, задача определения физико-механических характеристик УУКМ при температурах, близких к температурам эксплуатации, является актуальной [1, 2].

В настоящее время в России для этой цели используется установка УВТК-2 (АО "Композит"), позволяющая проводить механические испытания материалов в инертной среде (аргон) в интервале температур 239÷2273 К [3]. При высокотемпературных испытаниях на растяжение применяется образец-лопатка, которая локально нагревается в рабочей части. Аналогичные решения используются и в других странах [4—6].

Недостаток образца такого вида — его значительные габаритные размеры (170×40×10 мм), в результате чего при высокой рыночной стоимости материала (около 120 тыс. р./кг), цена одного образца для испытаний составляет 16 тыс. р.

Следовательно, уменьшение объема заготовки для высокотемпературных образцов — важная практическая задача.

Альтернативным способом закрепления образцов при испытании на растяжение в захватах для металлических материалов является резьбовое соединение. В этом случае размеры образца в сравнении с плоскими образцами-лопатками получаются значительно меньше.

В настоящее время применимость резьбового соединения для испытаний УУКМ ограничивается невысокой несущей способностью резьб на этих материалах. Кроме того, не только не стандартизованы методики оценки прочности резьбы на УУКМ, но и отсутствуют общепринятые методы подбора резьб под определенные нагрузки. При возникновении подобных задач часто используют методы, разработанные для оценки прочности резьбы на материалах других классов, без проверки корректности такого расширения области их применения, либо подбирают резьбы эмпирически, проводя значительное число экспериментов. К тому же имеющиеся в литературе сведения о прочности резьбы на УУКМ существенно неполны и в ряде случаев противоречивы.

Следовательно, для проектирования высокотемпературного резьбового образца из УУКМ необходимо всестороннее экспериментальное исследование резьбового соединения из этих материалов.

Целью исследования является прогнозирование прочности резьбы в зависимости от ее параметров для подбора высокотемпературных образцов УУКМ исходя из результатов простых экспериментов.

Таким образом, можно сформулировать следующие задачи исследования резьбовых соединений из УУКМ:

а) экспериментальное исследование зависимостей прочности резьбовых соединений (пар) от параметров резьбы и способа вырезки деталей из заготовок;

б) формирование эмпирической или полуэмпирической модели поведения резьбовой пары из композита под нагрузкой;

в) разработка методов проектирования и расчета резьбовых соединений конструкций из КМ.

Представляется целесообразным проводить отработку образцов нового типа при нормальных температурах, поскольку это существенно упрощает процедуру эксперимента, снижает методические погрешности и позволяет точнее определить степень влияния на результаты формы образца. При этом в качестве образца для сравнения можно применять образец типа I (ОСТ 92-1459—77), поскольку практика показывает эквивалентность его и образца типа "Лопатка" по наблюдаемому значению предела прочности.

Исследование резьбы на УУКМ

Для выбора направления вырезки резьбы были проведены механические испытания резьбовых соединений М16 из УУКМ 4ДЛ, вырезанных в направлении оси Z или оси X (рис. 1).

Из результатов испытаний следует, что прочность резьбовых соединений, вырезанных в направлении оси X, выше прочности аналогичных соединений, вырезанных в направлении оси Z.

В дальнейшем были проведены испытания [7, 8] на разрыв резьбового соединения из УУКМ, вырезанного в направлении оси X.

В результате механических испытаний установлено однозначное разрушение резьбового соединения вследствие среза витков на шпильке, определена разрушающая нагрузка $F_{раз}$ в зависимости от числа $n_в$ витков в соединении, а также по виду диаграммы установлен мгновенный характер разрушения соединения.

Для формирования модели поведения резьбовой пары были проведены расчеты, имитирующие действие растягивающей силы на резьбовое соединение. Задача решалась методом конечных элементов (МКЭ) в программном комплексе ANSYS в

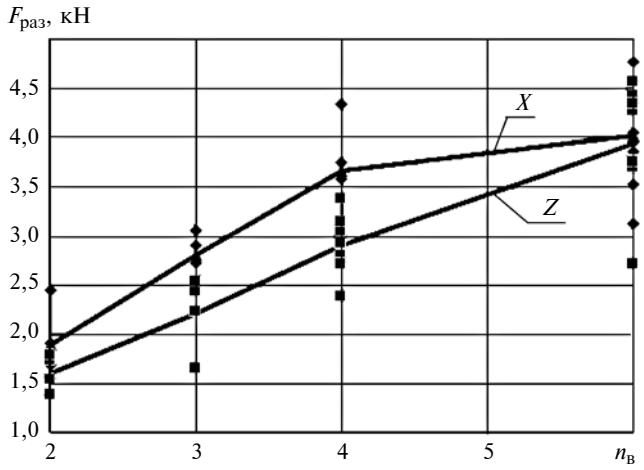


Рис. 1. Зависимости разрушающей нагрузки $F_{раз}$ при испытаниях резьбовых соединений М16 из УУКМ, вырезанных в направлениях осей Z и X, от числа $n_в$ витков в соединении

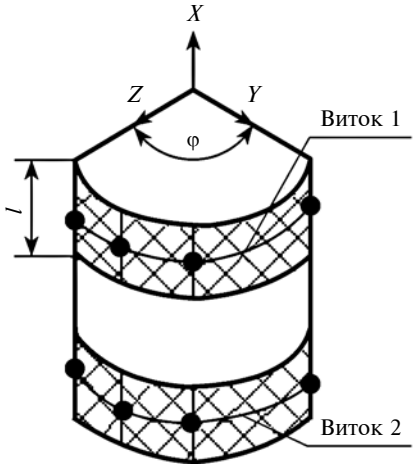


Рис. 2. Последовательность осреднения напряжений в резьбовом соединении

линейной постановке и с учетом физической линейности материала. Материал рассматривался как однородный и ортотропный со свойствами, соответствующими средним характеристикам рассматриваемого УУКМ.

В результате численного моделирования были получены касательные напряжения в плоскости среза витков.

Так как в материале наблюдается анизотропия свойств, распределения напряжений по витку имеют неравномерный характер и увеличиваются примерно в 2 раза от направления оси Z к направлению оси Y в плоскости среза витков (рис. 2).

При анализе результатов расчета необходимо оценить распределения напряжений $\tau_{ср}(\varphi, l, n)$, по сечению среза витков, где φ — полярный угол по витку, l — вертикальная координата в плоскости среза витка, n — номер витка.

Для получения реальных напряжений, действующих в сечении, было принято решение об осреднении результатов (см. рис. 2). Осреднение велось в два этапа, в результате которых необходимо было получить долю нагрузки, приходившуюся на каждый виток в соединении. На первом этапе провели осреднение по координате X, что связано с направлением разрушения витка в соединении. Принимали среднее значение:

$$\langle\tau_{ср}\rangle(n, \varphi) = \frac{1}{l}\int_0^1 \tau_{ср}(n, \varphi, x)\mathrm{d}x.$$

В результате получили кривые распределения осредненных напряжений $\langle\tau_{ср}\rangle$ по виткам резьбы в зависимости от полярного угла φ (рис. 3).

На втором этапе кривые распределения были проинтегрированы по углу φ:

$$\langle\tau_{ср}\rangle(n) = \frac{2}{\pi}\int_0^{\pi/2} \langle\tau_{ср}\rangle(\varphi, n)\mathrm{d}\varphi.$$

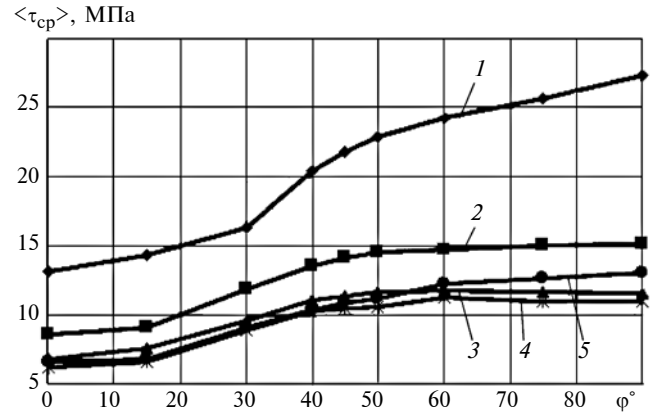


Рис. 3. Распределение осредненных напряжений ⟨$\tau_{ср}$⟩ по витку резьбы в зависимости от полярного угла φ

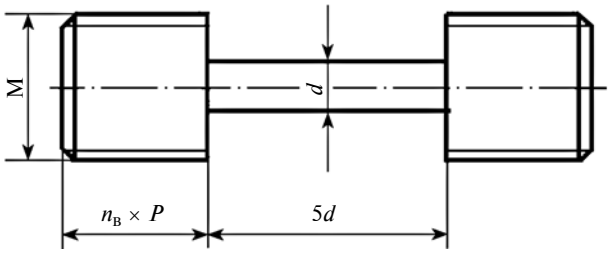


Рис. 4. Эскиз резьбового образца для испытаний на растяжение

В итоге получили эквивалентные напряжения, приходящиеся на каждый виток в зависимости от числа $n_в$ витков в соединении.

В связи с мгновенным характером разрушения резьбового соединения в дальнейшем было принято решение оценивать несущую способность первого витка.

На основе полученных данных удалось оценить часть нагрузки, воспринимаемую первым витком для резьбового соединения из УУКМ в зависимости от числа $n_в$ витков в соединении (табл. 1). Из данных табл. 1 можно сделать вывод, что при $n_в > 5$ нагрузка, воспринимаемая первым витком соединения, изменяется незначительно.

Таким образом, усилие, вызывающее срез витков, можно записать в виде:

$$F_{раз} = S\tau_{ср}/(k\eta) = \pi d_3 k_1 P\tau_{ср}/(k\eta), \qquad (1)$$

где $\tau_{ср}$ — предел прочности материала при срезе, МПа; $S = \pi d_3 H$ — площадь среза первого витка, мм^2; d_3 — внутренний диаметр резьбы (по дну впадины), мм; $H = k_1 P$ — высота среза витка, мм; k_1 — коэффициент эффективной площади среза витка (для метрической резьбы $k_1 = 0{,}825$, для трапецеидальной $k_1 = 0{,}634$ и т. д.); P — шаг резьбы, мм; η — доля нагрузки, воспринимаемая первым витком; $k = 2$ — коэффициент, учитывающий неравномерность восприятия нагрузки витком.

Так как $\tau_{ср}$ — предел прочности материала на срез — является стандартной характеристикой материала, определяемой при механических испытаниях, но не входит в паспорт УУКМ, были проведены экспериментальные исследования по ОСТ 92-1474—78 для ее определения.

Углерод-углеродные композиционные материалы со схемой армирования 4ДЛ имеют анизотропию свойств в зависимости от направления вырезки, вследствие чего были рассмотрены две плоскости среза — *YX* и *ZX*, в которых происходит разрушение резьбы. Результаты испытаний приведены в табл. 2.

Анализ напряженно-деформированного состояния резьбового соединения и результаты экспериментального исследования напряжений среза показали, что осредненные напряжения на первом витке резьбового соединения в момент разрушения в направлении *Y* сопоставимы с допускаемыми напряжениями среза в плоскости *YX* образца. Вследствие этого было принято решение об использовании осредненных напряжений на первом витке при оценке прочности резьбового соединения из УУКМ, вырезанного в направлении оси *X*.

Подбор резьбового образца

Предел прочности на растяжение современного мелкоячеистого высокоплотного УУКМ со схемой армирования 4ДЛ составляет 80÷140 МПа в зависимости от температуры испытаний. Следовательно, чтобы гарантировать разрушение образца в рабочей части, примем напряжения $\sigma_р = 150$ МПа. Так как в процессе механических испытаний помимо прочности на растяжение определяют модуль Юнга, необходимо предусмотреть длину рабочей части образца не менее 5*d*, где *d* — диаметр образца в рабочей части. Диаметр рабочей части резьбового образца, испытуемого на растяжение, с учетом масштабного эффекта прочности УУКМ со схемой армирования 4ДЛ должен составить не менее 6 мм. Эскиз образца представлен на рис. 4.

Следовательно, если воспользоваться формулой (1) и выразить внутренний диаметр d_3 резьбы, то получим:

$$d_3 \geq 2\sigma_р S\eta/(Pk_1\pi\tau_{ср\,YX}),$$

Таблица 1

Число $n_в$ витков в соединении	1	2	3	4	5	6
Часть нагрузки, воспринимаемая первым витком, %	100	56	45	38	32	33

Таблица 2

Плоскость образца	Предел прочности материала на срез $\tau_{ср}$, МПа	Доверительный интервал для вероятности 95 %
YX	27,3	±2,7
ZX	25,7	±1,2

где $\tau_{ср\,YX}$ = 27,3 МПа — предел прочности материала на срез; η — доля нагрузки на первом витке в зависимости от числа витков в соединении; $\sigma_р S = F_{раз}$ — нагрузка, разрушающая образец в рабочей части; $S = \pi d^2/4$ — площадь сечения рабочей части образца, где d — диаметр сечения образца в рабочей зоне.

В данном случае рассматриваем метрическую и трапецеидальную резьбы с параметрами, соответствующими ГОСТам, в частности с классическим крупным шагом:

для метрической резьбы P = 1,5; 1,75; 2; 2,5; 3 мм;

для трапецеидальной резьбы P = 1,75; 2; 3; 4 мм.

Результаты расчета приведены в табл. 3.

Проанализировав данные табл. 3 и сравнив полученные значения диаметра d_3 с данными ГОСТ 24705—81 и ГОСТ 24737—81, приходим к выводу, что для крепления резьбового образца в захватах при испытаниях на растяжение подходит метрическая резьба М18×2,5 с внутренним диаметром d_3 = 15,294 мм.

Поэтому принято решение изготовить образец с захватной частью, имеющей резьбу М18×2,5 (рис. 5).

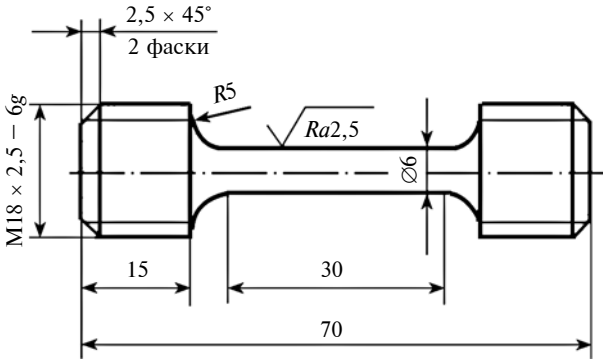


Рис. 5. Образец для высокотемпературных испытаний с резьбовой захватной частью

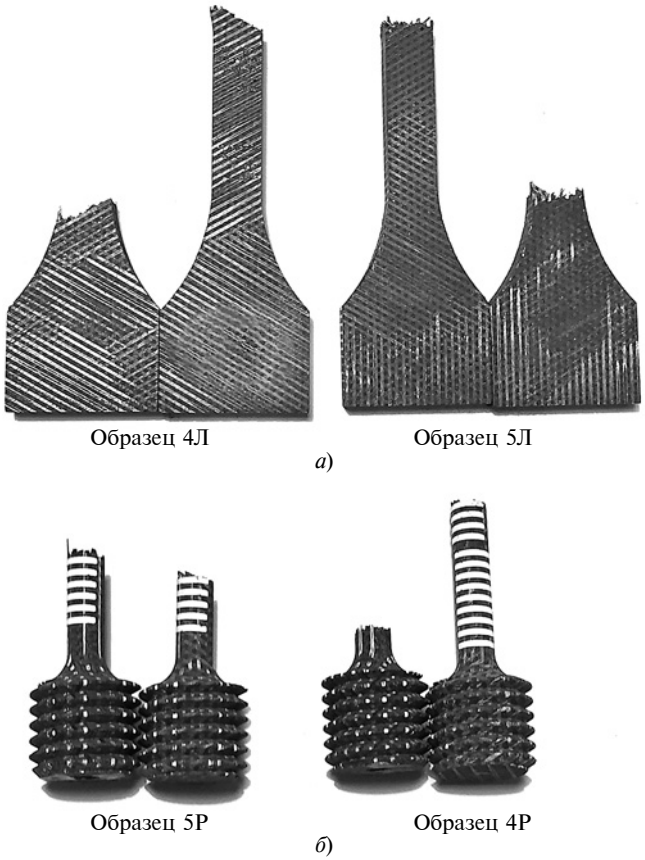


Рис. 6. Разрушенные образцы типов "Лопатка" (*а*) и "Резьбовой" (*б*)

Эксперимент и анализ результатов

Так как всесторонние исследования резьбовой пары из УУКМ проводились при нормальной температуре, то было принято решение сравнить прочность образцов типа I по ОСТ 92-1459—77 и "Резьбовых" образцов при нормальной температуре.

Углерод-углеродные композиционные материалы при высоких температурах, начиная от 2073 К, имеют зону упрочнения, что подтверждено в работах [6, 9]. Следовательно, полученные результаты могут быть распространены на высокие температуры, так как резьбовое соединение рассчитывалось на прочность при напряжениях растяжения $\sigma_р$ = 150 МПа, что соответствует прочности УУКМ при повышенных температурах.

Результаты испытаний на прочность образцов двух типов: Л — "Лопатка", Р — вновь разработанный "Резьбовой" приведены в табл. 4, в которой

Таблица 3

Число $n_в$ витков в соединении	d_3, мм, при резьбе в соединении								
	метрической					трапецеидальной			
	Шаг резьбы P, мм								
	1,5	1,75	2	2,5	3	1,5	2	3	4
5	25,56	21,91	19,17	**15,34**	12,78	33,26	24,95	16,63	12,47
4	30,35	26,02	22,77	18,21	15,18	39,50	29,62	19,75	14,81
3	35,95	30,81	26,96	21,57	17,97	46,77	35,08	23,39	17,54
2	44,73	38,34	33,55	26,84	22,37	58,21	43,66	29,10	21,83
1	79,88	68,47	59,91	47,93	39,94	103,94	77,96	51,97	38,98

обозначения величин ρ_0 и σ_w соответствуют ГОСТ Р ИСО 12985-2—2014:

$$\rho_0 = \frac{M_1 \rho_w}{M_3 - M_2}; \quad \sigma_w = \frac{M_3 - M_1}{M_3 - M_2} \cdot 100,$$

где M_1 — масса сухого образца, г; M_2 — масса погруженного в воду образца, г; M_3 — масса образца после насыщения кипячением, г; ρ_w = 0,9972 — плотность воды, г/см^3. Все значения измеряемых величин получены при температуре T = 20 °С.

По результатам механических испытаний можно сделать вывод, что рассчитанные параметры соединения для закрепления образца в резьбовых захватах обеспечивают его достаточную прочность. Характеры разрушения образцов различных типов, зафиксированные в ходе экспериментов, отличаются. Образцам типа "Резьбовой" с резьбовыми захватными частями в большей степени свойственно разрушение в пределах рабочей части (рис. 6, *б*), в то время как образцы типа "Лопатка" разрушались в начале захватной части (рис. 6, *а*). Последнее обстоятельство является типичным для материалов рассматриваемого класса, что приводит к необходимости дополнительно указывать в нормативно-технической документации допустимость такого разрушения, поскольку ОСТ 92-1459—77 предусматривает отбраковку таких результатов.

Полученные данные по прочности материала стабильны, а доверительные интервалы наблюдаемых значений предела прочности "Резьбовых" образцов и "Лопаток" перекрываются с вероятностью 95 %. Причем напряжения, полученные для "Резьбовых" образцов, имеют меньший разброс.

Таблица 4

Образец	Кажущаяся плотность ρ_0, г/см^3	Открытая пористость, σ_w, %	S, мм^2	F, Н	E, ГПа	$\sigma_р$, МПа
1Р	1,961	2,2	29,21	3075	33,2	105
3Р	1,961	2,3	29,21	2864	40,7	98
4Р	1,961	2,2	29,21	2905	34,8	99
5Р	1,962	1,9	29,98	3073	30,6	103
МО±ДИ					34,8±6,9	101±5
1Л	1,974	1,8	100,00	11 520	—	115
3Л	1,975	1,8	101,00	10 095	—	100
4Л	1,975	1,9	100,60	11 606	—	115
5Л	1,976	1,9	100,00	11 610	—	116
МО±ДИ						112±12

Примечание. МО — математическое ожидание (среднее значение); ДИ — доверительный интервал для вероятности 95 %; F — нагрузка, разрушающая образец.

Объем заготовки для изготовления высокотемпературных образцов типа "Резьбовой" уменьшен в 2 раза в сравнении с образцами типа "Лопатка", что способствует снижению стоимости испытаний.

Выводы

Проведены всесторонние исследования резьбового соединения из УУКМ, в результате которых получена формула для подбора резьбы на углерод-углеродных композиционных материалах при заданном усилии.

Предложен новый образец для высокотемпературных испытаний УУКМ с возможностью резьбового закрепления в испытательной оснастке.

Механические испытания показали, что различие данных, полученных при экспериментах на "Резьбовых" образцах и "Лопатках", статистически незначимо.

После внесения в ОСТ 92-1459—77 образец с резьбовым закреплением может быть использован для сдаточных испытаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кувыркин Г. Н.** Термомеханика деформируемого твердого тела при высокоинтенсивном нагружении. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1993. 142 с.
2. **Костиков В. И., Варенков А. Н.** Сверхвысокотемпературные композиционные материалы. М.: Интермет Инжиниринг, 2003. 560 с.
3. **Установка** для механических испытаний композиционных материалов при высоких температурах / Н. В. Белов, В. П. Вагин, А. Э. Дворецкий и др. // Материалы X Всероссийской конференции "Новые технологии". Т. 2. 2013. С. 45—51.
4. **High-Temperature** Mechanical Properties of Domestic Rayon Based Carbon Fabric/Carbon Composites / J. K. Park, J. Lee, Y. Won et al. // 18th International Conference On Composite Materials. 2011 г.
5. **Tensile** Strength of Carbon-Carbon Composites at High Temperature up to 2773 K / ICCM. Edinburg, Scotland. 2009 г.
6. **Дзюба В. С., Оксиюк С. В.** Исследование прочности углерод-углеродных композиционных материалов в условиях температур 293...3300 K при высокоскоростном нагреве // ISSN 0556-171X. Проблемы прочности. 2005. № 1. С. 136—143.
7. **Проблемы** прочности соединения деталей элементами из композиционных материалов / А. А. Бакулин, М. Н. Захаров, Е. В. Квитка и др. Наука и образование: электронное научное издание. 2016. № 03. URL: http://technomag.bmstu.ru/doc/835401.html.
8. **Захаров М. Н., Любченко М. А.** Исследование предельных нагрузок для резьбовых соединений из углерод-углеродных композиционных материалов // Межотраслевой науч.-техн. журнал "Конструкции из композиционных материалов". 2017. № 4. С. 82—87.
9. **Гусенко А. Р.** Влияние скорости нагружения на прочность композиционных материалов при высоких температурах (до 3300 K) // Вісник НТУУ "КПІ". Серія машинобудування. № 3 (78). 2016. С. 101—105.

УДК 629.3.001.57

А. П. ОКУНЕВ, А. И. БОРОВКОВ, кандидаты технических наук, А. С. КАРЕВ, Д. О. ЛЕБЕДЕВ, В. И. КУБЫШКИН, С. П. НИКУЛИНА, А. А. КИСЕЛЕВ (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого), e-mail: a.s.karev@gmail.com

Виртуальное моделирование тягово-динамических показателей сельскохозяйственной техники

Разработаны кинематическая модель коробки переключения передач (КПП) и упрощенная кинематическая модель трактора с учетом технической характеристики используемого ДВС, соответствующие требованиям Промышленного Партнера к основным параметрам КПП. Проведены виртуальные испытания трактора по разработанной программе, устанавливающие тягово-динамические показатели и тяговый класс трактора согласно ГОСТ 27021—86 и ГОСТ 30745—2001 (ИСО 789-9—90).

Ключевые слова: сельскохозяйственная техника, трактор, коробка переключения передач, компьютерный инжиниринг, кинематическая модель, виртуальные испытания, математическое моделирование.

A kinematic model of a gearbox and a simplified kinematic model of a tractor are developed, taking into account the technical characteristics of the internal combustion engine used, which meet the requirements of the Industrial Partner to the basic parameters of the gearbox. Virtual tests of the tractor were carried out according to the developed program, establishing traction and dynamic indicators and tractor traction class in accordance with GOST 27021—86 and GOST 30745—2001 (ISO 789-9—90).

Keywords: agricultural machinery, tractor, gearbox, computer engineering, kinematic model, virtual tests, mathematical modeling.

Одним из факторов развития экономики страны является снижение издержек. Современные подходы цифрового проектирования и моделирования составляют основу сокращения времени цикла разработки новых продуктов и снижения затрат на их испытания, что в конечном счете приводит к уменьшению стоимости конечного продукта и повышению его глобальной конкурентоспособности. Кроме того, проектирование изделий с помощью компьютерных технологий позволяет разработать продукт, точно отвечающий заданным требованиям потребителя, что ведет к росту эффективности во всей цепочке образования добавленной стоимости продукта.

В настоящий момент в Российской Федерации продолжает расти потребность в сельскохозяйственных тракторах пятого тягового класса. Силовые агрегаты машин этого класса должны способствовать непрерывному и продолжительному их функционированию в условиях высоких нагрузок в режимах, обеспечивающих выполнение технических требований к производимым работам. В частности, коробки переключения передач (КПП) тракторов пятого тягового класса должны передавать крутящий момент от двигателя к исполнительным механизмам без разрыва потока мощности при переключении передач. Эта характеристика особенно важна при перемещении трактора в тяжелых полевых условиях и на транспортных работах.

Несмотря на широкое использование импортных компонентов, высокая стоимость зарубежных КПП, удовлетворяющих требованиям пятого тягового класса, в сочетании с низкой доступностью соответствующих запасных частей в Российской Федерации делают их применение экономически необоснованным. Таким образом, можно сделать вывод, что отечественное тракторостроение нуждается в современной КПП, обеспечивающей передачу крутящего момента от двигателя к исполнительным механизмам без разрыва потока мощности и способной надежно работать при высоких нагрузках, характерных для современных условий применения тракторов пятого тягового класса.

В рамках выполнения государственного задания № 9.2580.2017/ПЧ Минобрнауки РФ и при поддержке Промышленного Партнера был инициирован проект по разработке новой КПП для тракторов пятого тягового класса. Проект направлен на развитие подходов компьютерного и суперкомпьютерного инжиниринга для исследования характеристик современных инженерных решений передачи крутящего момента от двигателей к исполнительным механизмам без разрыва потока мощности в условиях высокой нагрузки.

Для достижения поставленной цели были проанализированы применяющиеся в настоящее время устройства и запатентованные решения в рассматриваемой области. На основе проведенных исследований сформулированы требования к разрабатываемой коробке передач и предложены три варианта ее технических решений, для которых разработаны кинематические модели КПП для анализа и оптимизации соответствия ключевых параметров их целевым значениям. Также была разработана упрощенная кинематическая модель трактора в сборе, для которой был настроен виртуальный испытательный полигон и проведены виртуальные испытания в соответствии с разработанными программой и методикой испытаний для подтверждения принадлежности трактора с новой КПП пя-

тому тяговому классу согласно ГОСТ 27021—86 [1]. В ходе работы и сопутствующих исследований из трех предложенных вариантов схемы КПП для дальнейшей работы по ряду критериев была выбрана схема № 3, для которой в данной статье представлены результаты виртуального моделирования.

Разработка кинематической модели КПП

Кинематическую модель КПП создали в программной среде для расчета деталей машин KISSsoft/KISSsys [2]. Этот программный комплекс позволяет моделировать кинематическую схему, анализировать потоки мощности через элементы трансмиссии, выполнять расчеты кинематических параметров для всех элементов системы передач [3]. Кроме того, система позволяет выполнять анализы прочности и ресурсов зубчатых колес и валов по современным стандартам, общепринятым в мировой практике проектирования редукторов и коробок передач (ISO, DIN, AGMA).

Кинематические модели трех схем КПП разработаны с учетом сформулированных требований к разрабатываемому изделию. В качестве исходной информации приняты характеристика двигателя (рис. 1) и спектры нагружения передач для каждого варианта схемы КПП (в табл. 1 представлен спектр нагружения для схемы № 3).

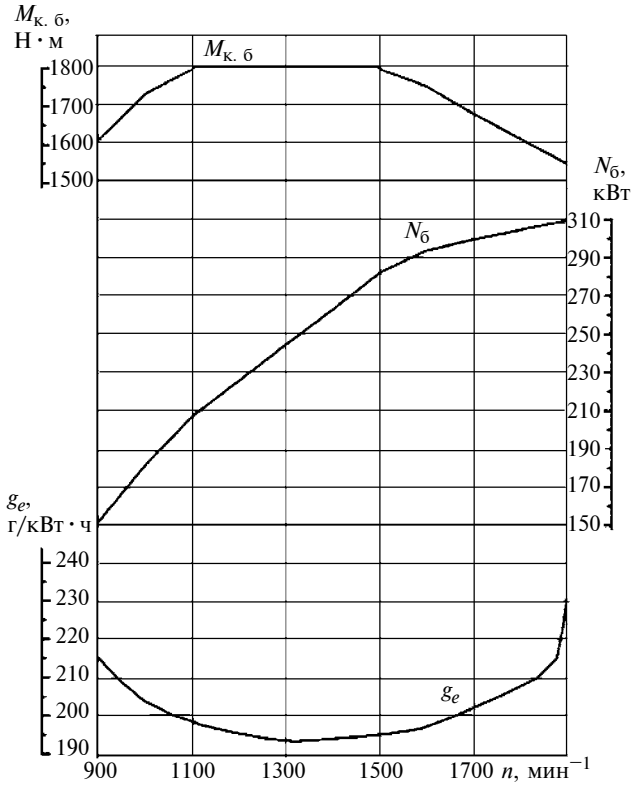


Рис. 1. Скоростная характеристика двигателя ЯМЗ-6585 [4]: $M_{к.б}$ — крутящий момент брутто; $N_б$ — номинальная мощность брутто; g_c — удельный расход топлива; n — частота вращения коленчатого вала

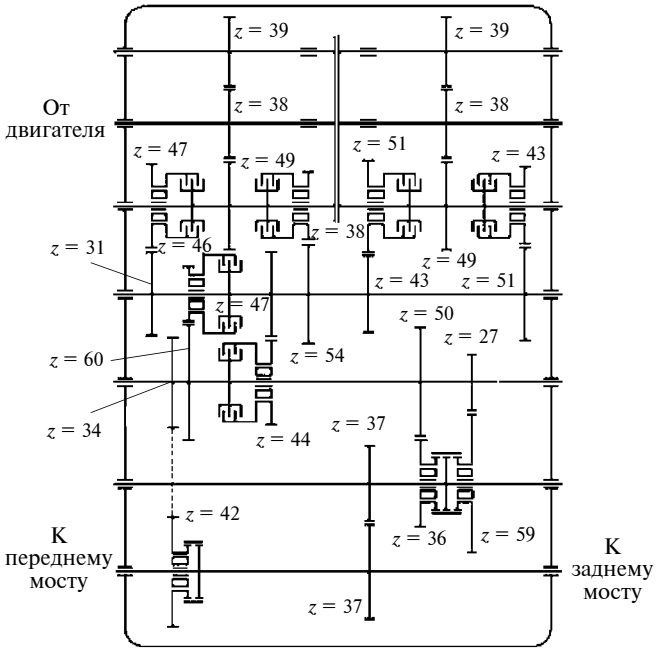


Рис. 2. Принципиальная кинематическая схема № 3 КПП

Первым этапом является создание модели со всеми входящими в нее элементами: зубчатыми колесами, подшипниками, валами и т. п. Построение модели выполнено с помощью дерева структуры проекта. В модель добавлены прочностные расчеты валов и передач, необходимые таблицы для управления процессами ввода данных, а также расчета и отображения результатов, трехмерный вид сборки для проверки взаимного расположения элементов во избежание столкновений элементов коробки и для оценки общего уровня компоновки. После задания всех взаимосвязей в КПП и нагрузок проводится кинематический расчет и строится кинематическая схема проектируемой КПП. Принципиальная кинематическая схема № 3 КПП представлена на рис. 2.

Следующим этапом является предварительный прочностной расчет каждой передачи в отдельности в интерфейсе KISSsoft. Есть возможность создать достаточно точную конфигурацию проектируемой передачи, контролируя множество параметров: число зубьев, модуль, ширину колес, материал колес, коэффициенты смещения, а также ресурс и коэффициенты запасов прочности [5]. После расчета передач были определены геометрия валов и положение элементов на них также в интерфейсе KISSsoft. Затем заданы взаимное расположение валов и зубчатых зацеплений в компоновке КПП. Результаты работ, выполненных с помощью программного комплекса KISSsoft/KISSsys, являются исходной информацией для дальнейших работ по проектированию, расчетам и оптимизации вариантов схем КПП.

Таблица 1

Спектр нагружения передач для схемы № 3 КПП

Передача	Передаточное число	Суммарное передаточное число	Максимальный момент		Частота вращения		КИ*, %	Ресурс, моточасы
			на входе	на выходе	на входе	на выходе		
Ступень 1								
Входная	1,2895	1,2895	1850,00	2385,53	1500,00	1163,27	100,00	8000,00
ОМ1	1,0263	1,0263	707,00	689,00	1500,00	1461,56	100,00	8000,00
ОМ 2	1,0263	1,0263	707,00	689,00	1500,00	1461,56	100,00	8000,00
Ступень 2								
I	1,8324	1,8324	2385,53	3389,96	1163,27	818,59	32,09	2566,84
II	1,5294	1,5294	2385,53	2829,35	1163,27	980,79	26,78	2142,35
III	1,2620	1,2620	2385,53	2334,77	1163,27	1188,55	22,10	1767,86
IV	1,0872	1,0872	2385,53	2011,33	1163,27	1379,69	19,04	1522,95
Ступень 3								
Пониженная	1,8387	3,3693	3389,96	6233,15	818,59	445,20	21,26	1700,86
		2,8121	2829,35	5202,34	980,79	533,41	17,74	1419,58
		2,3205	2334,77	4292,96	1188,55	646,41	14,64	1171,43
		1,9991	2011,33	3698,24	1379,69	750,36	12,61	1009,15
Повышенная	0,9362	1,7154	3389,96	3173,58	818,59	874,41	10,82	865,98
		1,4318	2829,35	2648,75	980,79	1047,66	9,03	722,77
		1,1815	2334,77	2185,74	1188,55	1269,59	7,46	596,43
		1,0178	2011,33	1882,94	1379,69	1473,76	6,42	513,80
Ступень 4								
Рабочий режим	1,9615	6,6090	6233,15	12226,56	445,20	226,96	12,76	1020,51
		5,5160	5202,34	10204,60	533,41	271,94	10,65	851,75
		4,5518	4292,96	8420,82	646,41	329,54	8,79	702,86
		3,9212	3698,24	7254,25	750,36	382,53	7,57	605,49
		3,3649	3173,58	6225,10	874,41	445,78	6,49	519,59
		2,8084	2648,75	5195,62	1047,66	534,10	5,42	433,66
		2,3175	2185,74	4287,42	1269,59	647,24	4,47	357,86
		1,9965	1882,94	3693,47	1473,76	751,33	3,85	308,28
Транспортный режим	0,7727	2,6035	6233,15	4816,52	445,20	576,14	4,25	340,17
		2,1730	5202,34	4019,99	533,41	690,30	3,55	283,92
		1,7931	4292,96	3317,29	646,41	836,53	2,93	234,29
		1,5447	3698,24	2857,73	750,36	971,05	2,52	201,83
		1,3256	3173,58	2452,31	874,41	1131,59	2,16	173,20
		1,1064	2648,75	2046,76	1047,66	1355,80	1,81	144,55
		0,9130	2185,74	1688,98	1269,59	1643,00	1,49	119,29
		0,7865	1882,94	1455,00	1473,76	1907,21	1,28	102,76
Реверсивный режим	1,3125	4,4222	6233,15	8181,01	445,20	339,20	8,50	680,34
		3,6909	5202,34	6828,08	533,41	406,41	7,10	567,83
		3,0457	4292,96	5634,52	646,41	492,50	5,86	468,57
		2,6238	3698,24	4853,95	750,36	571,70	5,05	403,66
		2,2515	3173,58	4165,32	874,41	666,22	4,33	346,39
		1,8792	2648,75	3476,48	1047,66	798,22	3,61	289,11
		1,5507	2185,74	2868,79	1269,59	967,31	2,98	238,57
		1,3359	1882,94	2471,36	1473,76	1122,86	2,57	205,52
Ступень 5								
Прямой ход	1,0556	6,9761	12226,56	12905,82	226,96	215,02	12,76	1020,51
		5,8224	10204,60	10771,52	271,94	257,62	10,65	851,75
		4,8047	8420,82	8888,64	329,54	312,20	8,79	702,86
		4,1391	7254,25	7657,26	382,53	362,40	7,57	605,49
		3,5519	6225,10	6570,93	445,78	422,31	6,49	519,59
		2,9645	5195,62	5484,27	534,10	505,99	5,42	433,66
		2,4463	4287,42	4525,61	647,24	613,18	4,47	357,86
		2,1074	3693,47	3898,66	751,33	711,78	3,85	308,28
		2,7482	4816,52	5084,11	576,14	545,82	4,25	340,17
		2,2937	4019,99	4243,33	690,30	653,97	3,55	283,92
		1,8927	3317,29	3501,59	836,53	792,50	2,93	234,29
		1,6305	2857,73	3016,50	971,05	919,94	2,52	201,83
		1,3992	2452,31	2588,55	1131,59	1072,03	2,16	173,20
		1,1678	2046,76	2160,47	1355,80	1284,44	1,81	144,55
		0,9637	1688,98	1782,82	1643,00	1556,53	1,49	119,29
		0,8302	1455,00	1535,84	1907,21	1806,83	1,28	102,76

*КИ — коэффициент использования.

После проработки кинематической и компоновочной схем в комплексе KISSsoft/KISSsys выполнено построение кинематических моделей трех схем КПП в программном пакете MSC.ADAMS для последующего использования их в составе упрощенной кинематической модели трактора в сборе для проведения виртуальных испытаний.

MSC.ADAMS — это программная система, предназначенная для виртуального моделирования сложных машин и механизмов, исследования их кинематики и динамики, оптимизации параметров конструкции. Основой MSC.ADAMS являются препроцессор и набор решателей. Препроцессор обеспечивает как импорт геометрических примитивов из многих CAD-систем, так и создание твердотельных элементов непосредственно в среде MSC.ADAMS. Препроцессор позволяет задавать связи и ограничения (Joint), описывающие взаимодействия между телами, а также актуаторы в виде движений и сил (Motion и Force). Набор решателей проводит решения систем уравнений движения тел в составе модели и выводит характеристики кинематических и силовых параметров.

Таблица 2

Массово-инерционные характеристики валов КПП по схеме № 3

Названия валов	Масса M, кг, моменты инерции I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}, 10^3 мм^4
Левый и правый валы отбора мощности	M = 7,2 I_{xx} = 37,546 Iyy = 20,673 I_{zz} = 20,673
Входной	M = 13,69 I_{xx} = 8,0056 I_{yy} = 248,749 I_{zz} = 248,751
Промежуточный правый	M = 14,22 I_{xx} = 9,0703 I_{yy} = 234,776 I_{zz} = 234,775
Промежуточный левый	M = 14,218 I_{xx} = 9,0793 I_{yy} = 234,761 I_{zz} = 234,76
Грузовой	M = 24,066 I_{xx} = 20,964 I_{yy} = 649,285 I_{zz} = 649,268
Реверса	M = 23,529 I_{xx} = 21,326 I_{yy} = 538,857 I_{zz} = 538,857
Диапазонов	M = 31,76 I_{xx} = 38,41 I_{yy} = 738,071 I_{zz} = 738,067
Раздаточный	M = 25,41 I_{xx} = 30,479 I_{yy} = 476,839 I_{zz} = 476,837

Математические многомассовые модели трех схем КПП, созданные в пакете MSC.ADAMS, включают в себя:

валы, которые построены с помощью геометрических твердотельных примитивов в виде цилиндров (RigidBody: Cylinder). Размеры валов заданы в соответствии с моделью в KISSsoft/KISSsys, значения которых для схемы № 3 КПП представлены в табл. 2;

пары зубчатых колес, которые созданы с помощью элемента Gear Pair. При создании передач необходимо указать вид зубчатого зацепления (внешнее или внутреннее, прямозубое или с наклонными зубьями) и ввести такие параметры зубчатого зацепления, как число зубьев, модуль, координаты центров вращения колес, ширина зубчатых колес, параметры материалов зубчатых колес, параметры контакта в зацеплении и т. п. На основании этих данных препроцессор MSC.ADAMS проводит построение геометрии зубчатых колес и создает элемент силового взаимодействия для описания контакта между ними;

фрикционы для включения/выключения соединения зубчатых колес и валов. Фрикцион смоделирован с помощью тела, которое жестко (через Fixed Joint) соединено с одним зубчатым колесом и через элемент "крутящий момент" (Force: Torque) — с соответствующим валом. В качестве величины момента задано уравнение, в котором аргументами являлись разность угловых скоростей соединяемых шестерни и вала и переменная состояния (State Variable), которая определяет моменты времени включения/выключения передач (карта КПП — зависимость номера включенной передачи от времени);

корпус КПП, смоделированный жестким телом, к которому с помощью шарниров вращения (Revolute Joint) присоединены валы.

Разработка упрощенной кинематической модели трактора

Создание математической многомассовой кинематической модели трактора и виртуальные испытания проведены в программном пакете MSC.ADAMS.

Модель трактора включает в себя:

1) модели основных частей конструкции трактора: передней и задней полурам, мостов и кабины, выполненные в виде жестких тел с соответствующими массово-инерционными характеристиками. Мосты жестко скреплены с полурамами, так как трактор не имеет подвесок мостов. Аналогично связаны с полурамами кабина и двигатель. Передняя и задняя полурамы соединены между собой

вращательным шарниром (Revolute Joint), ось которого направлена вертикально;

2) модели колес, выполненные в виде шин (Tire) и соединенные с мостами вращательными шарнирами (Revolute Joint). Элемент Tire в среде ADAMS служит для описания взаимодействия колеса с опорной поверхностью. Параметры данного взаимодействия — набор сил и моментов в пятне контакта колеса с опорной поверхностью рассчитан решателем на основе данных, заданных в файлах свойств шины и дороги (жесткость, номинальная нагрузка и диапазон ее изменения, коэффициенты трения в продольном и боковом направлениях, а также множество коэффициентов, определяющих зависимость изменений одних параметров от других);

3) модель КПП;

4) модель двигателя, которая выполнена в виде двух твердых тел, соединенных вращательным шарниром (Revolute Joint). Одно тело представляет собой массогабаритную характеристику двигателя, а второе моделирует коленчатый вал двигателя и служит для передачи крутящего момента в трансмиссию трактора. Крутящий момент, приложенный к коленчатому валу двигателя для приведения в движение модели, смоделирован в виде элемента Force:Torque. Величина момента задана уравнением, в котором в качестве аргументов заданы: действительная угловая скорость коленчатого вала двигателя, целевая частота вращения коленчатого вала, внешняя скоростная характеристика двигателя (построена на основе характеристики двигателя ЯМЗ-6585, см. рис. 1). Таким образом, величина крутящего момента двигателя определена в зависимости от разности целевого и текущего значений угловой скорости коленчатого вала, но не могла быть больше, чем значение по внешней скоростной характеристике двигателя для данной текущей частоты вращения коленчатого вала. Частота вращения поддерживается согласно скоростной характеристике двигателя с использованием функции AKISPL, которая возвращает интерполированное значение от кривой. Кривая точно вписывается в набор дискретных точек данных при использовании метода сплайн-аппроксимации Akima:

$$s_i = s(x_i), \quad 1 \le i \le k;$$

функция интерполяции для данного метода имеет вид:

$$s(x) = a_0 + a_1(x - x_i) + a_2(x - x_i) + a_3(x - x_i),$$
$$x_i \le x \le x_{i+1};$$

5) модель вала отбора мощности (ВОМ) — узла трактора, соединенного с входным валом КПП и передающего вращение от двигателя на навесное оборудование. На ВОМ приложена нагрузка от насосов НШ-100 и НШ-32, смоделированная как крутящий момент, приложенный к ВОМ и направленный в сторону, противоположную направлению вращения. На основании технических характеристик данных насосов крутящий момент принят равным 348 Н · м.

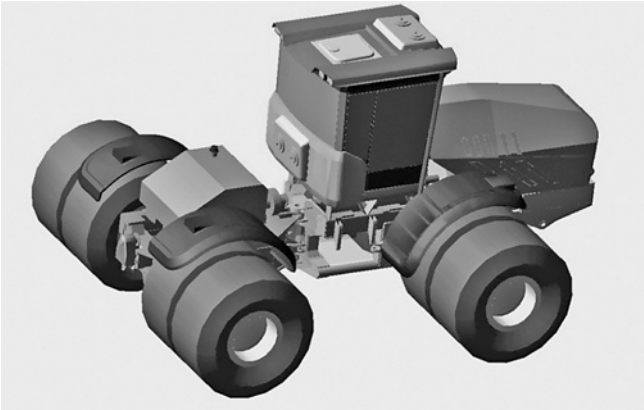


Рис. 3. Математическая многомассовая модель трактора в среде MSC.ADAMS

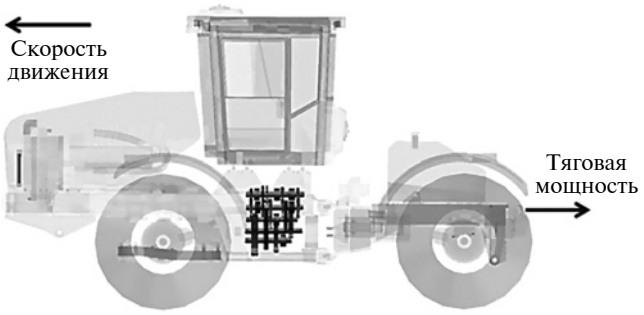


Рис. 4. Математическая многомассовая модель КПП в составе трактора в среде MSC.ADAMS

Модели трактора и КПП в составе трактора показаны на рис. 3 и 4.

Виртуальные испытания упрощенной модели трактора

Виртуальные испытания проведены на основе программы и методики виртуальных испытаний и упрощенных кинематических моделей трех вариантов схем конструкции КПП и трактора в сборе. Методика виртуальных испытаний по определению тяговых показателей трактора подобна описанной в ГОСТ 27021—86 [1] и ГОСТ 30745—2001 (ИСО 789-9—90) [6].

При виртуальных испытаниях определены следующие характеристики:

зависимость скорости движения трактора на передаче от тягового усилия;

зависимость тяговой мощности при движении на передаче от тягового усилия.

По данным характеристикам вычислены:

максимальная тяговая мощность $N_{i\max}$ на каждой передаче КПП;

тяговое усилие $P_{i\max}$ при максимальной тяговой мощности на каждой передаче КПП;

скорость $v_{i\max}$ движения трактора при максимальной тяговой мощности на каждой передаче КПП;

максимальное тяговое усилие $P_{i\max}$ на каждой передаче КПП;

максимальное $P_{\max}$ и номинальное $P_{\text{ном}}$ тяговые усилия.

Номинальное тяговое усилие рассчитывается на основе полученных максимальных значений тягового усилия на крюке по формуле

$$P_{\text{ном}} = 0{,}6P_{\max}.$$

Характеристики определяли следующим образом. Сначала разгоняли трактор до включения той передачи, на которой будут проходить измерения. При этом целевое значение угловой скорости коленчатого вала двигателя устанавливали соответствующим номинальной частоте вращения $n_{\text{ном}} = 1900$ мин$^{-1}$ двигателя ЯМЗ-6585 [6]. Указанный двигатель является наиболее приоритетным для совместной работы с разрабатываемой КПП и выбран на основе требований Промышленного Партнера.

Симуляция движения осуществлялась по поверхности, соответствующей по своим характеристикам стерне [1], т. е. при коэффициенте трения 0,7 и коэффициенте сопротивления качению 0,1.

После достижения установившейся скорости к задней полураме трактора в месте расположения сцепного устройства прикладывали нагрузку, которая плавно возрастала в течение 15 с до максимально возможного на данной передаче значения.

Испытания начинались с 12-й передачи для движения вперед, так как именно на ней обеспечивалось движение со скоростью около 16 км/ч [6]. При этом максимальное значение тягового усилия устанавливалось равным 54 кН, что соответствует номинальному значению для тракторов пятого тягового класса [1]. При отсутствии снижения скорости движения трактора до полной его остановки в течение 20 с после достижения максимального значения тяговой силы проводили еще одно испытание на той же передаче в КПП, увеличивая силу тяги на 5 %. И так до достижения значения силы тяги, при превышении которого происходила остановка трактора.

Таблица 3

Результаты виртуальных испытаний схемы КПП № 3

Передача, i	При максимальной тяговой мощности			При максимальном тяговом усилии
	$P_{i\max}$, кН	$v_{i\max}$, км/ч	$N_{i\max}$, кВт	$P_{i\max}$, кН
12	40,4	4,6	183,2	41,0
11	48,4	3,9	190,5	50,0
10	61,0	3,2	197,5	63,5
9	75,1	2,7	202,5	79,0
8	55,9	3,5	196,2	57,5
7	66,8	3,0	201,1	69,5
6	83,1	2,5	205,3	87,5
5	101,2	2,0	206,3	108,5
4	111,4	1,7	193,9	111,5

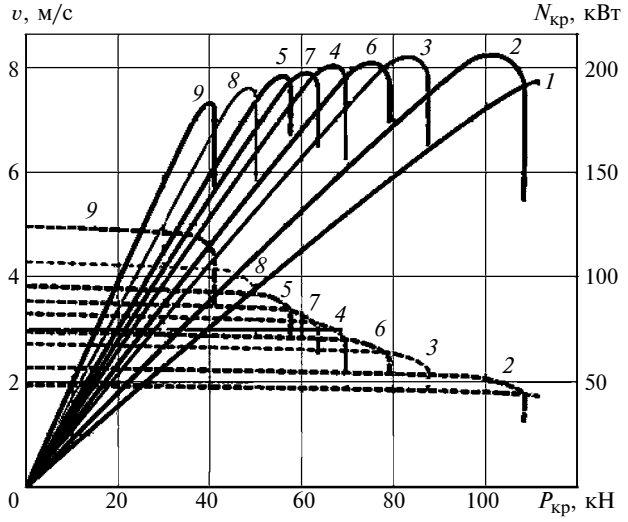


Рис. 5. Тяговая характеристика КПП по схеме № 3:
сплошные линии *1—9* — мощность $N_{\text{кр}}$ на передачах 4—12; штриховые линии *1—9* — скорость v на передачах 4—12

Подобным образом были проведены испытания и на остальных передачах. Начальное значение тягового усилия при этом увеличивалось пропорционально соотношению передаточных чисел в КПП на испытуемой и предыдущей передачах. Испытания проводили до той передачи и такого значения тягового усилия, при которых пробуксовывание колес трактора составляло более 15 %.

Результаты виртуальных испытаний для схемы № 3 КПП представлены в табл. 3 и на рис. 5.

Заключение

В ходе проведения виртуальных испытаний с использованием упрощенных кинематических моделей КПП и трактора в сборе удалось подтвердить соответствие трактора пятому тяговому классу в соответствии с ГОСТ 27021—86 [1] для всех трех схем коробки передач.

Создание кинематических моделей схем работы КПП выполнено в программном комплексе KISSsoft/KISSsys. В результате получены кинематические схемы с учетом анализа потоков мощности через элементы трансмиссии, выполнены расчеты кинематических параметров на каждой ступени и для каждого элемента системы. Проведен предварительный анализ прочностей и ресурсов зубчатых колес и валов по современным стандартам, общепринятым в мировой практике проектирования редукторов и коробок передач, оценен ресурс подшипников. Создание математических многомассо-

УДК 621.83.06

М. Е. ЛУСТЕНКОВ, д-р техн. наук, Е. С. ЛУСТЕНКОВА (Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь), e-mail: lustenkov@yandex.ru

Оценка кинематических возможностей и КПД сферической и роликовой передач

Рассмотрена конструкция соосной механической передачи на основе сферического кулачкового механизма. Передача имеет низкую материалоемкость, обеспечивает широкий диапазон передаточных отношений в одной ступени и КПД на уровне червячных передач.

Ключевые слова: передача, сферический механизм, кулачок, редуктор.

The design of coaxial mechanical transmission on the basis of a spherical cam mechanism is considered. The transmission has low material consumption, provides a wide range of gear ratios in one stage and efficiency at the level of worm gears.

Keywords: transmission, spherical mechanism, cam, reducer.

При встраивании редуктора в кинематическую цепь привода часто по условиям компоновки последнего необходимо обеспечить малые габаритные размеры и соосность валов. Примерами являются приводы роботов, манипуляторов, технологической оснастки, запорной арматуры и др. Помимо планетарных зубчатых зацеплений [1] указанным требованиям отвечает класс механических передач с промежуточными телами качения [2].

Низкая материалоемкость достигается благодаря наличию множества параллельных потоков передачи мощности, равных числу тел качения при геометрическом замыкании высших кинематических пар, образуемых ими с поверхностями контактирующих деталей. Принцип работы синусошариковых редукторов [3] (как примера передач данного класса) основан на взаимодействии трех коаксиально расположенных основных звеньев механизма с шариками по аналогии с подшипником качения. При этом замкнутые беговые дорожки внутренней и наружной обойм имеют волнообразную форму и разные числа периодов, которые определяют передаточное отношение, а сепаратор снабжен осевыми пазами. В работе [3] также исследованы передачи с тремя звеньями, имеющими замкнутые периодические беговые дорожки, которые названы трехсинусоидными. Они позволяют реализовывать передаточные отношения в широком диапазоне значений. Однако все передачи с так называемой несвязанной системой тел качения [4], оси или центры которых не закреплены на одной из деталей, отличаются низкой надежностью из-за возможности заклинивания их шариков (и особенно роликов), повышенным уровнем шума вследствие наличия зазоров в зацеплении и низким КПД из-за проскальзывания шариков (роликов), контактирующих одновременно с тремя поверхностями различных тел. Более перспективными являются передачи с фиксацией осей тел качения на одной из деталей механизма: планетарные цевочные с циклоидальным зацеплением [5] и прецессионные [6]. Сателлиты цевочных и синусоэксцентриковых [7] передач нуждаются в уравновешивании, необходимо дополнительно проектировать механизм

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 19)

вых кинематических моделей коробок передач и трактора в сборе выполнено в программном пакете MSC.ADAMS. Модели разработаны и настроены с учетом требований к проведению виртуальных испытаний согласно разработанным программе и методике.

Таким образом, можно сделать вывод, что разрабатываемая методика проектирования инженерных решений передачи крутящего момента от двигателей к исполнительным механизмам без разрыва потока мощности в условиях высокой нагрузки с использованием передовых компьютерных технологий позволяет с минимальным числом итераций получать результат, отвечающий заданным требованиям.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **ГОСТ 27021—86.** Тракторы сельскохозяйственные и лесохозяйственные. Тяговые классы. М.: Изд-во стандартов, 1986. 3 с.
2. **KISSsoft Release**. 03/2017. User Manual.
3. **Beermann S.** Mutiple Gearset-Type Calculation Software // Power Transmission Engineering. 2015. September.
4. **6585.3902150 РЭ.** Дополнение к руководству по эксплуатации 7511.3902150-01 РЭ "СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ ЯМЗ-7511.10, ЯМЗ-7512.10, ЯМЗ-7513.10, ЯМЗ-7601.10". Ярославль: 2016.
5. **Langhart J.** How to Get the Most Realistic Efficiency Calculation for Gearboxes // Power Transmission Engineering. 2015. April. P. 1—6.
6. **ГОСТ 30745—2001 (ИСО 789-9—90).** Тракторы сельскохозяйственные. Определение тяговых показателей. М.: ИПК Изд-во стандартов, 2002. С. 2—7.

передачи (съема) движения с сателлита на ведомый вал. Пространственный зубчатый профиль колес прецессионных передач сложен в изготовлении.

Целью проведенных исследований являлись разработка технологичной конструкции механической передачи с низкой материалоемкостью и определение ее кинематических возможностей.

Конструкция и принцип работы сферической роликовой передачи (СРП). На основе трехсинусоидного механизма была разработана предлагаемая СРП (рис. 1). На ведущем валу *1* передачи спроектирован наклонный участок *2*, на котором с возможностью относительного вращения установлен сателлит *3*. На наружной поверхности сателлита с равным шагом расположены отверстия, в которых размещаются ролики *4*. Своими сферическими концами они контактируют с беговой дорожкой *5* сферического кулачка *6*, установленного в корпусе *7*. Одновременно ролики взаимодействуют с беговой дорожкой *8* ведомого кулачка *9*, который закреплен на ведомом валу *10* передачи. Сателлит *3*, совершая осевые колебания с частотой вращения ведущего вала, вращается относительно его наклонного участка. Угловая скорость сателлита в абсолютном движении относительно оси передачи передается на ведомый вал.

Беговая дорожка *8* ведомого кулачка *9* имеет число Z_2 периодов, а беговая дорожка *5* неподвижного кулачка *6* — число Z_3 периодов. В модели передачи беговые дорожки заменяются центровыми кривыми кулачковых профилей, расположенными на сферической поверхности, а точки пересечения этих кривых совпадают с центрами масс тел качения. Третья периодическая кривая связана с сателлитом и представляет собой окружность (число периодов $Z_1 = 1$), наклоненную к оси передачи. На ней находятся центры масс роликов. Их траектории в процессе работы передачи располагаются на

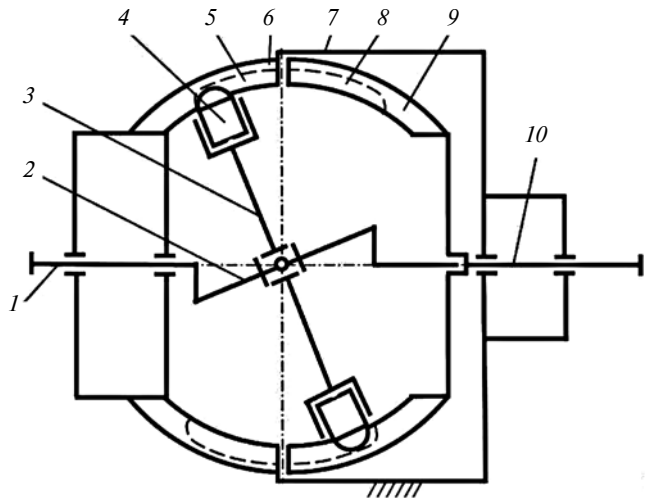


Рис. 1. Кинематическая схема СРП

сферической поверхности, как и у планетарных прецессионных передач, поэтому СРП можно отнести к группе сферических кулачковых механизмов. При этом отпадает необходимость проектирования угловой муфты, так как движение на ведомый вал передается посредством одного из звеньев, содержащего периодическую замкнутую беговую дорожку и совершающего вращательное движение относительно оси передачи.

Недостатком предлагаемой схемы является то, что используется принцип силового замыкания высших кинематических пар, снижающий теоретическую нагрузочную способность передач вдвое. Поэтому для обеспечения плавности зацепления число *n* тел качения не может быть менее четырех. Однако появляется возможность существенного снижения угловой скорости в одной ступени и реализации передаточных отношений в широком диапазоне.

Ролики устанавливают в отверстиях сателлита по переходной посадке, что позволяет им вращаться в процессе работы относительно своих осей и осуществлять качение по беговым дорожкам (кулачковым профилям). Теоретические и экспериментальные исследования показали, что несмотря на силы трения, возникающие между роликами и сателлитом, суммарные потери мощности в передаче снижаются по сравнению с конструкциями с цевочным или зубчатым зацеплением вследствие частичной замены скольжения качением.

Передаточное отношение СРП. Рассмотрим предложенный механизм как совокупность двух синусошариковых передач, в каждой из которых тела качения взаимодействуют с двумя парами элементов: сателлитом и неподвижным кулачком, ведомым и неподвижным кулачком. Предположим наличие условного сепаратора с меридиональными пазами, расположенного между сателлитом и обоими кулачками, наличие несвязанной системы шариков, однопериодной беговой дорожки на сателлите и его жесткое закрепление на наклонном участке вала. Данная схема механизма будет эквивалентна по кинематическим параметрам схеме передачи, приведенной на рис. 1, при равенстве радиуса шариков радиусу сферических концов роликов.

При пересечении в пространстве двух центровых кривых кулачковых профилей возникают две группы точек пересечения [3], которые при вращении одной кривой относительно другой движутся согласованно. Первую группу образуют точки пересечения кривых, в которых углы их подъема имеют разные знаки, у точек второй группы знаки одинаковы. В соответствии с этим для общей конструктивной схемы СРП возможно образование четырех групп механизмов с разными кинематическими параметрами [7].

Передаточное отношение составляющей трехзвенной передачи с ведущим сателлитом, остановленным кулачком *6* (см. рис. 1) и ведомым условным сепаратором составит:

$$i_{3-c}^{(6)} = \frac{\omega_3}{\omega_c} = \frac{Z_1 + \mathrm{sign}(1{,}5 - G)Z_3}{Z_1}, \qquad (1)$$

где ω_3 — угловая скорость сателлита, равная угловой скорости ведущего вала; ω_c — угловая скорость сепаратора; G — номер используемой группы точек пересечения кривых ($G = 1, 2$).

Рассмотрим второй составляющий механизм с передачей мощности от ведомого вала к сепаратору. Ведущим элементом при этом станет кулачок *9*, остановлен кулачок *6*, ведомое звено — условный сепаратор. В этом случае передаточное отношение

$$i_{9-c}^{(6)} = \frac{\omega_9}{\omega_c} = \frac{Z_2 + \mathrm{sign}(1{,}5 - G)Z_3}{Z_2}. \qquad (2)$$

Разделив выражение (1) на выражение (2), получим формулу для определения передаточного отношения СРП в общем случае

$$i_{3-9}^{(6)} = \frac{\omega_3}{\omega_9} = \frac{(Z_1 + \mathrm{sign}(1{,}5 - G)Z_3)Z_2}{(Z_2 + \mathrm{sign}(1{,}5 - G)Z_3)Z_1}.$$

Группа механизмов, в которой для осуществления контакта тел качения с сателлитом и остановленным кулачком *6* используется первая группа точек пересечения, а при контакте с кулачками *6* и *9* — вторая, является наиболее перспективной с точки зрения получения максимальных значений передаточных отношений. Для нее окончательно получим:

$$i_{3-9}^{(6)} = \frac{(Z_3 + 1)Z_2}{Z_2 - Z_3}. \qquad (3)$$

Очевидно, что при подборе чисел периодов Z_2 и Z_3 с малой разницей можно получить большие значения $i_{3-9}^{(6)}$. Однако на число n тел качения и на параметры Z_3 и Z_2 налагаются связи согласно уравнениям $Z_3 = nC - 1$ и $Z_2 - Z_3 = n$, где C — целое число ($C = 1, 2, ..., N$). Преобразовав выражение (3) с учетом приведенных зависимостей, получим формулу для передаточного отношения в виде функции двух переменных (C и n).

$$i_{3-9}^{(6)} = C^2 n + Cn - C. \qquad (4)$$

Должно выполняться условие $C > 1$, так как при $C = 1$ согласно выражению (4) $i_{3-9}^{(6)} = Z_2$. Данное передаточное отношение (большее на единицу числа периодов беговой дорожки ведомого кулачка) можно реализовать с помощью известной синусошариковой передачи с повышенной в 2 раза нагрузочной способностью.

Передаточные отношения с учетом параметров C и n приведены в таблице.

Возможно получение более широкого спектра значений в пределах приведенного диапазона $i = 22 \div 216$ путем использования двух рядов тел качения, установленных на сателлите, один из которых взаимодействует с остановленным, а другой с ведомым кулачками. Аналогичные схемы реализуются на основе передач эксцентрикового типа. При этом двухвенцовый сателлит устанавливается на эксцентрик, совершает плоское движение и нуждается в уравновешивании [8]. В сферических передачах [9] две беговые дорожки располагаются не в экваториальной плоскости сателлита, проходящей через его центр масс, что снижает равномерность работы передачи из-за нарушенной симметрии, а также усложняет проектирование и изготовление беговых дорожек.

Оценка среднего КПД. После преобразований уравнений кинетостатического равновесия ролика на основе отношения мощностей на ведущем и ведомом валах передачи было получено выражение для оценки среднего КПД СРП:

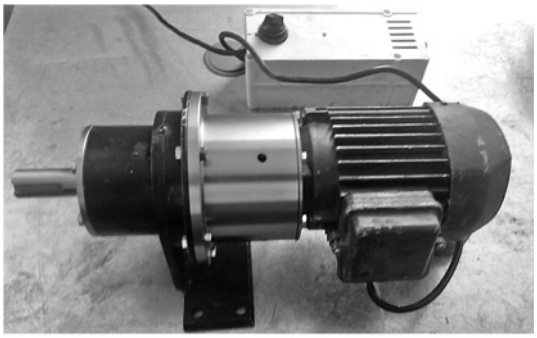
$$\eta = \frac{\sin(\alpha_{m3} - \psi)\sin(\alpha_{m2} + \psi)\sin(\alpha_{m2} - \alpha_{m3})}{\sin(\alpha_{m3})\sin(\alpha_{m2} - \alpha_{m3} + 2\psi)\sin(\pi - \alpha_{m2})}. \qquad (5)$$

Здесь $\psi = \mathrm{arctg}(f)$ — угол трения, принимаемый во всех контактирующих парах одинаковым, где f — приведенный коэффициент трения, учитывающий

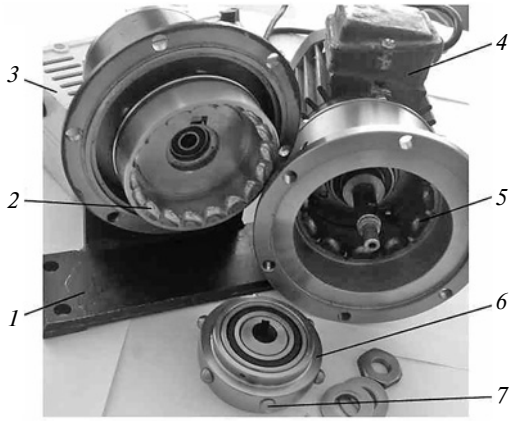
Передаточные отношения СРП

C	Число тел качения n							
	4	5	6	7	8	9	10	11
2	22 (7/11)	28 (9/14)	34 (11/17)	40 (13/20)	46 (15/23)	52 (17/26)	58 (19/29)	64 (21/32)
3	45 (11/15)	57 (14/19)	69 (17/23)	81 (20/27)	93 (23/31)	105 (26/35)	117 (29/39)	129 (32/43)
4	76 (15/19)	96 (19/24)	116 (23/29)	136 (27/34)	156 (31/39)	176 (35/44)	196 (39/49)	216 (43/54)

Примечание. В скобках приведены числа периодов Z_3/Z_2.



а)



б)

Рис. 2. Общий вид (*а*) и основные узлы (*б*) экспериментального образца мотор-редуктора с СРП:

1 — корпус; *2* — ведомый кулачок; *3* — пульт управления; *4* — асинхронный электродвигатель; *5* — неподвижный кулачок; *6* — сателлит; *7* — ролики

скольжение и качение; α_{m2}, α_{m3} — абсолютные средние значения углов подъема центровых кривых ведомого и неподвижного кулачков. Эти углы, в свою очередь, определяются согласно зависимости $\alpha_{mi} = \mathrm{arctg}(2AZ_i/(\pi R))$, где A — амплитуда центровых кривых кулачковых профилей, принимаемая одинаковой для обоих кулачков; R — радиус наружной сферической поверхности сателлита.

Как и для червячных передач [10], полученная зависимость (5) является функцией геометрических параметров и коэффициента трения.

На основе СРП был разработан мотор-редуктор с электродвигателем мощностью 0,25 кВт (рис. 2, *а*, *б*). При геометрических параметрах $R = 40$ мм, $A = 5$ мм, числе тел качения $n = 6$ и числах периодов $Z_3 = 11$, $Z_2 = 17$ передаточное отношение равно 34. Рассчитанный по формуле (5) средний КПД составил $\eta = 0{,}89 \div 0{,}52$ при $f = 0{,}02 \div 0{,}1$.

Кулачковый профиль изготовлялся на фрезерном станке с ЧПУ сферической фрезой при ее перемещении по центровым кривым, заданным параметрическими уравнениями в управляющей программе.

Выводы

Проведенные испытания подтвердили полученные кинематические зависимости. Кроме того, по уровню шума и степени уравновешенности (при частоте вращения ведущего вала 2740 мин$^{-1}$) предложенная передача соответствовала аналогичным параметрам одноступенчатых планетарных зубчатых редукторов, спроектированных на основе трехсателлитной передачи по схеме 2К-Н. КПД редукторного узла, испытуемого отдельно, составил 0,72÷0,76 (при номинальном моменте на ведомом валу 20 Н·м), что соответствует КПД червячных передач с однозаходным червяком и значениям, полученным по формуле (5) при приведенном коэффициенте трения $f = 0{,}05 \div 0{,}04$.

Таким образом, одноступенчатые СРП можно применять в областях, где в настоящее время используются многорядные зубчатые, червячные и волновые передачи. Рекомендуемый диапазон передаточных отношений составляет $i = 30 \div 90$. Меньшие значения можно получить с помощью передач с более высоким КПД, а при значениях, превышающих 90, резко снижается длина рабочих участков беговых дорожек кулачков из-за возникающего при их изготовлении самопересечения профиля на вершинах кривых, что приводит к снижению нагрузочной способности. В этом случае СРП целесообразно применять как кинематические передачи.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кудрявцев В. Н.** Планетарные передачи. Л.: Машиностроение, 1966. 308 с.
2. **Становской В. В., Ремнева Т. А., Казакявичус С. М.** Передачи со свободными телами качения, обзор патентной литературы // Прогрессивные зубчатые передачи: сб. науч. тр. Новоуральск: Новоуральский гос. технол. ин-т, 2003. С. 61—94.
3. **Игнатищев Р. М.** Синусошариковые редукторы. Минск: Высшая школа, 1983. 107 с.
4. **Пат. 2179272 С1 Рос. Федерация**: МПК F 16 H 25/06. Дифференциальный преобразователь скорости "редуктор — подшипник".
5. **Шанников В. М.** Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением. М.—Л.: Машгиз, 1948. 173 с.
6. **Bostan I.** Planetary Precessional Transmissions: Synthesis and Generation Technologies // Power Transmissions, Mechanisms and Machine Science 13. Proc. of the 4-th Int. conf. Sinaia, Romania, 2012. V. XVI. P. 21—44.
7. **Игнатищев Р. М.** Шестерням весомая поддержка — синусоэксцентриковые передачи. Могилев: МОУТ им. С. Соболя, 2007. 24 с.
8. **Ефременков Е. А.** Разработка и проектирование передач с промежуточными телами качения нового вида // Известия Томского политехнического университета. 2005. Т. 308. № 1. С. 131—135.
9. **А. с. 109419 СССР:** Кл 47h6; 47h7. Сфероидный зубчато-винтовой механизм.
10. **Решетов Д. Н.** Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

УДК 621.891.001.573

Е. О. ЛАГУНОВА, канд. техн. наук (Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону), e-mail: lagunova@rambler.ru

Разработка расчетной модели радиального подшипника с учетом зависимости вязкости смазочного материала от давления и температуры*

Разработана методика и представлена точная автомодельная реализация бесконечного радиального подшипника скольжения, работающего в гидродинамическом режиме на несжимаемом смазочном материале, с адаптированным профилем опорной поверхности при неполном заполнении смазочным материалом рабочего зазора. При этом учитывались зависимости вязкости смазочного материала от давления и температуры. На основании уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости в тонком слое и уравнения неразрывности определены диапазоны скоростей и давлений, а также получены аналитические выражения для несущей способности и силы трения.

Ключевые слова: гидродинамика, опорная поверхность, жидкий смазочный материал, адаптированный профиль, вязкость, давление, температура.

A technique is developed and an accurate automodel implementation of an infinite radial sliding bearing operating in the hydrodynamic mode on an incompressible lubricant with an adapted profile of the bearing surface with incomplete filling of the working gap with lubricant is presented. The dependencies of the lubricant viscosity on pressure and temperature were taken into account. Based on the equation of motion of a viscous incompressible fluid in a thin layer and the continuity equation, the ranges of velocities and pressures are determined, and analytical expressions for the bearing capacity and friction force are obtained.

Keywords: hydrodynamics, bearing surface, liquid lubricant, adapted profile, viscosity, pressure, temperature.

Тенденции развития машиностроения в настоящее время характеризуются увеличением нагрузочно-скоростных режимов трибосистем и теплонапряженности. Решение этой проблемы, а также повышение энергоэффективности неразрывно связаны с совершенствованием конструкции узлов трения.

Несмотря на значительный опыт применения подшипников скольжения, работающих в гидродинамическом режиме смазывания, и усилия многих ученых, посвятивших время их расчету [1—6], даже в настоящее время гидродинамические расчеты подшипников при проектировании вызывают определенные трудности. Это связано с наличием большого числа переменных факторов, неоднозначностью выбора граничных условий, случайностью варьирования закономерностей изменения механических, физических и химических сопутствующих процессов. В теоретическом плане эти данные не допускают ни обобщений, ни экстраполяции.

Одним из основных параметров, которые необходимо учитывать при расчете подшипников скольжения, является их конструкция, определяющая геометрию контактной поверхности, способ подвода смазочного материала и режимы нагружения [7—10]. Это, в свою очередь, устанавливает особенности постановки задачи и методику гидродинамического расчета.

Ключом к решению проблемы стало повышение несущей способности подшипников в результате применения адаптированного к условиям гидродинамики опорного профиля подшипниковых втулок и, кроме того, уточнения расчетных моделей подшипников на основе одновременного учета зависимости вязкости жидкого смазочного материала от давления и температуры. Последнее определяет новизну и актуальность полученного решения.

Кроме того, при неполном заполнении рабочего зазора смазочным материалом использование адаптированного профиля опорной поверхности подшипника обеспечивает его повышенную несущую способность. Одновременный учет комплекса переменных факторов позволил существенно уточнить расчетную модель и приблизить полученные результаты к реальным.

Цель работы — формирование уточненной расчетной модели радиального подшипника скольжения, работающего в режиме гидродинамического смазывания, на основе введения в расчеты автомодельной переменной и одновременности учета зависимости вязкости жидкого смазочного материала от давления и температуры.

Постановка задачи

Рассматривается модель установившегося движения вязкого несжимаемого жидкого смазочного материала в рабочем зазоре бесконечного радиального подшипника (рис. 1). Вал *1* вращается с частотой вращения Ω, а подшипниковая втулка *2* с адаптированным профилем опорной поверхности неподвижна. Предполагается, что пространство

* Работа проведена в рамках реализации гранта ОАО "РЖД" 2210370/22.12.2016 на развитие научно-педагогических школ в области железнодорожного транспорта.

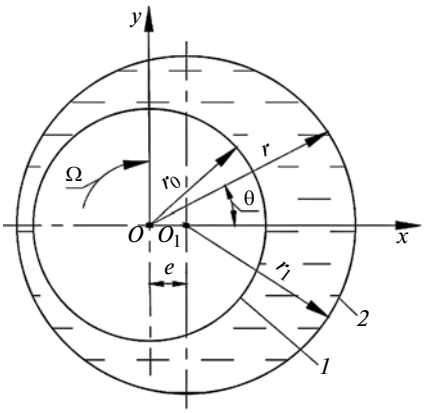


Рис. 1. Расчетная схема для формирования уточненной расчетной модели радиального подшипника скольжения

между валом и подшипником не полностью заполнено смазочным материалом. Считаем, что вязкость смазочного материала одновременно зависит от давления и температуры:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p' - \beta' T'},$$

где μ' — коэффициент динамической вязкости смазочной среды; μ_0 — вязкость применяемого смазочного материала; p' и T' — гидродинамическое давление и температура смазочной среды; α', β' — постоянные экспериментальные величины.

В полярной системе координат r', θ с полюсом в центре вала уравнения контуров поперечных сечений вала и подшипниковой втулки запишутся в виде:

$$r' = r_0;\ r' = r_1 + e\cos\theta - a\sin\omega\theta,$$

где r_0 — радиус вала; r_1 — радиус подшипника; e — эксцентриситет; e/δ, a/δ — малые величины одного порядка малости ($\delta = r_1 - r_0$); ω, a — параметры контактного профиля, которые подлежат определению.

Основные уравнения и граничные условия

С учетом одновременной зависимости вязкости смазочного материала от давления и температуры в качестве исходных уравнений используем безразмерные уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости для случая "тонкого слоя" и уравнения неразрывности:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial^2 v}{\partial r^2} = \frac{1}{e^{\alpha p - \beta T}} \cdot \frac{dp}{d\theta}; \\ &\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{\partial v}{\partial \theta} = 0, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где u, v — компоненты вектора скорости смазочной среды.

Размерные величины u', v', p', r', μ', α', β', T' связаны с соответствующими безразмерными величинами u, v, p, r, μ, α, β, T соотношениями:

$$u' = \Omega r_0 u;\quad v' = \Omega r_0 v;\ p' = p^* p;\quad \mu' = \mu_0 \mu;$$

$$T' = T^* T;\quad p^* = \frac{\mu_0 \Omega r_0^2}{\delta^2};\quad \alpha = p^* \alpha';\quad \beta = T^* \beta', \quad (2)$$

где u', v' — компоненты вектора скорости смазочной среды; T^* — характерная температура, α и β — параметры, характеризующие зависимости вязкости смазочного материала соответственно от давления и температуры.

Система уравнений (1) решается при следующих граничных условиях:

$$\left.\begin{aligned} &u = 0, v = 0 \text{ при } r = 1 + \eta\cos\theta - \eta_1 \sin\omega\theta; \\ &u = 0, v = 1 \text{ при } r = 0; \\ &p(\theta_1) = p(\theta_2) = 0, \end{aligned}\right\} \quad (3)$$

где θ_1 и θ_2 — соответственно угловые координаты начала и конца свободной поверхности смазочного материала; $\eta = e/\delta$; $\eta_1 = a/\delta$.

Точное автомодельное решение

Точное автомодельное решение задачи (1) с учетом выражений (2) и (3) выполняем интегрированием после ввода автомодельной переменной $\xi = \dfrac{r}{h(\theta)}$:

$$\left.\begin{aligned} v &= \frac{\partial \psi}{\partial r} + V(r, \theta); \\ u &= -\frac{\partial \psi}{\partial \theta} + U(r, \theta), \end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где $\psi(r, \theta) = \tilde{\psi}(\xi)$; $V(r, \theta) = \tilde{v}(\xi)$;

$$U(r, \theta) = -\tilde{u}(\xi) \cdot h'(\theta);\ \frac{1}{e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp}{d\theta} = \frac{\tilde{C}_1}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(\theta)};$$

$h(\theta) = 1 + \eta\cos\theta - \eta_1 \sin\omega\theta$.

Подставив выражения (4) в систему уравнений (1), с учетом граничных условий (3) получим дифференциальные уравнения

$$\left.\begin{aligned} &\tilde{\psi}'''(\xi) = \tilde{C}_2; \\ &\tilde{v}(\xi) = \tilde{C}_1; \\ &\tilde{u}'(\xi) + \xi \tilde{v}'(\xi) = 0 \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

и граничные условия:

$$\left.\begin{aligned} &\tilde{\psi}'(0) = \tilde{\psi}'(1) = 0; \\ &\tilde{u}(1) = \tilde{v}(1) = 0; \\ &\tilde{u}(0) = 0; \\ &\tilde{v}(0) = 1; \\ &\int_0^1 \tilde{v}(\xi) d\xi = 0. \end{aligned}\right\} \quad (6)$$

Решение уравнений (5) с учетом граничных условий (6) находим непосредственным интегрированием. В результате получим:

$$\tilde{\psi}'(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi),$$

$$\tilde{v}(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + 1\right)\xi + 1, \quad \tilde{C}_1 = 6,$$

а $\tilde{C}_2$ определим из условия $p(\theta_1) = p(\theta_2) = 0$:

$$\tilde{C}_2 = -\frac{\tilde{C}_1 \tilde{J}_2(\theta)}{\tilde{J}_3(\theta)},$$

где $\tilde{J}_k(\theta) = \int\limits_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{\mu(\theta)}{h^k(\theta)} d\theta.$

Определение гидродинамического давления

Безразмерное гидродинамическое давление в смазочном слое определим из уравнения:

$$\frac{1}{\mu(\theta)} \frac{dp}{d\theta} = \frac{\tilde{C}_1}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(\theta)}. \quad (7)$$

Для решения уравнения (7) сначала определим $\mu(\theta)$ как функцию, зависящую от θ.

При определении $\mu(\theta)$ используем выражение, отражающее закономерность изменения скорости диссипации энергии смазочной среды:

$$\frac{dH'}{d\theta} = \frac{2\mu_0 \mu \Omega^2 r_0^2 h(\theta)}{\delta} \int\limits_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h(\theta)}\right)^2 d\xi.$$

Тогда повышение температуры определяется выражением:

$$\frac{dT'}{d\theta} = \frac{dH'}{d\theta} \cdot \frac{1}{C_p Q} =$$

$$= \frac{1}{C_p Q} \cdot \frac{2\mu_0 \mu \Omega^2 r_0^2 h(\theta)}{\delta} \int\limits_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h(\theta)}\right)^2 d\xi,$$

где Q — расход смазочного материала в единицу времени; C_p — теплоемкость при постоянном давлении; h — толщина масляной пленки.

Расход смазочного материала определяется выражением:

$$Q = \Omega r_0 \delta \int\limits_0^1 \psi'(\xi) d\xi = -\Omega r_0 \delta \frac{\tilde{C}_2}{12}.$$

Продифференцировав по θ выражение $\mu = e^{\alpha p - \beta T}$, получим:

$$\frac{d\mu}{d\theta} = \mu(\theta)\left(\alpha \frac{dp}{d\theta} - \beta \frac{dT}{d\theta}\right) = \mu(\theta)\alpha \frac{dp}{d\theta} +$$

$$+ \frac{\mu(\theta)\beta 24 \mu_0 \Omega r_0 h(\theta)}{T^* C_p \delta^2 \tilde{C}_2} \int\limits_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h(\theta)}\right)^2 d\xi.$$

С учетом уравнения (7) для определения $\mu(\theta)$ приходим к следующему дифференциальному уравнению:

$$\frac{1}{\mu^2(\theta)} \frac{d\mu}{d\theta} = \frac{\alpha \tilde{C}_1}{h^2(\theta)} + \frac{\alpha \tilde{C}_2}{h^3(\theta)} +$$

$$+ \frac{24 \mu_0 \beta \Omega r_0 h(\theta)}{T^* C_p \delta^2 \tilde{C}_2} \int\limits_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi)}{h(\theta)}\right)^2 d\xi.$$

Интегрируя это уравнение, получим:

$$\frac{1}{\mu(\theta)} = 1 - \alpha \tilde{C}_1 J_2(\theta) - \alpha \tilde{C}_2 J_3(\theta) -$$

$$- \tilde{K}[\Delta_1 J_3(\theta) + \Delta_2 J_2(\theta) + \Delta_3 J_1(\theta)], \quad (8)$$

где $\tilde{K} = \frac{24 \mu_0 \beta \Omega r_0}{T^* C_p \delta^2 \tilde{C}_2}$, $\Delta_1 = \int\limits_0^1 (\tilde{\psi}''(\xi))^2 d\xi$;

$\Delta_2 = 2\int\limits_0^1 (\tilde{\psi}''(\xi) \cdot \tilde{v}'(\xi)) d\xi$, $\Delta_3 = \int\limits_0^1 (\tilde{v}'(\xi))^2 d\xi$,

$J_k(\theta) = \int\limits_{\theta_1}^{\theta} \frac{d\theta}{h^k(\theta)}.$

Решив уравнение (8) относительно $\mu(\theta)$, получим:

$$\mu(\theta) = \frac{1}{1 - \tilde{K}[\Delta_1 J_3(\theta) + \Delta_2 J_2(\theta) + \Delta_3 J_1(\theta)] -} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{1}{- \alpha \tilde{C}_1 J_2(\theta) - \alpha \tilde{C}_2 J_3(\theta)}.$$

В дальнейшем функцию $\mu(\theta)$ заменим ее усредненным интегральным значением:

$$\tilde{\mu} = \int\limits_{\theta_1}^{\theta_2} \mu(\theta) d\theta =$$

$$= \int\limits_{\theta_1}^{\theta_2} \left[\frac{1}{1 - \tilde{K}[\Delta_1 J_3(\theta) + \Delta_2 J_2(\theta) + \Delta_3 J_1(\theta)] -} \rightarrow\right.$$

$$\left.\rightarrow \frac{1}{- \alpha(\tilde{C}_1 J_2(\theta) + \tilde{C}_2 J_3(\theta))}\right] d\theta.$$

Решив полученные уравнения для Δ_1, Δ_2, Δ_3, $\tilde{C}_2$ с точностью до членов второго порядка малости $O(\eta^2)$, $O(\eta_1^2)$, $O(\eta, \eta_1)$, получим следующие выражения:

$$\tilde{C}_2 = -6\left(1 + \frac{2\eta \cos\frac{\theta_2 + \theta_1}{2} \sin\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}}{\theta_2 - \theta_1} -\right.$$

$$\left.- \frac{2\eta_1 \sin\omega\frac{\theta_2 + \theta_1}{2} \sin\omega\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}}{\omega(\theta_2 - \theta_1)}\right),$$

$$\Delta_1 = 3\left(1 + \frac{4\eta\cos\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2}}{\theta_2-\theta_1} - \right.$$

$$\left. - \frac{4\eta_1\sin\omega\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\omega\frac{\theta_2-\theta_1}{2}}{\omega(\theta_2-\theta_1)}\right); \quad \Delta_3 = 4;$$

$$\Delta_2 = -6\left(1 + \frac{2\eta\cos\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2}}{\theta_2-\theta_1} - \right.$$

$$\left. - \frac{2\eta_1\sin\omega\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\omega\frac{\theta_2-\theta_1}{2}}{\omega(\theta_2-\theta_1)}\right).$$

Тогда для усредненного интегрального значения $\tilde{\mu}$ получим выражение:

$$\tilde{\mu} = 1 + K\left(-\frac{A^2}{12} - \frac{\eta A_2}{6} + \frac{A_3\eta_1}{6\omega} + \right.$$

$$\left. + \frac{7}{6}\eta A_1 A_4 - \frac{\eta_1 A_1 A_5}{6\omega}\right) + 6\alpha\left(-\eta A_2 + \frac{\eta_1 A_3}{\omega} - \right.$$

$$\left. - \eta A_1 A_4 + \frac{\eta_1 A_5}{\omega}\right), \qquad (9)$$

где

$$K = \frac{\mu_0\beta\Omega r_0}{T^* C_p \delta^2}; \quad A = \frac{(\theta_2-\theta_1)^2}{2}; \quad A_1 = \theta_2 - \theta_1;$$

$$A_2 = 2\sin\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2} - (\theta_2-\theta_1)\sin\theta_1;$$

$$A_3 = \frac{2}{\omega}\cos\omega\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\omega\frac{\theta_2-\theta_1}{2} - (\theta_2-\theta_1)\cos\omega\theta_1;$$

$$A_4 = \cos\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2};$$

$$A_5 = \sin\omega\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\omega\frac{\theta_2-\theta_1}{2}.$$

С учетом выражений (7) и (9) безразмерное гидродинамическое давление определяется как

$$p = \tilde{\mu}\,[\,\tilde{C}_1 J_2(\theta) + \tilde{C}_2 J_3(\theta)] = 6\tilde{\mu}\left(\eta\sin\theta + \frac{\eta_1}{\omega}\cos\omega\theta - \right.$$

$$- \frac{2\theta}{A}\left(\eta A_4 + \frac{\eta_1 A_5}{\omega}\right) - \eta\sin\theta_1 - \frac{\eta_1}{\omega}\cos\omega\theta_1 +$$

$$\left. + \frac{2\theta_1}{A}\left(\eta A_4 - \frac{\eta_1 A_5}{\omega}\right)\right).$$

Перейдем к определению основных рабочих характеристик подшипника. Для составляющих вектора поддерживающей силы (R_y и R_x) и для силы $L_{тр}$ трения получим выражения:

$$R_y = \frac{\tilde{\mu}\mu_0\Omega r_0^3}{\delta^2}\int_{\theta_1}^{\theta_2} p\sin\theta d\theta = \frac{6\tilde{\mu}\mu_0\Omega r_0^3}{\delta^2}\left[\frac{\eta}{2}(\theta_2-\theta_1) + \right.$$

$$+ 2\sin(\theta_2+\theta_1)\sin(\theta_2-\theta_1) +$$

$$+ \frac{\eta_1(1-\omega^2)}{\omega}\left(\sin\frac{(\omega-1)(\theta_2+\theta_1)}{2}\sin\frac{(\omega-1)(\theta_2-\theta_1)}{2} + \right.$$

$$\left. + \sin\frac{(\omega+1)(\theta_2+\theta_1)}{2}\sin\frac{(\omega+1)(\theta_2-\theta_1)}{2}\right) -$$

$$- \frac{4\sin\frac{(\theta_2-\theta_1)}{2}}{A}\left(\eta A_4 + \frac{\eta_1 A_5}{\omega}\right) \times$$

$$\times\left((\theta_2-\theta_1)\sin\frac{(\theta_2+\theta_1)}{2} + \cos\frac{(\theta_2+\theta_1)}{2}\right) +$$

$$\left. + (\theta_2-\theta_1)\left(\eta\sin\theta_1 - \frac{\eta_1}{\omega}\cos\omega\theta_1 + \frac{2\theta_1}{A}\left(\eta A_4 - \frac{\eta_1 A_5}{\omega}\right)\right)\right];$$

$$R_x = \frac{\tilde{\mu}\mu_0\Omega r_0^3}{\delta^2}\int_{\theta_1}^{\theta_2} p\cos\theta d\theta =$$

$$= \frac{6\tilde{\mu}\mu_0\Omega r_0^3}{\delta^2}\left[-\frac{\eta}{2}\sin(\theta_2+\theta_1)\sin(\theta_2-\theta_1) + \right.$$

$$+ \frac{\eta_1(1-\omega^2)}{\omega}\left(\cos\frac{(\omega-1)(\theta_2+\theta_1)}{2}\sin\frac{(\omega-1)(\theta_2-\theta_1)}{2} + \right.$$

$$\left. + \cos\frac{(\omega+1)(\theta_2+\theta_1)}{2}\sin\frac{(\omega+1)(\theta_2-\theta_1)}{2}\right) -$$

$$- \frac{4\sin\frac{(\theta_2-\theta_1)}{2}}{A}\left(\eta A_4 + \frac{\eta_1 A_5}{\omega}\right) \times$$

$$\times\left((\theta_2-\theta_1)\cos\frac{(\theta_2+\theta_1)}{2} - \sin\frac{(\theta_2+\theta_1)}{2}\right) +$$

$$\left. + (\theta_2-\theta_1)\left(\eta\sin\theta_1 - \frac{\eta_1}{\omega}\cos\omega\theta_1 + \frac{2\theta_1}{A}\left(\eta A_4 - \frac{\eta_1 A_5}{\omega}\right)\right)\right];$$

$$L_{тр} = \tilde{\mu}\,\mu_0\Omega r_0^2\left[\int_{\theta_1}^{\theta_2} - \frac{\tilde{C}_2}{2}\frac{d\theta}{h^2(\theta)} - \int_{\theta_1}^{\theta_2}\left(\frac{\tilde{C}_1}{2} + 1\right)\frac{d\theta}{h(\theta)}\right] =$$

$$= \frac{\tilde{\mu}\mu_0\Omega r_0}{\delta}\left(-1 + \frac{24A_4}{A_1} - \frac{10\eta_1 A_5}{\omega A_1}\right). \qquad (10)$$

Диапазоны параметров, используемых при расчетах по формулам (1)—(10), составляют:

$\eta = \eta_1 = 0{,}3\div1$; $\omega = 0\div1$; $K = 0{,}1\div3$; $\alpha = 0\div1$;

$\beta = 0\div1$; $T = 30\div100$ °C; $\mu_0 = 0{,}00595\ \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}^2}$;

$p_a = 0{,}08\div0{,}101325$ МПа; $\theta_2 - \theta_1 = 1°\div10°$,

где p_a — атмосферное давление.

Входные параметры для расчета несущей способности и силы трения подшипника, определяемые выражениями (10):

Параметр	Диапазон исследования
Коэффициент динамической вязкости смазочного материала μ, Н · с/м^2	0,0608÷0,0078
Частота вращения вала Ω, с$^{-1}$	100÷1800
Относительный эксцентриситет η	0,3÷1
Радиальный зазор δ, мм	0,05÷0,07
Радиус вала r_0, мм	19,985÷49,33

Результаты численных расчетов графически представлены на рис. 2—6.

Выводы

1. Основные рабочие характеристики подшипника существенно зависят от параметра ω, характеризующего адаптированный профиль опорной поверхности, от теплового параметра K, от экспериментального параметра α, обусловленного зависимостью вязкости смазочного материала от давления, от параметра $\theta_2 - \theta_1$, характеризующего протяженность свободной поверхности смазочного материала.

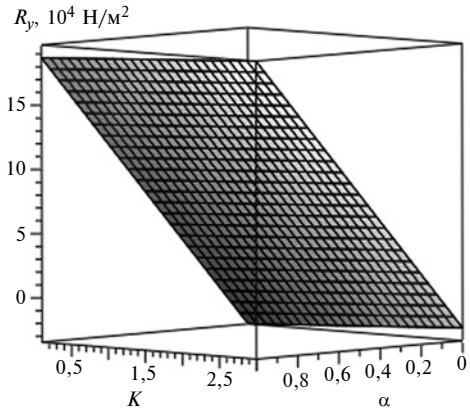


Рис. 2. Зависимость составляющей R_y вектора поддерживающей силы от параметра α, характеризующего зависимость вязкости смазочного материала от давления, и теплового параметра K

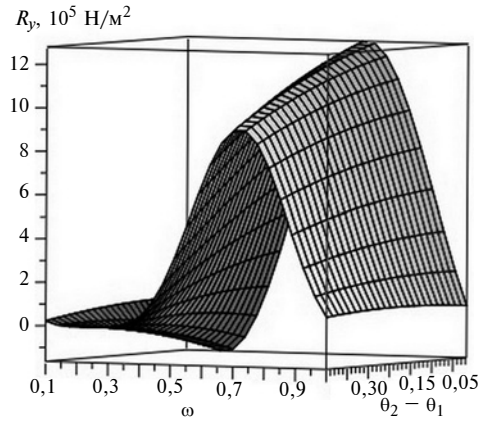


Рис. 3. Зависимость составляющей вектора R_y поддерживающей силы от параметра $\theta_2 - \theta_1$, характеризующего протяженность свободной поверхности смазочного материала, и параметра ω, характеризующего адаптивный профиль опорной поверхности

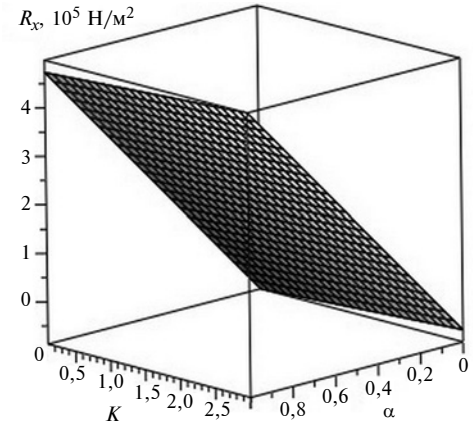


Рис. 4. Зависимость составляющей вектора R_x поддерживающей силы от параметров α и K

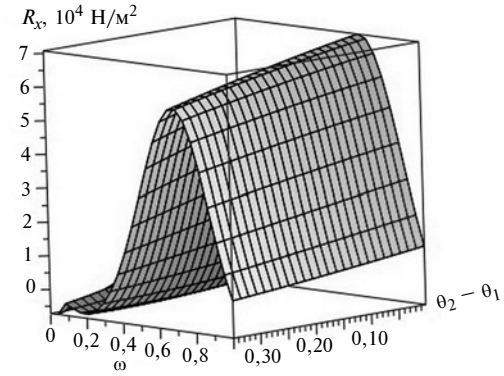


Рис. 5. Зависимость составляющей R_x вектора поддерживающей силы от параметров $\theta_2 - \theta_1$ и ω

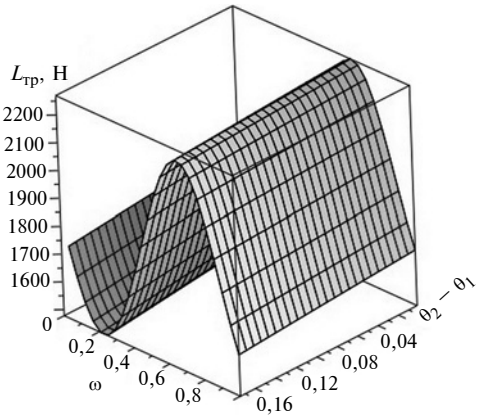


Рис. 6. Зависимость силы трения $L_{тр}$ от параметров $\theta_2 - \theta_1$ и ω

2. С увеличением параметров K и α несущая способность подшипника увеличивается.

3. Влияние адаптированного профиля подшипниковой втулки на основные рабочие характеристики подшипника характеризуется наличием их максимальных и минимальных значений соответственно при $\omega = \pi/2$ и $3\pi/2$, что приводит к снижению в этих областях силы трения и увеличению несущей способности подшипника при максимуме и к обратным явлениям при минимуме.

УДК 621.787

К. Н. ПАНТЮХОВА, канд. техн. наук, В. Ю. ПУТИНЦЕВ, А. Р. ПУТИНЦЕВА (Омский ГТУ),
e-mail: putintsev_vit@mail.ru

Исследование прочности волнистого соединения составной холодновысадочной матрицы

Рассмотрена эффективность кузнечно-штампового производства с учетом конструктивных особенностей холодновысадочной матрицы, применяемой в штамповой оснастке при холодной высадке. Инструмент с волнистым профилем испытан на сопротивление усталости. Исследованы закономерности усталостного старения. Установлено, что предел выносливости и долговечность составных матриц с волнистым профилем выше по сравнению с гладкими неподвижными матрицами.

Ключевые слова: прочность, холодновысадочная матрица, волнистый профиль.

The effectiveness of forging and die-casting production is considered taking into account the design features of the cold-heading matrix used in die tooling during cold heading. The tool with a wavy profile is tested for fatigue resistance. The laws of fatigue aging are studied. It is determined, that the endurance limit and durability of composite matrices with a wavy profile are higher compared to smooth fixed matrices.

Keywords: strength, cold-setting matrix, wavy profile.

Совершенствование технологических процессов кузнечно-штамповочного производства и исследование прочностных характеристик соединения составных матриц, используемых в холодновысадочных пресс-автоматах, актуальны. В условиях высокой производительности производства его эффективности можно достичь улучшением технико-экономических показателей и применением ресурсосберегающих технологий.

Работы [1—14], посвященные повышению работоспособности неподвижных соединений, в том числе и соединений с натягом, достаточно убедительно показывают, что наличие так называемого шпоночного эффекта обеспечивает требуемые неподвижность и прочность соединения при воздействии осевой силы и/или крутящего момента. В работах [5—7, 9—14] доказано, что увеличение площади опорной поверхности способствует увеличению неподвижности элементов соединения. Для того чтобы добиться глубины впадины за пределами микрорельефа, необходимо прикладывать большие усилия, соизмеримые с усилиями, обеспечивающими пластическое течение материала на уровне макрорельефа [15].

Были проведены экспериментальные исследования по следующим направлениям:

1. Разработка конструкции инструментальной оснастки.

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 29)

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Чернец М. В.** Прогнозирование долговечности подшипников скольжения по кумулятивной модели изнашивания с учетом огранки контура вала // Трение и износ. 2015 (36). С. № 2. 213—221.

2. **Албагачиев А. Ю., Меделяев И. А.** Распределение температуры по поверхности трения скольжения при граничной смазке // Вестник Московского государственного университета приборостроения и информатики. 2007. № 7. С. 8.

3. **Албагачиев А. Ю., Кожемякина В. Д., Чичинадзе А. В.** Фрикционно-износные и температурные характеристики материалов при высокоскоростном скольжении в машинах и аппаратах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2010. № 3. С. 19—29.

4. **Гидродинамический** расчет радиального подшипника скольжения, работающего в турбулентном режиме трения при неполном заполнении зазора вязкоупругой смазкой / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, В. А. Замшин, И. С. Семенко // Вестник машиностроения. 2009. № 7. С. 11—17.

5. **Viscosity** of Liquids: Theory, Estimation, Experiment and Data / D. S. Viswanath, T. K. Ghosh, D. H. L. Prasad at al. N. Y.: Published by Springer, 2007. 660 p.

6. **Ахвердиев К. С., Мукутадзе М. А., Семенко И. С.** Гидродинамический расчет упорного подшипника скольжения, работающего на вязкоупругой смазке в турбулентном режиме трения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2011. № 4. С. 69—77.

7. **Задорожная Е. А., Караваев В. Г.** Оценка теплового состояния сложнонагруженного подшипника с учетом реологических свойств смазочного материала // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-исследовательский журнал. 2012. № 2. С. 66—73.

8. **Akhverdiev K. S., Mukutadze M. A., Mukutadze A. M.** Radial bearing with porous barrel // Proceedings of Academic World: International Conference, 28th of March, 2016, San Francisco, USA. — IRAG Research Forum: Institute of Research and Journals. 2016. P. 28—31.

9. **Задорожная Е. А.** Решение термогидродинамической задачи смазки сложнонагруженных подшипников скольжения с учетом реологических свойств смазывающей жидкости // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2014. № 4. С. 70—81.

10. **Матвеев В. А., Орлов О. Ф.** Определение динамической вязкости вещества в зависимости от давления и температуры // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2009. № 3. С. 116—118.

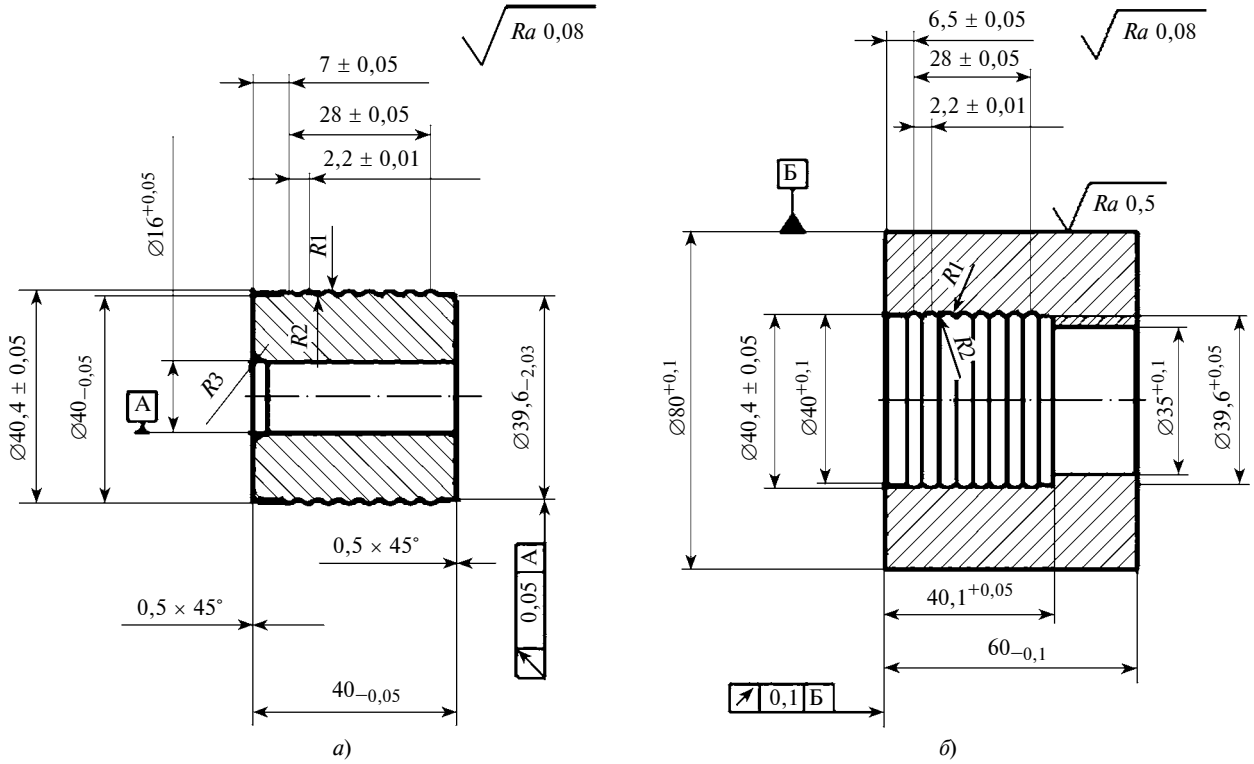


Рис. 1. Эскизы втулки (*а*) и корпуса (*б*)

2. Разработка технологии формообразования профиля.

3. Исследование влияния геометрических параметров инструмента на геометрические параметры профиля.

4. Исследование влияния режимов формообразования на геометрические характеристики профиля.

Целью данного исследования является подтверждение гипотезы о том, что замена "гладких" неподвижных соединений, применяемых в конструкциях штамповой оснастки при холодной высадке, на волнистые позволит повысить прочность и долговечность составных матриц, подвергающихся длительным циклическим нагрузкам.

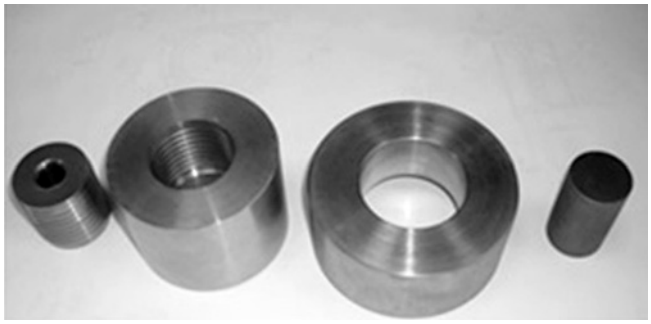
В качестве образцов для исследования выбрали твердосплавную втулку из сплава ВК20 и корпус из легированной стали 12ХН3А с волнистыми профилями на сопрягаемых поверхностях. Эскизы деталей приведены на рис. 1, *а*, *б*, фотографии элементов соединения и приспособлений — на рис. 2, *а—г*.

Проведение эксперимента. Твердосплавная втулка запрессовывается в корпус, нагретый до температуры 350 °С. Опорное кольцо устанавливается на рабочий стол универсальной испытательной машины ГРМ-1 (рис. 3) усилием ≈500 кН с пульсатором ≈25 кН. В опорное кольцо устанавливается корпус с запрессованной в него втулкой. На втулку устанавливается подготовленный к испытаниям ударник.

Тензорезистор наклеивается на поверхность детали так, чтобы размер базы совпадал с направлением, вдоль которого измеряется деформация. При совместном деформировании детали и датчика изменяются длина и площадь сечения проволоки тензорезистора, что приводит к изменению его омического сопротивления.

Образец подвергался циклическому нагружению силой 20 кН. Частота пульсации составляла $f = 200$ Гц. Результаты отображены на рис. 4, *а*.

Так как образец выдерживал заданный режим нагружения без изменений, через 50 000 циклов нагрузка была увеличена вдвое. Результаты представлены на рис. 4, *б*.



а) *б*) *в*) *г*)

Рис. 2. Элементы соединения и приспособления:
а — втулка; *б* — корпус; *в* — опорное кольцо; *г* — ударник

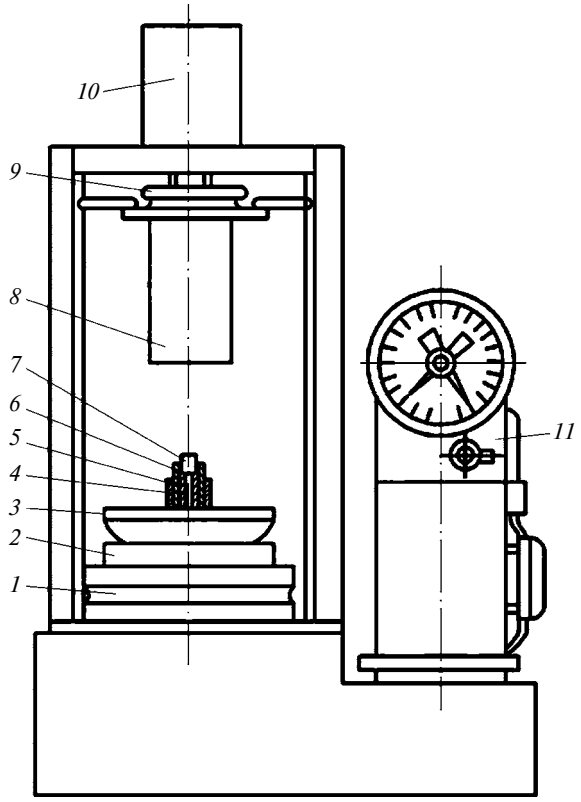


Рис. 3. Универсальная испытательная машина с опытным образцом:

1 — основание; *2* — опорное кольцо; *3* — шаровая опора; *4* — обойма; *5* — твердосплавная втулка; *6* — корпус; *7* — ударник; *8* — направляющая колонна; *9* — гидроцилиндр; *10* — гидравлическая система; *11* — унифицированный пульт управления

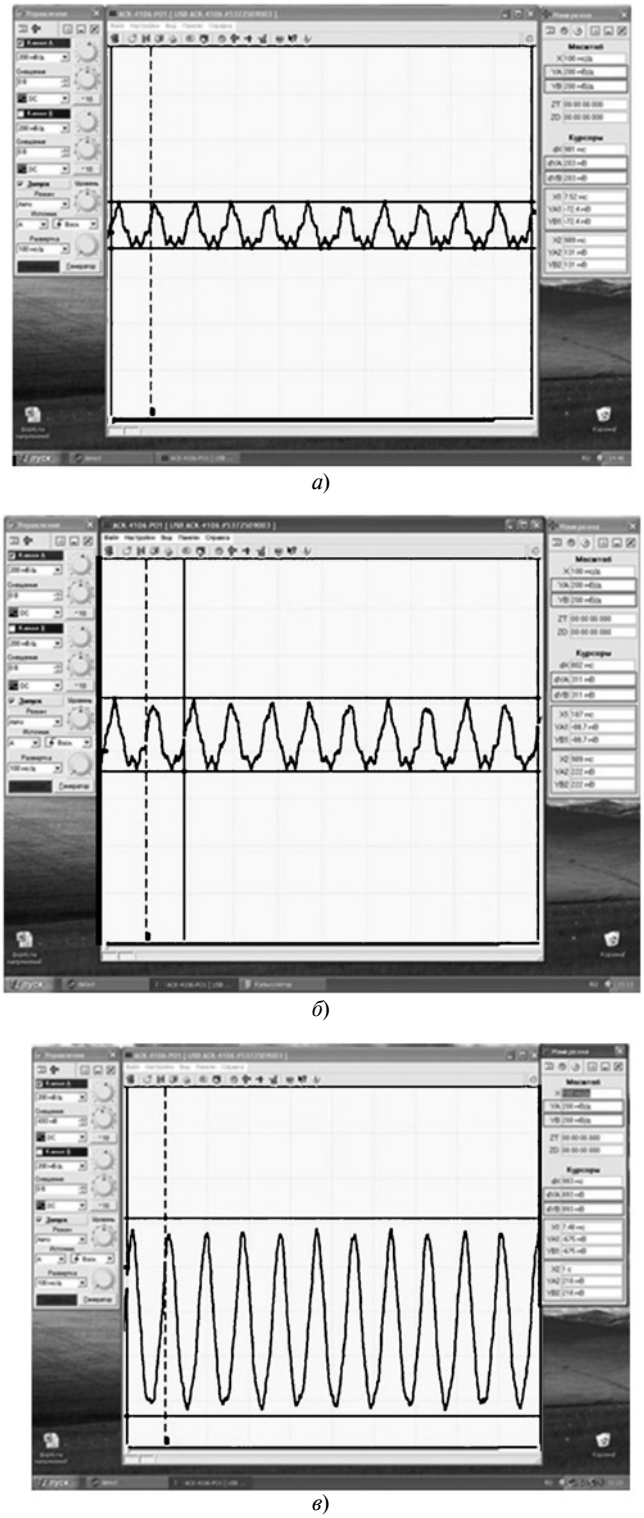
При данном режиме нагрузки испытуемая сборная матрица также не испытывала изменений.

С интервалом в 50 000 циклов нагрузка постепенно увеличивалась: до 60, 80, 100, 120 и 140 кН (рис. 4, *в*). При данных нагрузках движения втулки в корпусе матрицы не было. Так как нагрузка в 140 кН была предельной циклической нагрузкой для используемой испытательной машины ГРМ-1, то втулку выдавили из корпуса матрицы при статическом нагружении (рис. 5, *а*—*в*). Образец удалось разрушить при усилии 150 кН (рис. 6). Согласно рис. 6 нагрузка уменьшается, причиной чего является усталостное разрушение волнистого неподвижного соединения.

Испытания на длительную прочность волнистых соединений. Основным методом получения данных о механических характеристиках материалов являются стандартные испытания образцов, проводимые в соответствии с ГОСТ 25.507—85 [16]. При этих испытаниях главную экспериментальную информацию получают в виде кривых усталости, по которым и определяют ограничивающие или экстремальные значения механических характеристик. Эти кривые необходимо классифицировать как стандартные кривые старения металла.

На рис. 7 приведена кривая усталости, заимствованная из ГОСТ 25.507—85 [16], который рекомендует горизонтальный участок кривой принимать за верхнюю границу полного предела выносливости (или предела выносливости σ_{-1}). Уравнение этого участка имеет вид:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a, \qquad (1)$$



а)

б)

в)

Рис. 4. Осциллограммы при нагрузке 20 (*а*), 40 (*б*) и 140 кН (*в*)

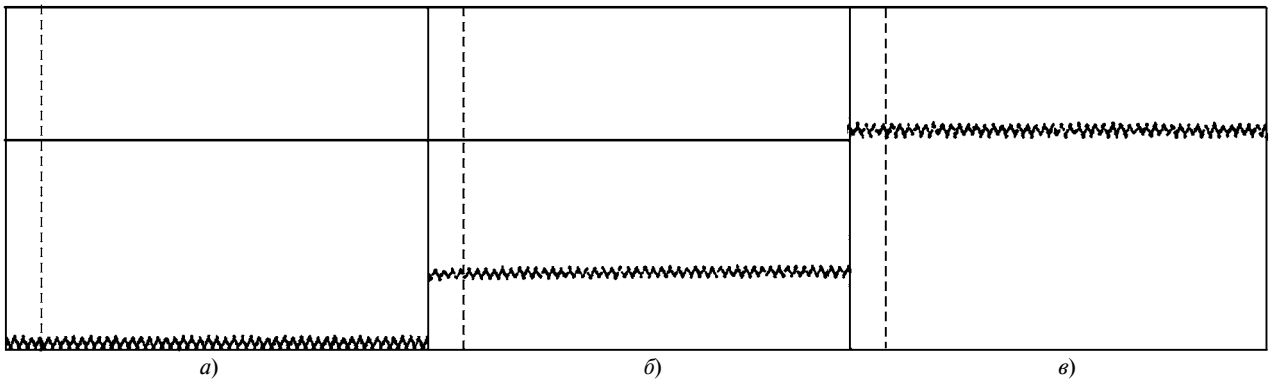


Рис. 5. Осциллограммы при статическом нагружении:
а — нагрузка нулевая; *б* — нагрузка 40 кН; *в* — нагрузка 140 кН

где σ_{max} — максимальное напряжение нагруженного цикла; σ_m — статическая составляющая нагруженного цикла — среднее напряжение цикла; $\sigma_а$ — амплитуда напряжений цикла.

Специальных рекомендаций по аппроксимированию экспериментальных данных ГОСТ не содержит. В ряде исследований [17, 18] для некоторых частных случаев применяется аппроксимирование экспериментальных исследований.

Аппроксимация результатов испытаний трансцендентными уравнениями позволяет установить связь между основными константами материалов и вероятностными параметрами ожидаемого их поведения при старении.

На рис. 8 представлена кривая усталости из рис. 7 в декартовой системе координат. Значения σ_{max} для $N < 10^4$ экстраполированы до $N_ц \to 0$.

Очевидно, что значение $\sigma_{max}(N_ц = 0)$ есть не что иное, как предел прочности $\sigma_в$ при статическом нагружении. В этом случае разрушение образца наступает при первом цикле нагружения, σ_R на данном графике является второй константой — асимптотой, к которой стремится кривая $\sigma_{max} = f(N_ц)$ при $N \to \infty$. Здесь и ниже символы $\sigma_в$, σ_R и другие применяются в общем смысле, без связи с конкретным видом нагружения или деформацией (кручение, изгиб, сжатие, растяжение и т. д.).

Для аппроксимирования принят способ выбранных точек [19]. На кривой усталости произвольно выбраны четыре точки (*1*, *2*, *3*, *4*). Координаты этих точек приведены в таблице ($\sigma_R = 52$, $\sigma_в = 80$).

Уравнение стандартной кривой усталости имеет вид:

$$\sigma_{max}(N) - \sigma_R = (\sigma_в - \sigma_R)e^{-\mu N^a}. \qquad (2)$$

В частном случае при $\alpha = 1$ уравнение (2) примет вид:

$$\sigma_{max}(N) - \sigma_R = (\sigma_в - \sigma_R)e^{-\lambda N}. \qquad (3)$$

В уравнениях (1) и (2) μ и α — детерминированные аналоги параметров распределения Вейбулла — Гнеденко; λ — интенсивность снижения прочности (аналог интенсивности отказов). Преобразуя уравнение (2) и дважды его логарифмируя, получим:

$$\lg\left[-\ln\left(\frac{\sigma_i - \sigma_R}{\sigma_в - \sigma_R}\right)\right] = \lg\mu + \alpha\lg N. \qquad (4)$$

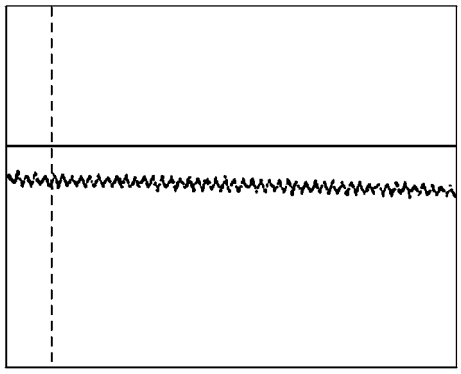


Рис. 6. Осциллограмма при статическом нагружении усилием ≈150 кН

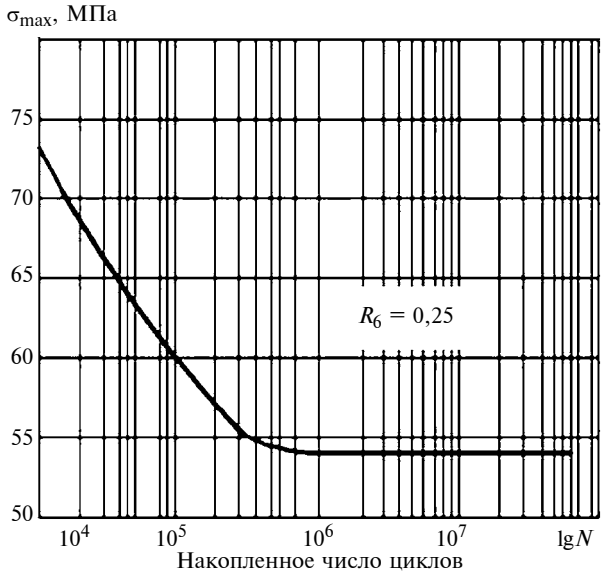


Рис. 7. Кривая усталости в координатах σ_{max}, lg$N$

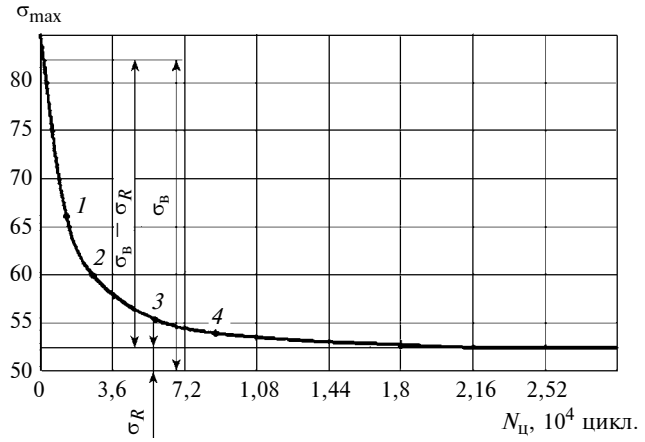


Рис. 8. Зависимость σ_{max} от числа $N_ц$ циклов

Записав уравнение (3), например, для точек *1* и *2* (см. рис. 8 и таблицу) и исключив lgμ, получим:

$$\alpha = \frac{1}{\lg\frac{N_1}{N_2}} \lg\left[\frac{\ln\frac{\sigma_1 - \sigma_R}{\sigma_в - \sigma_R}}{\ln\frac{\sigma_2 - \sigma_R}{\sigma_в - \sigma_R}}\right].$$

Для точек *1* и *2*

$$\alpha = \frac{1}{\lg\frac{0{,}3 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5}} \lg\left[\frac{\ln\left(\frac{65 - 52{,}5}{80 - 52{,}5}\right)}{\ln\left(\frac{59 - 52{,}5}{80 - 52{,}5}\right)}\right] = 0{,}4568.$$

Для точек *2* и *3*

$$\alpha = \frac{1}{\lg\frac{1 \cdot 10^5}{2{,}9 \cdot 10^5}} \lg\left[\frac{\ln\left(\frac{59 - 52{,}5}{80 - 52{,}5}\right)}{\ln\left(\frac{55 - 52{,}5}{80 - 52{,}5}\right)}\right] = 0{,}4519.$$

Результаты вычисления весьма близки, поэтому принимаем $\alpha = 0{,}45$. Значение μ определяем по уравнению

$$\mu = -\frac{\ln\left(\frac{\sigma_i - \sigma_R}{\sigma_в - \sigma_R}\right)}{N_i^{\alpha}}. \qquad (5)$$

Для точки *1*

$$\mu = -\frac{\ln\left(\frac{65 - 52{,}5}{80 - 52{,}5}\right)}{(0{,}3 \cdot 10^5)^{0{,}45}} = 8{,}62 \cdot 10^{-3}.$$

Для точки *2*

$$\mu = -\frac{\ln\left(\frac{59 - 52{,}5}{80 - 52{,}5}\right)}{(10^5)^{0{,}45}} = 8{,}69 \cdot 10^{-3}.$$

Вычисление контрольных значений по уравнению (5) дало практически точное совпадение результатов.

Экспериментальное использование зависимости (4) можно осуществлять по следующим направлениям:

1. Подбор нагрузочных режимов под априорно выбранное значение суммарного числа циклов нагружения $N_{сум}$. Эта процедура регламентирует выбор ограниченного предела нагружения.

Учитывая зависимости (1) и (2), составляем следующее уравнение

$$\sigma_{a\,max}(N) + \sigma_m = \sigma_R + (\sigma_в - \sigma_R)e^{-\mu N^{\alpha}},$$

где $\sigma_{a\,max}(N)$ — предельная амплитуда нагружения. Априорно выбираем среднее напряжение σ_m цикла и вычисляем предельное значение $\sigma_{a\,max}(N)$.

2. Прогнозирование ожидаемых вероятностных показателей, с учетом того, что параметры μ, α и λ тождественно подобны вероятностным зависимостям аналогичного вида.

Исследование закономерностей усталостного старения волнистого соединения. Процессы потери прочности при статическом и динамическом нагружениях реальных объектов еще недостаточно изучены. В частности, экспериментально не выявлен закон накопления повреждений или других причинных факторов, обусловливающих снижение первоначальных прочностных свойств объекта.

Значимость этого вопроса существенно возрастает в связи с высказанной ранее гипотезой существования единого закона старения технических устройств независимо от физики самого процесса старения.

Для изучения процессов усталостного старения проводится исследование на простейших элементах конструкций [19]. В данной работе в качестве испытуемого элемента выбрана составная матрица с учетом происходящего в ней усталостного старения в процессе эксплуатации.

Составная матрица представляет собой втулку, запрессованную в корпус. Вся конструкция закрепляется в неподвижной опоре. На пластину наклеивается тензодатчик, включаемый в измерительную схему из усилителя и осциллографа. Матрица подвергалась циклическому нагружению через удар-

Исходные данные

Точка	$N_{цi}$	$\sigma_{max}(N_i)$
1	$0{,}3 \cdot 10^5$	65
2	$1{,}0 \cdot 10^5$	59
3	$2{,}9 \cdot 10^5$	55
4	$5{,}0 \cdot 10^5$	53

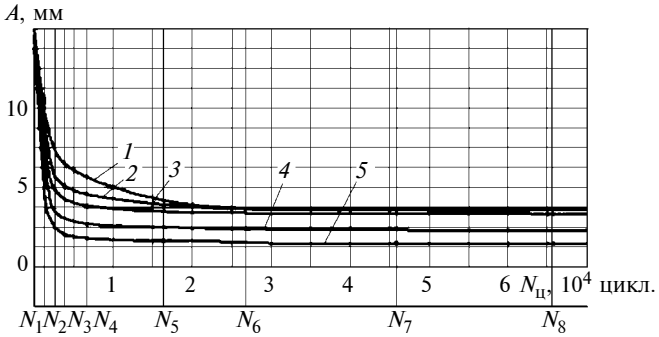


Рис. 9. Зависимости *1—5* изменения амплитуды *A* колебаний составной матрицы, полученные при испытаниях до разрушения пяти образцов в одинаковых условиях

ник. Частота колебаний устанавливалась максимальная — 600 Гц. Матрица находилась под циклической нагрузкой до тех пор, пока не наступало разрушение.

В процессе испытаний регистрировалась частота колебаний. В продолжение одного опыта частота поддерживалась постоянной и контролировалось соответствие частот генераторов и маятника, а также накопленное число циклов колебаний. Такой контроль был вызван поиском функции отклика, т. е. изменения электрических величин, реагирующих на накопление повреждений в теле маятника. Характеристикой процесса старения в данных условиях оказалась амплитуда колебаний A, изменившаяся в процессе опыта от некоторого значения A_0 до минимального $A_{\min}$, при котором происходило разрушение матрицы.

На рис. 9 приведены результаты серии из пяти опытов, проведенных в одинаковых условиях. Сравнение зависимостей *1—5* с зависимостью на рис. 8 показывает их полное сходство, что позволяет заключить следующее:

результаты серии опытов подтверждают существование единого закона старения элементов технических устройств. Данные кривые показывают процесс уменьшения характеристик прочности материала от некоторого начального значения до момента разрушения. Если эти зависимости пересчитать на процесс накопления повреждений, то будет иметь место типичная кривая, весьма сходная с кривыми износа;

данные опытов позволяют устанавливать связь поведения реальных конструкций с кривыми усталости и находить константу подобия, а также организовывать предупредительный контроль за работоспособностью объектов при циклических нагрузках, что подтверждает результаты исследований, выполненных профессором В. А. Наумовым [19].

На рис. 10 приведена экспериментальная кривая *5* (см рис. 9) и выполнено ее аппроксимирование. В общем виде уравнение этой кривой имеет вид:

$$A(N) - A_{\min} = (A_0 - A_{\min})\mathrm{e}^{-\mu N^{\alpha}},$$

где $A(N)$ — значение амплитуды колебаний в данный момент времени; $A_{\min}$ — минимально возможная амплитуда колебаний; A_0 — начальное значение амплитуды колебаний; μ, α — параметры уравнения.

Аппроксимирующее уравнение можно записать как

$$A(N) = 1 + 14\exp[-0{,}02N^{0{,}44}].$$

Учитывая, что параметры μ и α имеют вероятностный смысл, можно задать целесообразную величину вероятности безотказной работы, определить для нее базовое число N циклов и по ним установить предельное изменение амплитуды колебаний. Это будет служить основой для обеспечения и контроля работоспособности. Данное исследование убедительно подтверждает высказанное в работе [20] утверждение о существенном преимуществе аппроксимации процессов старения трансцендентными уравнениями.

Следовательно, изучение процессов старения при износе инструмента в процессе обработки металлов, потери прочности неподвижных неразъемных соединений, усталостного старения составной матрицы показали, что динамика процессов старения подчиняется единому закону старения и может быть описана трансцендентными уравнениями вида:

$$R(t) = R_0\mathrm{e}^{-\mu t^{\alpha}};$$

$$S(t) = R_0(1 - \mathrm{e}^{-\mu t^{\alpha}}).$$

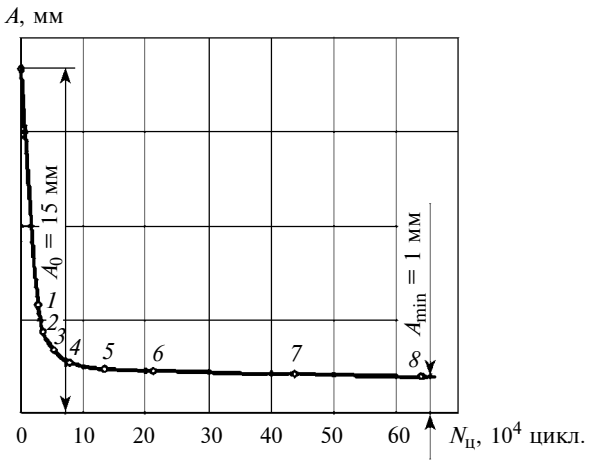


Рис. 10. Пример аппроксимации кривой *5* (см. рис. 9)

Тем самым для этих частных случаев старения подтверждено существование единой ресурсной функции работоспособности, единого детерминированного закона старения объекта.

Выводы

1. Показано, что выбор математических моделей процессов работоспособности в виде степенных функций, обеспечивая хорошие расчетные возможности, маскирует сущность физических явлений в процессе старения и не позволяет выявить зависимости между экстремальными значениями и константами материалов, старение которых изучается. Этим подтверждается высказывание, приведенное в работе [20].

2. На примере аппроксимации стандартной усталостной кривой показано, что применение трансцендентных уравнений для моделирования процессов старения в явном виде связывает константы материалов, участвующих в процессе старения, с экстремальными предельными и ограничивающими характеристиками процессов, а также позволяет прогнозировать вероятностное поведение изучаемых объектов.

3. Выявлен сложный характер проявления разрушения волнистых соединений и показано, что различные разрушения износа описываются кривыми единого геометрического вида. С использованием подобия детерминированных и вероятностных зависимостей старения намечен путь расчета циклической прочности с сокращенным циклом опытов.

4. Изучена несущая способность при старении неподвижных неразъемных соединений. Разработаны способы моделирования и изменения характеристик контактных процессов через измерение контактной электропроводимости: способ измерения физической площади касания испытуемых образцов и способ неразрушающего измерения натяга и усилия неподвижного неразъемного соединения, позволяющий организовать контроль работоспособности и старения в процессе сборки, испытания и эксплуатации.

5. Предварительное поисковое исследование старения составной матрицы показало, что накопление повреждений в сопряжении волнистого соединения происходит по единому закону старения, а полученные зависимости позволяют организовать предупредительный контроль работоспособности изделий и безотказную работу штамповой оснастки в течение определенного периода времени.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Моргунов А. П., Масягин В. Б., Ревина И. В.** Технологическое обеспечение прочности профильных неподвижных соединений: Монография. М.: Технология машиностроения, 2004. 296 с.

2. **Аскинази Б. М.** Упрочнение и восстановление деталей машин электромеханической обработкой. М.: Машиностроение, 1989. 200 с.

3. **Шнейдер Ю. Г.** Технология финишной обработки давлением: Справочник. СПб.: Политехника, 1998. 413 с.

4. **Шнейдер Ю. Г.** Эксплуатационные свойства деталей с регулярным микрорельефом. Л.: Машиностроение, 1982. 248 с.

5. **Моргунов А. П.** Технологическое обеспечение прочности профильных неподвижных соединений деформирующим протягиванием // Прикладные задачи механики: Сб. науч. тр. Омск: ОмГТУ, 2003. С. 16—19.

6. **Моргунов А. П., Масягин В. Б.** Применение дорнования при образовании соединений деталей типа втулка—корпус // Междунар. конф. "Нефть и газ Западной Сибири", Тюмень, 1996. С. 17.

7. **Моргунов А. П.** Разработка и обеспечение прочности профильных неподвижных неразъемных соединений: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. Омск, 1998. 38 с.

8. **Новиков М. П.** Основы технологии сборки машин и механизмов. М.: Машиностроение, 1980. 592 с.

9. **Моргунов А. П.** Технологическое обеспечение прочности профильных неподвижных соединений накатыванием // Механика процессов и машин: Сб. науч. тр. Омск: ОмГТУ, 2000. С. 27—29.

10. **Моргунов А. П., Григорьева О. А., Деркач В. В.** Повышение прочности профильного неподвижного соединения при формировании макрорельефа деформированием // Новые технологии — железнодорожному транспорту: подготовка специалистов, организация перевозочного процесса, эксплуатация технических средств: Сб. науч. ст. Омск: ОмГТУ, 2000. Ч. 3. С. 308, 309.

11. **Моргунов А. П., Масягин В. Б.** Исследование напряженно-деформированного состояния цилиндрического кольца при внутреннем последовательном нагружении. Омск: ОмГТУ, 1994. 7 с.

12. **Моргунов А. П., Масягин В. Б.** Исследование остаточных деформаций деталей профильного неподвижного соединения при сборке дорнованием. Омск: ОмГТУ, 1995. 4 с. (Деп. в ВИНИТИ).

13. **Моргунов А. П., Масягин В. Б.** Исследование упругопластических деформаций цилиндрического кольца при внутреннем последовательном нагружении. Омск: ОмГТУ, 1995. 7 с.

14. **Моргунов А. П., Глушец В. А., Стрек Я. М.** Пространственная динамическая модель установки для вибрационного накатывания // Анализ и синтез механических систем: Сб. науч. тр. ОмГТУ. Омск: ОмГТУ, 2006. С. 95—110.

15. **Пат. 2182093 Рос. Федерация:** МПК^7 В 61 К 3/00. Способ повышения износостойкости рельсов и реборд колес железнодорожных транспортных средств.

16. **ГОСТ 25.507—85.** Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытания на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования: М.: Изд-во стандартов, 1985. 199 с.

17. **Вейбулл В.** Усталостные испытания и анализ их результатов. М.: Высшая школа, 1966. 276 с.

18. **Форрест П.** Усталость материалов. М.: Машиностроение, 1968. 352 с.

19. **Ефремов В. В., Наумов В. А., Чурсин А. А.** Теория и практические вопросы работоспособности элементов машин, приборов и аппаратуры. Иркутск.: Изд-во Иркутского университета, 1984. 220 с.

20. **Гухман А. А.** Введение в теорию подобия. М.: Высшая школа, 1973. 296 с.

УДК 621.713.2:62-187.3

М. Н. ЕРОХИН, академик РАН, д-р техн. наук, О. А. ЛЕОНОВ, д-р техн. наук, Ю. В. КАТАЕВ, канд. техн. наук, О. М. МЕЛЬНИКОВ (Российский государственный аграрный университет — МСХА им. К. А. Тимирязева, e-mail: metr@rgau-msha.ru

Методика расчета натяга для соединений резиновых армированных манжет с валами по критерию начала утечек

Рассматривается влияние радиального биения вала и отклонения от соосности осей манжеты и вала на начало утечек в соединении вал—уплотнение. На основании теории размерного анализа с использованием многофакторного эксперимента разработана методика определения наименьшего функционального натяга соединения вал—уплотнение по критерию начала утечек.

Ключевые слова: натяг, утечки, радиальное биение, отклонение от соосности, допуск, размерная цепь.

The influence of the radial shaft beating and the deviation from the axial alignment of the cuff and shaft axes on the onset of leaks in the shaft — seal joint is considered. Based on the theory of dimensional analysis using a multivariate experiment, a method was developed for determining the smallest functional interference of a shaft — seal joint by the criterion of the onset of leaks.

Keywords: interference, leakage, radial beating, deviation from coaxiality, tolerance, dimensional chain.

В узлах и агрегатах современной техники широко применяются резиновые армированные манжеты [1], основные достоинства которых — самоподжимной уплотняющий эффект, простота конструкции, низкая стоимость, возможность быстрого монтажа и демонтажа [2].

Теория герметичности манжет пока не разработана, но именно это соединение требует в первую очередь обеспечения гарантированного запаса работоспособности, так как его отказ, проявляющийся потерей герметичности, вызывает отказы остальных функциональных элементов агрегата из-за отсутствия смазки и проникновения пыли и продуктов износа на рабочие поверхности соединений.

Точность обеспечения и прогнозирования заданного ресурса любого соединения зависит в первую очередь от правильного определения параметров предельного состояния, т. е. параметров работоспособности, нарушение которых приводит к отказу [3]. Последующий ремонт не дает заметного повышения надежности машины [4], так как технологии и оборудование ремонтных предприятий не обеспечивают заданного качества сборки [5]. Хотя при грамотном сочетании точностных и технологических способов [6] можно повысить ресурс соединения и после ремонта, как это показано на примере неподвижного соединения "вал — втулка" в работе [7].

Установлено [8], что на начало утечек (или конкретную величину утечки) в соединении влияют: натяг N; радиальное биение r вала; отклонение Δ_c от соосности осей манжеты и вала; отклонение от перпендикулярности манжеты к валу.

Радиальное биение вала приводит к дестабилизации масляной пленки, давления и натяга и повышенному износу. Кроме того, влияние радиального биения усиливается с увеличением частоты вращения вала, так как существует инерционность восстановления формы кромки манжеты (манжета не успевает "следить" за валом). Происходит "динамическое" раскрытие стыка соединения.

Отклонение от соосности также приводит к дестабилизации масляной пленки, давления и натяга, ускоренному износу манжеты и раннему "статическому" раскрытию стыка соединения.

Отклонение от перпендикулярности манжеты к валу приводит к размазыванию масляной пленки по внутренней и, главное, по наружной поверхности вала, в результате чего увеличиваются утечки уплотняемой жидкости, налипание пыли и износ манжеты. Дестабилизация натяга и давления в данном случае незначительна и устраняется правильной установкой манжеты.

Во избежание утечек уплотняемой жидкости все перечисленные параметры должны компенсироваться натягом N в соединении. Таким образом, предельное состояние соединения включает в себя несколько взаимозависимых факторов и является достаточно сложным.

Цель работы — разработать методику расчета наименьшего функционального натяга манжеты на вал (натяга начала утечек), определить границу работоспособности. Это позволит прогнозировать отказ соединения, построить модель параметрического отказа. Следовательно, можно грамотно назначать начальные размеры и натяги, а также использовать современные способы повышения износостойкости с возможностью не только обеспечения наибольшей, но и с целью прогнозирования рациональной долговечности.

Для определения взаимосвязи параметров предельного состояния соединения по критерию начала утечек авторы использовали полный факторный эксперимент 5^2 (два фактора, пять уровней — с целью наибольшей идентификации области значений функции отклика) для наиболее применяемых типоразмеров соединения ∅45 мм (манжета

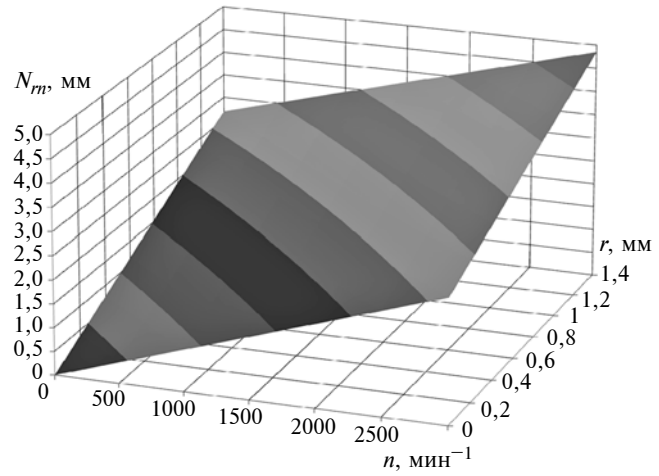


Рис. 1. Графическая интерпретация функции отклика

1.1—45×65—1 по ГОСТ 8752—79). Получили зависимость (рис. 1) динамической составляющей N_{rn} натяга начала утечек от радиального биения r и частоты n вращения, а также их совместного действия:

$$N_{rn} = 1{,}92r + 8{,}78 \cdot 10^{-4}n - 1{,}11 \cdot 10^{-4}rn, \qquad (1)$$

где n — частота вращения вала, мин$^{-1}$; размерности N_{rn} и r в мм.

Коэффициент множественной корреляции модели (1) $\rho_м = 0{,}89$, все коэффициенты значимы и адекватны, модель работоспособна.

Для определения статической составляющей натяга начала утечек (наименьшего функционального натяга) нужно составить размерную цепь из всех звеньев, влияющих на суммарное отклонение от соосности и суммарное радиальное биение в подвижной посадке "вал — уплотнение".

Суммарный допуск отклонения от соосности можно определить по зависимости, в которой вероятностным методом [2] суммируются векторные и скалярные (в виде зазора) звенья:

$$\Delta_c = T_{\Sigma c} = \frac{1}{K_{\Sigma c}} \sqrt{K_{\Sigma c\nu}^2 T_{\Sigma c\nu}^2 + K_{\Sigma cs}^2 T_{\Sigma cs}^2},$$

где K — коэффициент относительного рассеяния; T — допуск звена размерной цепи; индексы: Σ — суммарное значение; c — звено в виде отклонения от соосности; ν — векторное звено; s — звено в виде зазора.

При большом числе звеньев и в предположении о нормальном распределении действительных отклонений замыкающего звена принимают $K_{\Sigma c} = 1$. Векторные звенья, согласно работе [2], имеют коэффициент относительного рассеяния $K_\nu = 0{,}75$ и коэффициент относительной асимметрии $\alpha_\nu = 0$, поэтому

$$K_{\Sigma c\nu}^2 T_{\Sigma c\nu}^2 = 0{,}75^2 \sum_{i=1}^{k} \xi_{c\nu i}^2 T_{c\nu i}^2,$$

где ξ — коэффициент приведения (передаточное отношение); k — число векторных звеньев в виде отклонения от соосности.

Характеристики звеньев в виде зазора, в пределах которого сопряженные детали могут занимать любые положения, определяются по зависимости

$$K_{\Sigma cs}^2 T_{\Sigma cs}^2 = \sum_{i=1}^{m} \xi_{csi}^2 K_{csxi}^2 T_{csxi}^2, \qquad (2)$$

где m — число звеньев в виде зазора; x — значение, приведенное к оси наибольшего влияния.

При отношении среднего зазора S к допуску T_s посадки в виде $S/T_s \le 1$ принимают $K_{sx} = 1{,}2$ [2]. Составляющие формулы (2) определяются по расчетным зависимостям:

$$T_{sx} = 2S + T_s;$$

$$S = 0{,}5((EC - ec) + (\alpha_D T_D - \alpha_d T_d)) - \alpha_s T_s;$$

$$T_s = \frac{0{,}5}{K_s} \sqrt{K_D^2 T_D^2 + K_d^2 T_d^2},$$

где EC и ec — средние отклонения диаметров отверстия и вала, образующих соединение с зазором; α — коэффициент относительной асимметрии; индексы D и d относятся соответственно к отверстию и валу. В работе [2] рекомендуется принимать: $K_s = 1$; $\alpha_s = 0$; $K_D = K_d = 1{,}2$.

Векторные звенья размерной цепи в виде радиального биения (индекс r) суммируются отдельно для подстановки в зависимость (1):

$$r = T_{\Sigma r\nu} = \frac{0{,}75^2}{K_{\Delta r\nu}^2} \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \xi_{r\nu i}^2 T_{r\nu i}^2}, \qquad (3)$$

где n — число звеньев в виде радиального биения.

Для определения наименьшего функционального натяга использовали зависимость, представляющую сумму статической и динамической составляющих:

$$N_{F\,\min} = N_{rn} + \Delta_c \text{ или}$$

$$N_{F\,\min} = N_{rn} + \frac{1}{K_{\Sigma c}} \sqrt{K_{\Sigma c\nu}^2 T_{\Sigma c\nu}^2 + K_{\Sigma cs}^2 T_{\Sigma cs}^2}. \qquad (4)$$

Полученное по формуле (3) суммарное радиальное биение подставим в модель (1), определим величину натяга N_{rn}, которую подставим в зависимость (4).

Таким образом, разработана методика и получены зависимости для определения наименьшего натяга — натяга начала утечек соединения "вал — уплотнение", включающие две составляющие формируемого натяга — динамическую и статическую.

В качестве примера для расчета использовали унифицированный редуктор Н090.20 с конической

передачей (передаточное отношение 1:1) завода АО "Моссельмаш", для которого составлена размерная цепь (рис. 2) и определены точностные параметры составляющих звеньев (табл. 1).

Для одного из вариантов применения исследуемого редуктора в приводе транспортера загрузки бункера картофелеуборочного комбайна КПК-3 получены данные, приведенные в табл. 2. Без учета в расчетах динамической составляющей получили наименьший функциональный натяг $N_{F\min}$ = = 0,268 мм, при учете составляющей и отсутствии вращения — $N_{F\min}$ = 0,385 мм, а при частоте вращения n = 156 мин$^{-1}$ получили натяг начала утечек $N_{F\min}$ = 0,515 мм. Эти данные приведены для начальных конструктивных параметров звеньев. На ремонтном предприятии в процессе комплектации к сборке допускаются детали с изношенными поверхностями, но с допустимыми размерами и отклонениями, нормируемыми в технических требованиях на ремонт. Такие данные приведены в последнем столбце табл. 2, здесь величины натягов больше, так как необходимо компенсировать более значительные отклонения точностных параметров звеньев размерной цепи.

На натяг начала утечек, который в теории точности называется наименьшим функциональным натягом, оказывают влияние две составляющие — динамическая и статическая.

В связи с тем, что теория герметичности резиновых армированных манжет не разработана, динамическая составляющая натяга начала утечек определяется эмпирическим путем с помощью многофакторного эксперимента, в результате чего устанавливается взаимосвязь между необходимой величиной натяга для компенсации динамического раскрытия стыка, радиальным биением и частотой вращения вала, а также их совместным влиянием. Исходя из математического анализа модели (1), реа-

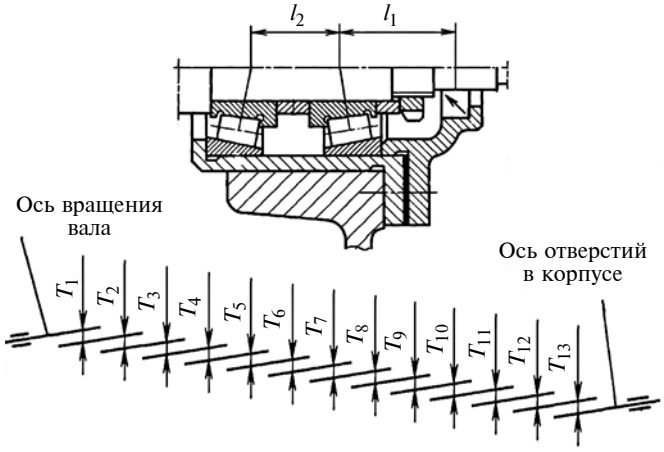


Рис. 2. Размерная цепь для унифицированного редуктора Н090.20:

T_1 и T_2 — зазоры в соединении наружных и внутренних колец левого и правого подшипников качения с корпусом; T_3 и T_4 (T_6 и T_7) — допуски на радиальное биение дорожек качения наружного и внутреннего колец левого и правого подшипников; T_5 — радиальный зазор в подшипнике, не нагруженном осевой силой; T_8 и T_9 — допуски на радиальное биение поверхностей вала под левый подшипник и под манжету; T_{10} — допуск на разностенность манжеты; T_{11} — допуск отклонения от соосности отверстия под манжету; T_{12} — зазор в соединении "крышка — корпус"; T_{13} — допуск отклонения от соосности отверстий корпуса под наружные кольца подшипников

Таблица 1

Характеристики звеньев размерной цепи

Обозначение звена	Начальные			Допустимые (без ремонта)			Коэффициенты		
	Размер с отклонениями, мм	Среднее отклонение	Допуск	Размер с отклонениями, мм	Среднее отклонение	Допуск	ξ	α	K
T_1, T_2	$90\frac{H7}{l0}\left(\frac{+0{,}035}{-0{,}018}\right)$	$\frac{+0{,}0175}{-0{,}009}$	0,045	$90\left(\frac{+0{,}070}{-0{,}040}\right)$	$\frac{+0{,}035}{-0{,}020}$	0,056	1,6	$\frac{-0{,}1}{+0{,}1}$	$\frac{1{,}2}{1{,}2}$
T_3	0 ± 0,017	0	0,035	0 ± 0,017	0	0,035	1,6	0	0,75
T_4	0 ± 0,017	0	0,035	0 ± 0,017	0	0,035	0,6	0	0,75
T_5	0 ± 0,020	0	0,040	0 ± 0,050	0	0,100	1,6	0	0,75
T_6	0 ± 0,010	0	0,020	0 ± 0,001	0	0,020	1,6	0	0,75
T_7	0 ± 0,010	0	0,020	0 ± 0,010	0	0,020	0,6	0	0,75
T_8	0 ± 0,010	0	0,020	0 ± 0,010	0	0,020	1,6	0	0,75
T_9	0 ± 0,015	0	0,030	0 ± 0,015	0	0,030	1,0	0	0,75
T_{10}	0 ± 0,150	0	0,300	0 ± 0,150	0	0,300	1,0	0	0,75
T_{11}	0 ± 0,022	0	0,044	0 ± 0,022	0	0,044	1,0	0	0,75
T_{12}	$90\frac{H7}{h7}\left(\frac{+0{,}035}{-0{,}035}\right)$	$\frac{+0{,}0175}{-0{,}0175}$	0,058	$90\left(\frac{+0{,}035}{-0{,}035}\right)$	$\frac{+0{,}0175}{-0{,}0175}$	0,058	1,0	$\frac{-0{,}1}{+0{,}1}$	$\frac{1{,}2}{1{,}2}$
T_{13}	0± 0,0105	0	0,021	0 ± 0,0105	0	0,021	1,6	0	0,75

лизованной для соединения манжеты 1.1—45×65—1, можно сделать вывод, что при малых частотах вращения можно принять $N_{rn} \approx 2r$, т. е. с геометрической точки зрения натяг как минимум должен компенсировать удвоенное радиальное биение r. Остальные составляющие формулы (1) в виде влияния частоты вращения n и совместного действия n и r имеют минус четвертую степень весомости, и их влияние будет существенным при средних и больших частотах вращения — свыше 100÷120 мин$^{-1}$, когда проявляется инерционность восстановления формы кромки манжеты относительно вращающегося вала, всегда имеющего радиальное биение. При натяге 0,3 мм в соединении "вал — уплотнение" утечек практически не будет только при отсутствии вращения. В некоторых изношенных агрегатах утечки начинаются именно при работе, что подтверждают данные исследования.

Таблица 2

Результаты расчета параметров размерной цепи и наименьшего функционального натяга соединения «вал — уплотнение» редуктора Н090.20

Параметр	Величина параметра для звена	
	начальная	допустимая
Первый вариант расчета при n = 0 (без учета динамической составляющей)		
$K^2_{\Sigma cs}\ T^2_{\Sigma cs}$, мм^2	0,013359	0,018030
$K^2_{\Sigma cv}\ T^2_{\Sigma cv}$, мм^2	0,058404	0,070496
Δ_c, мм	0,268	0,298
$N_{F\min}$, мм	0,268	0,298
Второй вариант расчета при n = 0		
$K^2_{\Sigma cs}\ T^2_{\Sigma cs}$, мм^2	0,013359	0,018030
$K^2_{\Sigma cv}\ T^2_{\Sigma cv}$, мм^2	0,003751	0,003751
$r = T_{\Sigma rv}$, мм	0,061	0,061
N_{rn}, мм	0,117	0,117
Δ_c, мм	0,268	0,298
$N_{F\min}$, мм	0,385	0,415
Второй вариант расчета при n = 156 мин$^{-1}$		
$K^2_{\Sigma cv}\ T^2_{\Sigma cv}$, мм^2	0,054653	0,066749
$K^2_{\Sigma rv}\ T^2_{\Sigma rv}$, мм^2	0,003751	0,003751
$r = T_{\Sigma rv}$, мм	0,061	0,061
N_{rn}, мм	0,254	0,254
Δ_c, мм	0,253	0,291
$N_{F\min}$, мм	0,515	0,545

* В сумму включены звенья в виде радиального биения.

Статическая составляющая натяга начала утечек рассчитывается на основании теории размерных цепей как суммарное отклонение от соосности. При расчете наименьшего функционального натяга соединения "вал — уплотнение" для определения его статической составляющей необходимо составить размерную цепь, выявив влияющие факторы, рассчитать точностные параметры цепи по предложенной методике, группируя звенья на скалярные и векторные, выделяя звенья в виде зазора и радиального биения.

Только после этих расчетов можно определить наименьший функциональный натяг как сумму динамической и статической составляющих.

Пример расчета, результаты которого представлены в табл. 2, показывает, что если при отсутствии вращения использовать только статическую составляющую и учитывать звенья в виде радиального биения как векторные, то получается натяг 0,268 мм. Если при тех же условиях полученное значение суммарного радиального биения подставить в зависимость (1), то натяг составит 0,385 мм. Это более точное значение, так как здесь заложена потенциальная возможность вращения вала относительно манжеты. При наличии вращения (n = 156 мин$^{-1}$) необходим натяг 0,515 мм для обеспечения отсутствия утечек.

Таким образом, разработана и апробирована методика определения наименьшего функционального натяга соединения "вал — уплотнение" по критерию начала утечек с использованием теории размерного анализа и постановки многофакторного эксперимента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Голубев А. И., Кондаков Л. А.** Уплотнения и уплотнительная техника. М.: Машиностроение, 1986. 463 с.
2. **Дунаев П. Ф., Леликов О. П.** Расчет допусков размеров. М.: Машиностроение, 2001. 304 с.
3. **Ерохин М. Н.** Взаимосвязь точности и надежности соединений при ремонте сельскохозяйственной техники // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2006. № 2. С. 22—25.
4. **Бондарева Г. И.** Составляющие качества ремонта // Сельский механизатор. 2016. № 7. С. 2—4.
5. **Бондарева Г. И.** Качество сельскохозяйственной техники и контроль при ее производстве и ремонте // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 3. С. 30—32.
6. **Вергазова Ю. Г.** Влияние точностных и технологических параметров на долговечность соединения "вал — втулка" // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2014. № 3. С. 17—19.
7. **Вергазова Ю. Г.** Реализация теоретических исследований точностных параметров соединений "вал — втулка со шпонкой" // Вестник ФГОУ ВПО МГАУ. 2015. № 5. С. 41—47.
8. **Леонов О. А.** Взаимозаменяемость унифицированных соединений при ремонте сельскохозяйственной техники: Монография. М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2003. 166 с.

УДК 621.431.75

Ю. Я. БОЛДЫРЕВ, д-р техн. наук, М. В. АЛЕШИН, И. С. ДАВЫДОВ, М. Ю. СУНДУКОВ (ФГАОУ ВО "СПбПУ"), e-mail: yyb150546@mail.ru

Повышение аэродинамической эффективности малоразмерного центробежного компрессора[1]

На примере турбореактивного двигателя JetCat P-200RX с использованием математической модели течения вязкого турбулентного потока воздуха рассматривается оптимизация форм диффузора и спрямляющего аппарата малоразмерного центробежного компрессора для повышения его эффективности по критерию изоэнтропного (адиабатического) КПД.

Ключевые слова: центробежный компрессор, параметрическая оптимизация, аддитивные технологии производства.

On the example of the JetCat P-200RX turbojet engine using a mathematical model of viscous turbulent air flow, the optimization of the diffuser shape and the straightener blade of a small-sized centrifugal compressor is considered to increase its effectiveness by the criterion of isentropic (adiabatic) efficiency.

Keywords: centrifugal compressor, parametric optimization, additive production technologies.

Устройство и принцип работы центробежных компрессоров основаны на динамическом сжатии газа при высокоскоростном вращении лопаток рабочего колеса (импеллера). Для данного устройства характерно быстрое повышение динамического давления и достижение его максимума за короткое время. Обратная сторона быстрого повышения динамического давления — высокая скорость и, соответственно, низкое статическое давление на выходе из импеллера. Поэтому возникает необходимость преобразования динамической составляющей давления в статическую с минимальными потерями в диффузоре, находящемся за рабочим колесом. Для этого важно "правильное" профилирование диффузора и при необходимости спрямляющего аппарата компрессора. Одна из главных особенностей центробежных компрессорных установок — зависимости потребляемой мощности, давления сжимаемого газа и коэффициента полезного действия (КПД) от производительности компрессора, которая определяется объемом воздуха/газа, сжимаемого в единицу времени.

В настоящее время оптимизация существующих конструкций центробежных компрессоров направлена на повышение изоэнтропного (адиабатного) КПД и расширение диапазона газодинамической устойчивости [1].

Объектом оптимизации выбрали центробежный компрессор малоразмерного турбореактивного двигателя JetCat P-200RX с тягой 230 Н. Компрессор (рис. 1) включает:

центробежный импеллер (рабочее колесо) с шестью основными и шестью вспомогательными лопатками с осевым входом и радиальным выходом воздуха;

радиальный лопаточный диффузор с 17-ю лопатками;

радиально-осевое поворотное колено, разворачивающее радиальный поток воздуха на выходе из диффузора в осевом направлении;

спрямляющий лопаточный аппарат с 34-мя лопатками, предназначенный для минимизации закрутки потока воздуха на выходе из компрессора.

На максимальном режиме работы, т. е. при максимально возможной частоте вращения ротора n = 112 000 мин$^{-1}$, компрессор имеет следующие характеристики: расход воздуха G = 0,45 кг/с; изоэнтропический (адиабатический) КПД $\eta_к$ = 74,8 %; степень повышения давления $\pi_к$ = 3,65.

В существующей конструкции компрессора лопатки диффузора и спрямляющего аппарата имеют

Рис. 1. Общий вид компрессора JetCat P-200RX

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ в рамках проекта № 9.4081.2017/ПЧ по теме "Разработка подхода к проектированию, расчету и изготовлению малоразмерного газотурбинного двигателя на основе методов компьютерного и суперкомпьютерного инжиниринга и аддитивных технологий производства".

относительно простую форму — образующее сечение, вытянутое по прямой линии от корневого к периферийному сечению. Такая геометрия обеспечивает технологичность и простоту изготовления, однако снижает общую эффективность компрессора, способствуя большему возмущению потока и увеличению зоны отрыва. Современные аддитивные технологии производства позволяют проектировать формы лопаток диффузора и спрямляющего аппарата, обеспечивающие более эффективное преобразование динамического напора воздуха в статическое давление и безотрывное течение воздуха.

В данной работе рассматривается подход к проектированию новой геометрии лопаточного диффузора и спрямляющего аппарата путем оптимизации геометрии существующей конструкции.

Основными уравнениями ламинарного течения вязкой жидкости/газа являются уравнения Навье — Стокса: это пять уравнений (два скалярных и одно векторное) в частных производных, описывающие законы сохранения массы, импульса и энергии. Систему уравнений Навье — Стокса приведем в интегральной форме:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int_V \rho \mathrm{d}V + \int_S \rho U_j \mathrm{d}n_j = 0;$$

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int_V \rho U_i \mathrm{d}V + \int_S \rho U_j U_i \mathrm{d}n_j =$$

$$= -\int_S P \mathrm{d}n_j + \int_S \mu_{\mathrm{eff}}\left(\frac{\mathrm{d}U_i}{\mathrm{d}x_j} + \frac{\mathrm{d}U_j}{\mathrm{d}x_i}\right)\mathrm{d}n_j + \int_V S_{U_i}\mathrm{d}V;$$

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\int_V \rho \Phi \mathrm{d}V + \int_S \rho U_j \Phi \mathrm{d}n_j = \int_S \Gamma_{\mathrm{eff}}\left(\frac{\mathrm{d}\Phi}{\mathrm{d}x_j}\right)\mathrm{d}n_j + \int_V S_\Phi \mathrm{d}V,$$

где ρ и V — плотность и объем жидкости; U_i — компонент скорости; $\mathrm{d}n_j$ — элементарная площадь поверхности; μ_{eff} — эффективный коэффициент вязкости; Φ — удельная внутренняя энергия; Γ_{eff} — эффективный тепловой поток; S_{U_i} — источниковый член уравнения для импульса; S_Φ — источниковый член уравнения для энергии.

Далее в качестве ключевого инструментария использовалось численное моделирование турбулентных течений газа, основанное на решении осредненных по Рейнольдсу трехмерных уравнений Навье — Стокса. Такая практика получила широкое распространение в последние десятилетия.

Применение методов оптимизации на базе моделирования турбулентного течения газа позволяет, во-первых, сократить время поиска лучшего варианта конструкции турбомашины по задаваемым критериям оптимальности (КПД, степень повышения давления, граница газодинамической устойчивости и т. п.), во-вторых, с высокой точностью предсказать поведение установки в любых условиях.

Для оптимизации геометрии лопаточного диффузора и спрямляющего аппарата использовали комплекс ANSYS Workbench, обеспечивающий решение задачи трехмерной турбулентной газодинамики в связке с методом оптимизации последовательного квадратичного программирования. Общий алгоритм оптимизации приведен на рис. 2.

Для получения геометрии компрессора провели томографию ТРД JetCat P-200RX в сборе, затем двигатель разобрали и каждую деталь компрессора подвергли трехмерному сканированию. Полученные данные преобразовали в параметризованную CAD-геометрию и на ее основе построили расчетную модель. Входная и выходная сеточные области компрессора сгенерированы с помощью генератора ANSYS Meshing, области импеллера, диффузора и спрямляющего аппарата — с помощью Turbogrid. Расчетную модель построили на основе сектора,

Рис. 2. Общий алгоритм оптимизации

соответствующего 1/6 части окружности для входной области и импеллера, что соответствует сектору импеллера с одной основной и одной вспомогательной лопатками. В то же время для диффузора, спрямляющего аппарата и выходной области использовали сектор, равный 1/17 части окружности, что соответствует сектору с одной лопаткой диффузора и двумя лопатками спрямляющего аппарата. Структурированная расчетная сетка построена преимущественно из ≈2,6 млн гексаэдрических элементов. Расчеты проводили в стационарной постановке при следующих рабочих условиях: входное сечение (давление $p_н$ = 101,325 кПа, температура окружающей среды $T_н$ = 288,15 К); выходное сечение (расход воздуха G = 0,45 кг/с); частота вращения ротора n = 112 000 мин$^{-1}$; рабочее тело — идеальный газ (воздух) с переменными в зависимости от температуры свойствами (теплоемкость, теплопроводность, вязкость).

Для оптимизации компрессора выбрали 19 варьируемых параметров (табл. 1). Одно из конструктивных ограничений при оптимизации — наружный обвод компрессора, являющийся корпусом двигателя, должен иметь исходный вид. С целью экономии времени оптимизацию проводили не по всем варьируемым параметрам одновременно, а в следующем порядке: сначала параметры только сечения на входе в лопаточный диффузор, затем параметры сечения на выходе из диффузора, и так по всему проточному тракту. Такой порядок проведения оптимизации оправдан тем, что параметры разных сечений мало влияют друг на друга, при этом предложенный порядок рассмотрения варьируемых параметров позволяет минимизировать время расчетов.

В качестве критерия оптимизации использовали среднее арифметическое значение изоэнтропного (адиабатного) КПД компрессора за 100 итераций, предшествующих остановке решения:

$$\eta_{К\,is} = \frac{k_{вых\,is} - h_{вх}}{h_{вых} - h_{вх}},$$

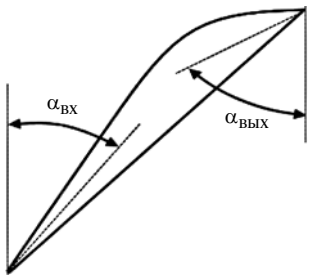
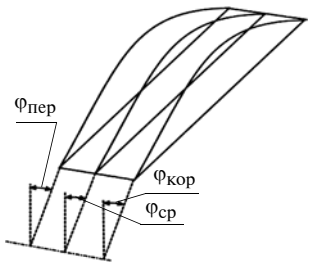
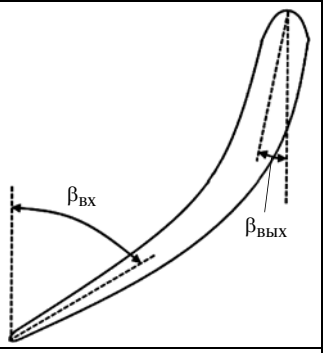
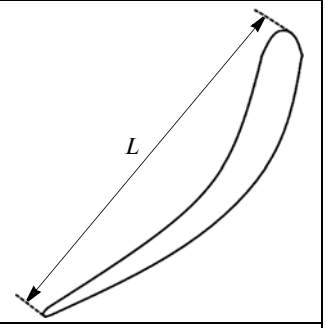
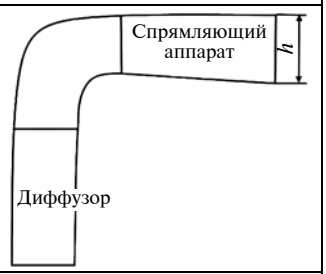
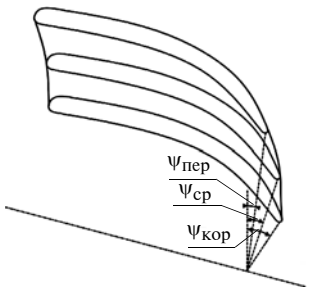
где $h_{вых\,is}$, $h_{вых}$ и $h_{вх}$ — соответственно энтальпия воздуха на выходе из компрессора при изоэнтропном сжатии, в реальном процессе сжатия и энтальпия воздуха на входе в компрессор.

Число итераций 100 выбрано опытным путем. Как правило, столько итераций достаточно, чтобы отследить недопустимые гармонические колебания параметров компрессора при их наличии.

Каждый цикл оптимизации может содержать сотни итераций, при этом на одно подобное решение требуется несколько часов. На практике инженер-разработчик, часто, опираясь на личный опыт, самостоятельно решает, когда остановить вычисления и считать полученный результат окончательным. Автоматизация процесса оптимизации

Таблица 1

Варьируемые параметры и диапазоны их варьирования

Входные и выходные лопаточные углы лопаточного диффузора в трех сечениях по высоте (корневое, среднее и периферийное сечения). Углы измеряются от оси вращения ротора: $\alpha_{вх\,кор}$ = 58÷72°; $\alpha_{вх\,ср}$ = 60÷75°; $\alpha_{вх\,пер}$ = 65÷80°; $\alpha_{вых\,кор}$ = = $\alpha_{вых\,ср}$ = $\alpha_{вых\,пер}$ = 67÷77°	
Взаимное угловое расположение трех образующих профилей лопаточного диффузора по высоте. Углы отсчитываются от вертикали: $\varphi_{кор}$ (не варьируется); $\varphi_{ср}$ = $\varphi_{пер}$ = −5÷5°	
Входные и выходные лопаточные углы спрямляющего аппарата в трех сечениях по высоте. Углы измеряются от оси вращения ротора: $\beta_{вх\,кор}$ = 48÷60°; $\beta_{вх\,ср}$ = 48÷63°; $\beta_{вх\,пер}$ = 48÷65°; $\beta_{вых\,кор}$ = −12÷5°; $\beta_{вых\,ср}$ = −12÷−2°; $\beta_{вых\,пер}$ = −12÷−6°	
Длины хорд лопаток спрямляющего аппарата в трех сечениях по высоте: $L_{кор}$ = $L_{ср}$ = $L_{пер}$ = 15÷25 мм	
Меридиональная высота канала на выходе из спрямляющего аппарата: h = 5÷9 мм	
Взаимное угловое расположение трех образующих профилей спрямляющего аппарата по высоте. Углы отсчитываются от вертикали: $\psi_{кор}$ (не варьируется); $\psi_{ср}$ = $\psi_{пер}$ = −5÷5°	

не допускает подобное, поэтому для исключения "ручных" манипуляций важно правильно сформулировать критерии окончания вычислений. Комплекс ANSYS CFX рассчитывает эти критерии на каждой итерации и при достижении определенных значений использует их как сигнал для остановки процедуры.

Для рассматриваемой задачи использовали пять критериев, одновременное выполнение которых обусловливает успешную сходимость вычислений:

1) среднее за 100 итераций значение дисбаланса расходов воздуха на входе и выходе из компрессора:

$$\mu\left(\frac{G_{\text{вх}} - G_{\text{вых}}}{0{,}45}\right)_{100} < 0{,}25\ \%,$$

где $\mu(...)_{100}$ — среднее арифметическое за 100 итераций;

2) параметр, гарантирующий отсутствие гармонических колебаний расхода воздуха с большой амплитудой в пределах 100 итераций:

$$\frac{\mu(G_{\text{вх}})_{100} - \mu(G_{\text{вх}})_{25}}{\mu(G_{\text{вх}})_{100}} < 0{,}25\ \%;$$

3) параметр, гарантирующий точность полученной величины расхода воздуха:

$$\frac{\sigma(G_{\text{вх}})_{100}}{\mu(G_{\text{вх}})_{100}} < 0{,}5\ \%,$$

где $\sigma(G_{\text{вх}})_{100}$ — стандартное отклонение величины расхода воздуха на входе в компрессор за 100 итераций;

4) параметр, гарантирующий точность полученной степени повышения давления в компрессоре:

$$\frac{\sigma(\pi_{\text{к}})_{100}}{\mu(\pi_{\text{к}})_{100}} < 0{,}5\ \%;$$

5) параметр, гарантирующий точность полученной величины изоэнтропного (адиабатного) КПД компрессора:

$$\frac{\sigma(\eta_{\text{к}})_{100}}{\mu(\eta_{\text{к}})_{100}} < 0{,}5\ \%.$$

Общая стратегия оптимизации строится таким образом, что после полностью сформированной расчетной модели первую итерацию оптимизации лучше провести "вручную" под руководством специалиста. Затем на основании результатов первого шага, используя полученные значения варьируемых параметров как начальные приближения, применять различные автоматизированные алгоритмы. Правильный выбор первоначальных приближений позволяет сэкономить часть времени. Например, после первого расчета исходной конструкции рассматриваемого компрессора на входе в лопаточный диффузор во всех трех редактируемых по лопаточному углу сечениях были обнаружены существенные углы атаки. Так, разница между лопаточным углом и углом натекания потока в корневом сечении составила ≈8°, в среднем ≈3°, в периферийном ≈9,5°. Ручная коррекция этих углов позволила сразу же повысить КПД компрессора примерно на 1 %.

Автоматическую оптимизацию проводили в ANSYS Workbench с использованием метода NLPQL. Алгоритм использует квадратичную аппроксимацию функции Лагранжа и линеаризацию ограничений [10].

Так как на один цикл полного расчета затрачивается значительное время, то для его минимизации важно не перегружать расчетную модель лишней информацией, а использовать структурированную расчетную сетку, предусмотреть заранее корректность автоматического редактирования CAD-модели в рассматриваемых диапазонах варьируемых параметров и ограничить изменения диапазонов, чтобы исключить нефизические значения.

В результате оптимизации удалось существенно повысить КПД ($\eta_{\text{к}}$) и степень давления ($\pi_{\text{к}}$) на рассматриваемом режиме, при этом незначительно снизился запас газодинамической устойчивости ($\Delta K_{\text{у}}$), но его величина осталась в пределах допустимого. При G = const = 0,45 кг/с и n = const = = 112 000 мин$^{-1}$ для оптимизированной конструкции получили результаты, приведенные в табл. 2.

На рис. 3 (см. обложку) показаны линии тока в среднем и периферийном сечениях. Видно, что в оптимизированной конструкции в области диффузора практически полностью отсутствуют отрывы потока, имевшиеся до этого в периферийном сечении на спинке лопатки. Данный результат достигнут, в первую очередь, в результате уменьшения углов атаки при натекании потока на лопатки и частично в результате смещения образующих профилей лопатки относительно друг друга в окружном направлении.

В спрямляющем аппарате ввиду жестких геометрических ограничений по наружному корпусу полностью устранить вихревые зоны не удалось, в частности из-за очень малого радиуса радиально-осевого поворотного колена между диффузором и

Таблица 2

Результатыоптимизации

Параметр	Конструкция	
	исходная	оптимизированная
Изоэнтропный КПД $\eta_{\text{к}\ is}$, %	74,8	77,2
Степень повышения полного давления $\pi_{\text{к total-to-static}}$	3,65	3,83
Коэффициент запаса газодинамической устойчивости $\Delta K_{\text{у}}$, %	≈20	≈15

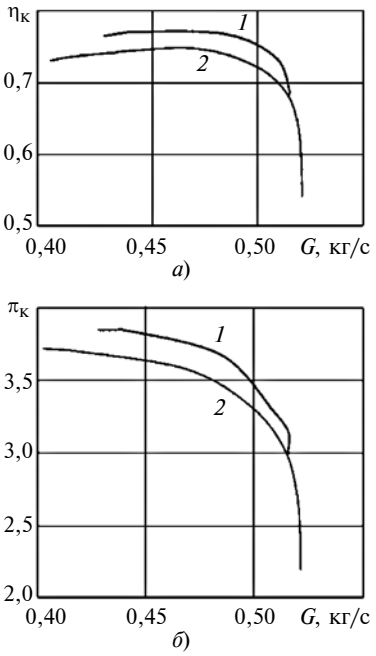


Рис. 5. Зависимости изоэнтропного КПД $\eta_к$ и степени $\pi_к$ повышения давления от расхода *G* воздуха при *n* = 112 000 мин$^{-1}$ для исходного (*1*) и оптимизированного (*2*) компрессоров

спрямляющим аппаратом, что способствует образованию интенсивного отрыва практически по всей области корневого сечения спрямляющего аппарата. Отрыв и малый радиус поворота хорошо видны на меридиональном сечении (рис. 4, см. обложку). При этом в периферийном и среднем сечениях удалось существенно снизить интенсивность возникновения отрывов. Для этого, как и в случае с диффузором, были скорректированы лопаточные углы на входе, что позволило уменьшить углы атаки; поджато поперечное сечение на выходе, что смягчило условия образования отрывов потока от стенок; скорректированы углы выхода, что также уменьшило вихреобразование. Как видно из рис. 4, также изменилось осредненное по окружности поле полного давления в оптимизированной конструкции. Поле стало более равномерным, размеры отрывных зон существенно сократились в периферийной области диффузора и корневой области спрямляющего аппарата.

На рис. 5 приведены зависимости КПД $\eta_к$ и степени $\pi_к$ повышения давления от расхода *G* воздуха при n = 112 000 мин$^{-1}$ для исходного и оптимизированного компрессоров. Кроме вышесказанного, незначительно уменьшился максимальный расход воздуха ($c \approx 0{,}52$ до 0,515 кг/с). В данном случае это не критично, так как, во-первых, снижение незначительное, во-вторых, область рабочих режимов находится при существенно меньших расходах.

В результате проведенной оптимизации получили новую геометрическую форму лопаток и обводов проточной части диффузора и спрямляющего аппарата. Оптимизированная конструкция позволила повысить КПД компрессора на 2,4 % и степень давления с 3,65 до 3,83 при незначительном снижении предела газодинамической устойчивости.

Повысить эффективность существующей конструкции лопаточного диффузора и спрямляющего аппарата можно, устранив резкий разворот потока в радиально-осевом поворотном колене, который провоцирует интенсивный отрыв в значительной части корневой зоны спрямляющего аппарата. Устранить отрыв потока можно увеличением наружного диаметра корпуса или организацией плавного поворота потока внутри отдельных трубок, что исключит возникновение отрывов (трубчатый диффузор).

В заключение отметим, что направление исследований, представленное в данной работе, только "набирает" силу, что обусловлено в основном математическими проблемами [4—8]. В данной работе решается класс пространственных вариационных задач, в которых процессы описываются уравнениями в частных производных, например осредненными по Рейнольдсу уравнениями Навье — Стокса. Такие задачи относятся к классу связанных задач Лагранжа — Больца вариационного исчисления [8, 9].

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кампсти Н.** Аэродинамика компрессоров. М.: Мир, 2000. 688 с.
2. **Stephanie Bergqvist.** Prediction of Turbo Compressor Maps using CFD // Department of Applied Mechanics Division of Fluid Dynamics Chalmers University of Technology. Gothenburg. Sweden. 2014.
3. **Теория** оптимальных аэродинамических форм / Под ред. А. Миеле. М.: Мир, 1971. 507 с.
4. **Seiichi Ibaraki, Isao Tomita, Koichi Sugimoto.** Aerodynamic Design Optimization of Centrifugal Compressor Impeller Based on Genetic Algorithm and Artificial Neural Network // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. 2015. V. 52. N. 1. P. 77—82.
5. **Jin-Hyuk Kim, Jae-Ho Choi, Kwang-Yong Kim.** Design optimization of a centrifugal compressor impeller using radial basis neural network method // ASME Turbo Expo 2009: Power for Land, Sea and Air. June 8—12. 2009. Orlando. Florida. USA.
6. **Soo-Yong Cho, Kook-Young Ahn, Young-Duk Lee, Young-Cheol Kim.** Optimal Design of a Centrifugal Compressor Impeller Using Evolutionary Algorithms // Mathematical Problems in Engineering. Volume 2012.
7. **Pei-Yuan Li, Chu-Wei Gu, and Yin Song.** A New Optimization Method for Centrifugal Compressors Based on 1D Calculations and Analyses // Energies. 2015. 8 (5). P. 4317—4334.
8. **Waleed Al-Busaidi, Pericles Pilidis.** Techno-Economic Optimization of Diffuser Configuration Effect on Centrifugal Compressor Performance // American Journal of Energy Research. 2015. V. 3. N. 2. P. 37—48.
9. **Болдырев Ю. Я.** Вариационное исчисление и методы оптимизации: Учеб. пос. СПб.: Изд-во политехнического университета, 2016. 240 с.
10. **Schittkowski K.** NLPQL: A Fortran subroutine for solving constrained nonlinear programming problems // Annals of Operations Research. 1986. 5 (2). P. 485—500.

УДК 621.82

В. В. СЫРКИН, д-р техн. наук, Ю. Ф. ГАЛУЗА (Омский ГТУ), В. А. ТРЕЙЕР, И. А. АБРАМОВА, канд. пед. наук (Омский автобронетанковый инженерный институт), e-mail: syrkinvv@mail.ru

Расчет предохранительного клапана прямого действия с эластичным запорно-регулирующим элементом

Рассматриваются расчет и динамика предохранительного клапана с эластичным запорно-регулирующим элементом в виде тора из эластичного материала с упругими свойствами, соответствующими давлению рабочей жидкости в гидроприводах технологических машин.

Ключевые слова: предохранительный клапан, запорно-регулирующий элемент, давление, расход, угол отклонения потока жидкости, коэффициент сжатия, перемещение.

The calculation and dynamics of a safety valve with an elastic shut-off and regulating element in the form of a torus made of an elastic material with elastic properties corresponding to the pressure of the working fluid in the hydraulic drives of technological machines are considered.

Keywords: safety valve, shut-off and regulating element, pressure, consumption, deflection angle of the fluid flow, compression ratio, displacement.

Регуляторы давления, применяемые в промышленных гидроприводах, имеют такие недостатки, как сложная конструкция, высокая стоимость, чувствительность к загрязнению рабочей жидкости и другие, которые в значительной степени можно устранить применением запорно-регулирующих элементов (ЗРЭ) из эластомеров, имеющих вид тора с диаметрами D и d_1 (рисунок, *а*) [1, 2]. При расчете таких регуляторов прежде всего необходимо определить проходные сечения, соответствующие заданному расходу жидкости, и упругие свойства (жесткость элемента), соответствующие заданному давлению в гидросистеме, а также оценить динамические свойства регуляторов.

Расход Q жидкости через регулятор определяется по формуле [3]

$$Q = \mu F\sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho}\,,$$

где μ — коэффициент расхода жидкости; F — проходное сечение клапана (регулятора); p_1 и p_2 — давление на входе и выходе клапана; ρ — плотность рабочей жидкости.

По расчетной схеме (рисунок, *б*) определим проходное сечение $F = \pi\delta(d_3 + d_4)/2$ клапана — боковую поверхность усеченного конуса с диаметрами основания (d_3) и сечения (d_4) и образующей $\delta = h\sin\alpha$ [где h — радиальное перемещение ЗРЭ, аналогичное высоте подъема запорного элемента клапана в традиционной конструкции (шар, конус); α — угол седла клапана (потока жидкости в щели клапана)]; $BK = \delta\cos\alpha$ — высота усеченного конуса.

С учетом диаметров d_3 и d_4, выраженных через параметры ЗРЭ и его перемещение, для проходного сечения получим формулу

$$F = \pi h\sin\alpha[(d_1 - D) - h\sin^2\alpha], \qquad (1)$$

где d_1 и D — внутренний диаметр ЗРЭ и диаметр сечения.

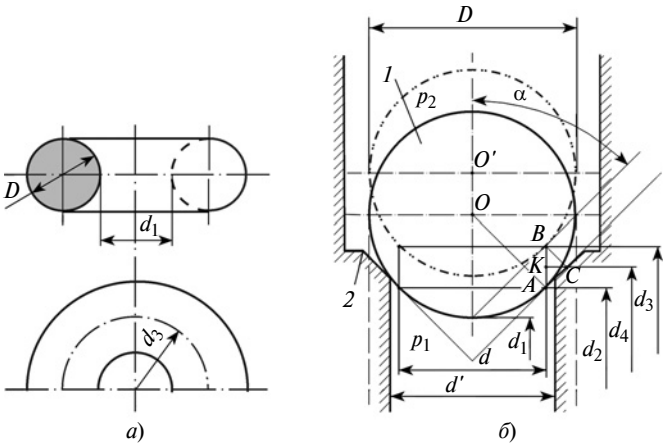
Для определения максимального перемещения ЗРЭ необходимо рассчитать максимальное проходное сечение клапана:

$$F_{\max} = \frac{Q}{\mu\sqrt{2(p_1 - p_2)/\rho}}\,. \qquad (2)$$

Подставив выражение (2) в уравнение (1) и решив его относительно h, т. е. $h_{\max}f(F_{\max})$, получим $F_{\max}$ при известных диаметрах D и d_1 и угле α потока.

Без учета малой массы ЗРЭ в рабочем состоянии на его поверхность действуют гидростатическое и гидродинамическое давления.

Гидростатическое давление p_1 на входе действует на цилиндрическую поверхность с образующей $l = D\cos\alpha$, а на выходе снижается до давления p_2, которое действует на цилиндрическую поверхность с образующей D (см. рисунок, *б*). Результирующую



Запорно-регулирующий элемент (*а*) и расчетная схема клапана с эластичным ЗРЭ (*б*):

1 — ЗРЭ; *2* — седло клапана; $AB = h$ — перемещение ЗРЭ; $BC = \delta$ — ширина потока в щели клапана; d' — диаметр подводящего канала

гидростатическую силу $P_{ст}$ в первом приближении можно выразить следующим образом:

$$P_{ст} = \Delta p(F' + F''/2), \quad (3)$$

где $\Delta p = p_1 - p_2$; $F' = \pi D\cos\alpha[(d_1 + D) - D\sin\alpha]$; $F'' = \pi D\{(d_1 + D) - [(d_1 + D) - D\sin\alpha]\cos\alpha\}$.

Гидродинамическую силу найдем из условия изменения количества рабочей жидкости, проходящей между ЗРЭ и седлом клапана, с учетом реактивного действия струи:

$$P_{дин} = \frac{Q}{\rho}(v_1 - v_2\cos\alpha), \quad (4)$$

где v_1 и v_2 — скорости жидкости перед ЗРЭ и после него.

Сила, действующая на ЗРЭ со стороны жидкости, равная сумме сил $P_{ст}$ и $P_{дин}$, определяемых по формулам (3) и (4), уравновешивается силой упругости ЗРЭ:

$$P_ж = P_{ст} + P_{дин} = c(h_0 + h), \quad (5)$$

где h_0 — начальное перемещение ЗРЭ; c — жесткость ЗРЭ.

Используя выражение (5), определим жесткость ЗРЭ.

Математическую модель регулятора давления (предохранительного клапана) с эластичным ЗРЭ в динамике можно представить в виде [4]:

$$P = P(p, Q, h, \alpha), \quad (6)$$

где P — сила, возникающая при отклонении ЗРЭ от положения равновесия; p — давление рабочей жидкости перед клапаном; h — радиальное смещение в равновесном состоянии.

Сила $P_ж$, действующая со стороны жидкости, уравновешивается упругой силой $P_{ЗРЭ}$, развиваемой ЗРЭ, т. е. $P_ж = P_{ЗРЭ}$. Разность сил, возникающая при работе регулятора, в равновесном состоянии равна силе P, определяемой выражением (6):

$$P_ж - P_{ЗРЭ} = P = 0.$$

Потери жидкости при течении через регулятор можно выразить функцией

$$F(p, Q, h) = 0,$$

характеризующей режим течения жидкости в щели клапана (потери напора в клапане).

Зависимость угла α отклонения потока от радиального смещения h ЗРЭ можно представить в виде уравнения:

$$N(h, \alpha) = 0, \quad (7)$$

где N — функция, связывающая параметры h и α.

Решив уравнение (7) относительно α, получим зависимость $\alpha = N_1(h)$ (N_1 — новая функция), с учетом которой запишем:

$$P = P(p, Q, h).$$

В процессе регулирования силы P параметры p, Q и h получают отклонения ΔP, Δp, ΔQ, и при отклонении $\Delta h = x$ от равновесного состояния уравнение можно представить в виде:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} = -T + \Delta P,$$

где T — сила сопротивления перемещению ЗРЭ (сила демпфирования); m — масса ЗРЭ.

Принимая зависимость силы демпфирования с коэффициентом f от скорости перемещения ЗРЭ линейной, получим:

$$T = f\frac{dx}{dt}.$$

Тогда можно записать:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + f\frac{dx}{dt} = \Delta P. \quad (8)$$

Представим правую часть уравнения (8) как функцию параметров p, Q, x:

$$\Delta P = \frac{\partial P}{\partial p}\Delta p + \frac{\partial P}{\partial Q}\Delta Q + \frac{\partial P}{\partial x}\Delta x$$

и запишем:

$$m\frac{d^2x}{dt^2} + f\frac{dx}{dt} = \frac{\partial P}{\partial p}\Delta p + \frac{\partial P}{\partial Q}\Delta Q + \frac{\partial P}{\partial x}\Delta x. \quad (9)$$

В уравнении (9) производные $\frac{\partial P}{\partial p}$, $\frac{\partial P}{\partial Q}$, $\frac{\partial P}{\partial x}$ известны, так как в равновесном состоянии клапана можно определить силу P.

Чтобы исключить параметры Δp и ΔQ из уравнения (9), для их определения необходимо составить дополнительные уравнения:

$$\frac{\partial F}{\partial p}\Delta p + \frac{\partial F}{\partial Q}\Delta Q + \frac{\partial F}{\partial x}\Delta x = 0; \quad (10)$$

$$\frac{d}{dt}(\Delta p) = -\frac{\Delta Q + f_0\frac{dx}{dt}}{\beta V_p}, \quad (11)$$

где V_p — объем жидкости, сжимаемой в результате перепада Δp давления; f_0 — площадь проекции клапана на плоскость, перпендикулярную к его оси.

Уравнение (10) получено из уравнения (6), а уравнение (11) — из определения коэффициента сжимаемости β жидкости [4].

Далее из уравнения (10) определим ΔQ, подставим в уравнение (9) и решим его относительно Δp. Полученное выражение подставим в уравнение (11). В результате выполненных действий получим уравнение с неизвестной функцией x:

$$\frac{d^3x}{dt^3} + A_2\frac{d^2x}{dt^2} + A_1\frac{dx}{dt} + A_0x = 0. \qquad (12)$$

Здесь:

$$\left.\begin{aligned} A_2 &= \frac{f}{m} + \frac{1}{\beta V_p M};\\ A_1 &= \frac{1}{mM}\left(\frac{f}{\beta V_p} + \frac{dp/dQ}{dx/dQ}U\right);\\ A_0 &= \frac{U}{\beta V_p m M\frac{dx}{dt}},\end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

где

$$\left.\begin{aligned} M &= -\frac{\partial F/\partial Q}{\partial F/\partial p};\\ U &= \frac{\partial P}{\partial Q} - \frac{\partial P}{\partial p}\frac{\partial F/\partial Q}{\partial F/\partial p};\\ \frac{dp}{dQ} &= -\frac{\frac{dx}{dQ}\left(\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial Q}\frac{\partial Q}{\partial x}\right)}{\frac{\partial x}{\partial p}\left(\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial p}\frac{\partial p}{\partial x}\right)}.\end{aligned}\right\} \qquad (14)$$

Динамический процесс, описываемый уравнением (12), будет устойчивым при выполнении следующих условий (условия Гурвица): коэффициенты A_2, A_1 и A_0 — положительные; выполняется неравенство $A_1A_2 - A_0 > 0$.

Характерный режим работы регуляторов (клапанов), когда объем жидкости под клапаном $V = \infty$. Возможна работа клапана при объеме $V \neq 0$, $V \neq \infty$.

В случае $V \neq 0$ объем, заполненный жидкостью, предполагается большим, т. е. на переходных режимах давление в нем остается постоянным ($p = \text{const}$).

Введем обозначения $\frac{dp}{dQ} = n_p$, $\frac{dx}{dQ} = n_x$ и получим $A_0 = 0$; $A_1 = \frac{n_p}{n_x}U\frac{1}{mM}$; $A_2 = \frac{f}{m}$. Здесь коэффициент A_2 будет существенно положительным, а коэффициент A_1 — положительным, если $n_p/n_x > 0$ при $U > 0$. Это означает, что функции $p = f(Q)$ и $x = f_1(Q)$ должны быть одновременно возрастающими или убывающими, т. е. признаком динамической устойчивости клапана является повышение давления с увеличением расхода.

Производная $\partial P/\partial Q$ всегда положительная, так как с увеличением расхода жидкости через клапанную щель увеличивается и усилие на ЗРЭ, следовательно, $\partial P/\partial Q > 0$. Производные $\partial F/\partial Q$ и $\partial F/\partial p$ имеют обратные знаки, так как получены из уравнения потерь давления в клапанной щели $p - CQ^2 = 0$ (C — коэффициент сопротивления проходного сечения) [4], т. е. $p = CQ^2$, следовательно, $U > 0$.

В случае $V \neq \infty$ все коэффициенты рассчитываются по формулам (13). Используя полученные коэффициенты согласно критерию Гурвица, получим неравенство, определяющее границы устойчивой работы клапана:

$$n_p > \frac{mM}{\beta Vmf + W} - n\frac{n_x f}{U\beta V}.$$

Рассмотрим частный случай, когда характеристика клапана горизонтальная ($n_p = 0$). Для устойчивой работы клапана необходимо, чтобы коэффициенты A_2, A_1 и A_0 были положительными. Коэффициент $A_1 > 0$ при коэффициенте трения $f \neq 0$, т. е. устойчивая работа клапана обеспечивается демпфированием.

По условию $A_1A_2 - A_0 > 0$, полученному по критерию Гурвица, необходимо, чтобы

$$\frac{1}{\beta VmM + m}\left(\frac{f^2}{m} + \frac{f}{\beta MV} - \frac{U}{n_x}\right) > 0$$

или $\left(\frac{f^2}{m} + \frac{f}{\beta MV} - \frac{U}{n_x}\right) > 0$; ($M > 0$).

Определив M и U из уравнений (14), с учетом, что $n_x = -\frac{U}{T}$ и $n_p = \frac{MS}{T}$, где $T = \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\partial P}{\partial p}\frac{\partial F/\partial x}{\partial F/\partial p}$, $S = \frac{\partial P}{\partial Q} - \frac{\partial P}{\partial Q}\frac{\partial F/\partial x}{\partial F/\partial p}$, получим неравенство:

$$\frac{f^2}{m} - \frac{f}{\beta MV} + T > 0. \qquad (15)$$

Так как производная $\frac{\partial P}{\partial x}$ — отрицательная и второе слагаемое в выражении для S также отрицательное, то величина T всегда будет отрицательной. В этом случае выражение (15) можно записать в виде:

$$\frac{f^2}{m} + \frac{f}{\beta MV} - |T| > 0. \qquad (16)$$

Из неравенства (16) найдем предельно допустимое значение коэффициента демпфирования, при

УДК 623.437.3.093; 629.03; 629.36

Р. Ю. ДОБРЕЦОВ, канд. техн. наук, Г. П. ПОРШНЕВ, д-р техн. наук (Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого), С. А. ВОЙНАШ (Рубцовский индустриальный институт — филиал Алтайского ГТУ им. И. И. Ползунова), e-mail: dr-idpo@yandex.ru

Устойчивость движения сочлененной гусеничной машины

Рассматриваются математические модели, позволяющие оценить устойчивость движения сочлененной военно-транспортной гусеничной машины против опрокидывания и заноса, и методика оценки динамической устойчивости. Приводятся результаты расчетов для шасси — аналога машин серии ДТ, работающих в условиях Крайнего Севера.

Ключевые слова: сочлененная гусеничная машина, устойчивость, математическая модель, управляемость, подвижность, Крайний Север.

Mathematical models, which allow to assess the movement stability of an articulated military transport tracked vehicle against tipping and skidding, and a method for evaluating the dynamic stability are considered. The results of calculations are given for the chassis — an analogue of the DT series machines operating in the Far North.

Keywords: articulated tracked vehicle, stability, mathematical model, controllability, mobility, Far North.

Определение границ устойчивого движения транспортной машины — одна из базовых задач проектировочных и поверочных расчетов шасси, оценки подвижности машины и энергоэффективности шасси, отработки алгоритмов управления движением роботизированных машин, а также боевых и военно-транспортных машин при моделировании тактических операций.

Зная результаты оценки устойчивости движения можно решать и "обратную" задачу — создание трассы, труднопреодолимой для машины. Ограничить подвижность машины — значит снизить вероятность выполнения боевой задачи.

Устойчивостью называют, как правило, эксплуатационное свойство транспортной машины сохранять предписанную водителем (оператором) траекторию. Потеря поперечной устойчивости выражается в заносе или опрокидывании транспортного средства.

Для однозвенных колесных и гусеничных машин существуют расчетные методики, позволяющие проводить детерминированную оценку устойчивости движения [1, 2], а также статистические методы [3, 4]. Детерминированная оценка устойчивости двухзвенной колесной машины, полученная расчетом, приведена в работе [5]. Однако расчетная методика для двухзвенной гусеничной машины в технической литературе не найдена. Перспектива двухзвенного гусеничного шасси как основы для создания военно-транспортной и боевой техники, предназначенной для эксплуатации в условиях Крайнего Севера, Арктики и Антарктики, делает актуальной проблему развития базы расчетных методов, применимых к таким машинам [6].

В России двухзвенные гусеничные машины представлены, в частности, серией ДТ (ДТ-10, ДТ-30 и другие модификации), поэтому технические характеристики шасси-прототипа в рассматриваемых далее примерах приняты согласно работе [7].

Управление поворотом двухзвенного транспортера традиционно осуществляется за счет возможностей сцепного устройства: при входе в поворот звенья машины с помощью силовых гидроцилиндров поворачиваются относительно друг друга в плане. Недостатком такого способа управления поворотом являются относительно большие радиусы, что ухудшает подвижность машины в сложных условиях и затрудняет выполнение маневров. Расчет кинематических и силовых параметров поворота ле-

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 50)

котором сохраняется устойчивая работа регулятора давления:

$$f = -\frac{m}{2\beta MV} + \sqrt{\frac{m^2}{2\beta^2 V^2 M^2} + m|T|}\,.$$

Приведенная методика расчета предохранительного клапана прямого действия с ЗРЭ, выполненным из эластомера, позволяет определить основные его параметры (проходное сечение клапана, жесткость и др.). Результатом исследования динамики клапана является определение условий его устойчивой работы.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Пат. 149609 Рос. Федерации:** МПК G05D7/03. Регулятор расхода.
2. **Пат. 165980 Рос. Федерации:** МПК F16K17/10. Регулятор давления.
3. **Никитин Г. А., Комаров А. А.** Распределительные и регулирующие устройства гидросистем. М.: Машиностроение, 1965. 120 с.
4. **Гавриленко Б. А., Минин В. А., Рождественский С. Н.** Гидравлический привод. М.: Машиностроение, 1968. 502 с.

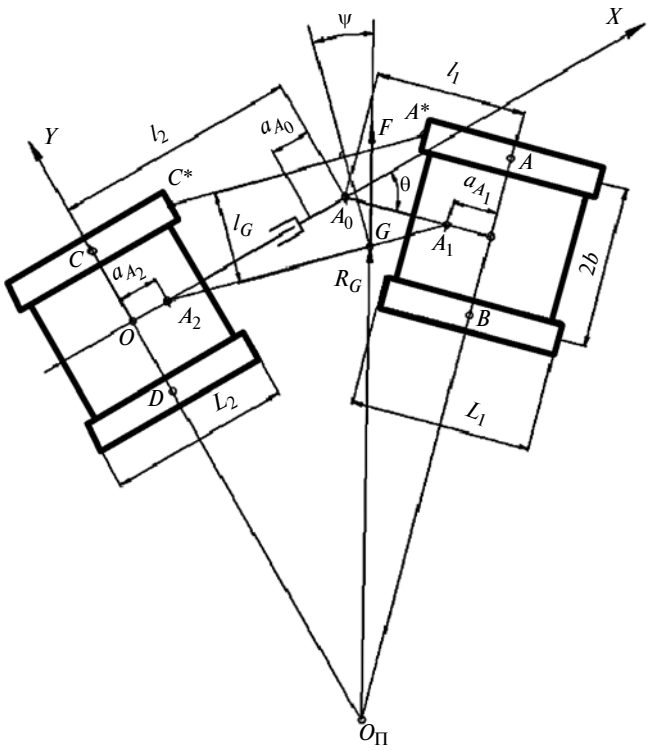


Рис. 1. Расчетная схема поворота двухзвенной гусеничной машины

жит в основе рационального проектирования сцепного и поворотного устройств.

Цель работы — предложить математическую модель, позволяющую оценить параметры, характеризующие поперечную устойчивость проектируемого или модернизируемого шасси двухзвенной гусеничной машины. В первую очередь — это критические скорости движения и поворота машины для заданных дорожных условий. Модель учитывает основные геометрические и кинематические характеристики шасси, а также особенности схемы действующих на машину сил.

Решаются следующие задачи: выбор базовых допущений, позволяющих упростить построение математической модели без значимого снижения точности расчетов; создание самой модели процесса равномерного поворота двухзвенной гусеничной машины; оценка применимости модели путем сравнения основных результатов расчета с характеристиками существующей машины.

При расчетах на поперечную устойчивость критерием начала опрокидывания принимают потерю контакта с опорной поверхностью гусеницы одного борта; начала заноса — превышение поперечной силой максимально возможной по сцеплению с грунтом боковой реакции. В последнем случае различают частичный (когда управляемость еще сохраняется) и полный занос [1, 2]. Однако и при частичном заносе машину трудно удержать на траектории, особенно на снегу и льду.

Для оценки устойчивости движения двухзвенной гусеничной машины за основу можно принять методику, разработанную для колесного трактора [5]. Однако кинематика поворота, а также характер силовых взаимодействий движителя с грунтом для колесной и гусеничной машин различны, что учтено при построении расчетной схемы (рис. 1).

Устойчивость против опрокидывания. Рассматривается случай установившегося поворота на горизонтальной поверхности. Деформацией грунта, корпуса машины, системы подрессоривания и ходовой части, а также юзом и буксованием гусениц при выводе основных зависимостей пренебрегаем. Полюса поворота гусениц лежат на одной прямой, нормальной к оси секции и проходящей через центр $O_П$ поворота машины [1, 2, 8].

Введем систему координат XOY. Начало координат расположим на пересечении оси продольной симметрии задней секции машины и линии, нормальной к этой оси и проходящей через центр $O_П$ поворота. При взаимном развороте секций на угол Θ в горизонтальной плоскости центр тяжести машины сместится в точку G. При повороте на машину могут действовать различные внешние силы. В частности, при повороте на косогоре возникает боковая сила, влияющая на поперечную устойчивость машины.

Рассмотрим случай действия центробежной силы $F = mv^2/R_G$, где m — масса машины; v — скорость движения; R_G — радиус поворота центра масс.

Сила F стремится опрокинуть машину относительно линии A^*C^*, соединяющей точки на краях опорных поверхностей гусениц внешнего борта. За начало опрокидывания принимается момент, когда реакции на гусеницах внутреннего борта становятся равными нулю. Считая, что реакции на гусеницах внешнего борта перед опрокидыванием реализуются практически в точках A^* и C^*, запишем:

$$Fh_G\cos\psi - mgl_G = 0, \qquad (1)$$

где h_G — высота центра тяжести (ЦТ) машины относительно опорной поверхности; g — ускорение свободного падения; l_G — плечо силы mg относительно прямой A^*C^*.

Таким образом, как и для однозвенной гусеничной машины [1, 2], а также сочлененной колесной машины [5], критическая скорость по опрокидыванию в явном виде не зависит от массы транспортного средства, но связана с радиусом поворота ЦТ:

$$v_{кр} = \sqrt{\frac{gl_GR_G}{h_G\cos\psi}}. \qquad (2)$$

Однако, как показано далее, неявная зависимость между массой секций машины и критической скоростью существует, так как зависящими от массы оказываются величины l_G, h_G и R_G.

Координаты ЦТ машины определим по формулам теоретической механики:

$$x_G = \frac{G_1[(l_1 - a_{A_1})\cos\Theta + l_2] + G_0(l_2 - a_{A_0}) + G_2 a_{A_2}}{G_1 + G_0 + G_2}; \quad (3)$$

$$y_G = \frac{G_1(l_1 - a_{A_1})\sin\Theta}{G_1 + G_0 + G_2}; \quad (4)$$

$$z_G = \frac{G_1 z_{A_1} + G_0 z_{A_0} + G_2 z_{A_2}}{G_1 + G_0 + G_2},$$

где G_1, G_2, G_0 — вес соответственно передней и задней секций машины и сцепного устройства (соединительного звена); a_{A_1}, a_{A_2}, a_{A_0} — координаты ЦТ машины и ЦТ соединительного звена вдоль осей секций; z_{A_1}, z_{A_2}, z_{A_0} — высоты центров тяжести относительно опорной поверхности.

В общем случае величины a_{A_1} и a_{A_2} (так называемое продольное смещение полюсов поворота гусениц) зависят от поперечной силы (такая зависимость существенна и рассматривается, например, в работах [1, 8]), а критическая скорость рассчитывается методом приближений, поэтому в первом приближении считаем, что $a_{A_1} \to 0$ и $a_{A_2} \to 0$.

Центр $O_п$ поворота машины лежит на пересечении прямых AB и CD, определяемых уравнениями:

$$a_1 x + b_1 y + c_1 = 0;$$

$$a_2 x + b_2 y + c_2 = 0,$$

где $a_1 = -2b\cos\Theta$; $b_1 = 2b\sin\Theta$; $c_1 = 2b(l_1 + l_2\cos\Theta)$; $a_2 = -2b$; $b_2 = c_2 = 0$.

Таким образом, определим координаты центра поворота:

$$\begin{cases} x_{O_п} = 0; \\ y_{O_п} = (l_1 + l_2\cos\Theta)/\sin\Theta. \end{cases} \quad (5)$$

Радиус перемещения ЦТ машины определим с учетом выражений (3)—(5) по формуле

$$R_G = \sqrt{(x_G - x_{O_п})^2 + (y_G - y_{O_п})^2}.$$

Для определения плеча l_G используем уравнение прямой A^*C^*:

$$a_3 x + b_3 y + c_3 = 0,$$

где $a_3 = (y_{C^*} - y_{A^*})$; $b_3 = (x_{A^*} - x_{C^*})$; $c_3 = (y_{A^*}x_{C^*} - x_{A^*}y_{C^*})$. Здесь $y_{C^*} = y_C = l_2 + l_1\cos\Theta + b\sin\Theta$; $x_{C^*} = L_2/2$; $y_{A^*} = b\cos\Theta - (l_1 - L_1/2)\sin\Theta$; $x_{A^*} = l_2 + (l_1 - L_1/2)\cos\Theta + b\sin\Theta$.

Получим уравнение

$$l_G = \frac{|a_3 x_G + b_3 y_G + c_3|}{\sqrt{a_3^2 + b_3^2}}.$$

Для определения угла ψ из уравнения прямой $a_4 x + b_4 y + c_4 = 0$, проходящей через точки G и $O_п$, найдем коэффициенты:

$$a_4 = (y_G - y_{O_п});$$

$$b_4 = (x_{O_п} - x_G);$$

$$c_4 = (y_{O_п} x_G - x_{O_п} y_G),$$

с использованием которых угол складывания секций можно определить по зависимости

$$\psi = 90^\circ - \operatorname{arctg}\frac{a_3 b_4 - a_4 b_3}{a_3 a_4 + b_3 b_4}.$$

Таким образом, получены все зависимости для расчета критической скорости по опрокидыванию.

Полученный при наибольшем угле складывания секций $\Theta = 38^\circ$ (данные для ДТ-10П [7]) расчетный минимальный радиус поворота ЦТ машины $R_{G\min} = 13{,}89$ м весьма близок к полученному (13 м) в работе [7], что подтверждает адекватность геометрических построений и связанных с ними вычислений.

При $R_{G\min} = 13{,}89$ м критическая скорость по опрокидыванию составляет 11,6 м/с. Таким образом, в реальном диапазоне скоростей движения и радиусов поворота опрокидывание не ограничивает возможности эксплуатации машины в отличие от колесного трактора [5]. Такая ситуация обычна для военно-транспортных и боевых гусеничных машин с низкорасположенным центром тяжести.

Нелинейность зависимости $R_G(\Theta)$ определяет плохую управляемость машины в повороте и необходимость использования сложной системы управления гидроцилиндрами для компенсации этой эксплуатационной особенности.

Устойчивость против заноса. При действии центробежной силы критическую скорость для начала частичного заноса задней секции можно оценить по выражению $v_{кр1} = \sqrt{\mu g R_{A_2}}$, для полного заноса — по выражению $v_{кр2} = \sqrt{\mu_{\max} g R_{A_2}}$. В этих выражениях $R_{A_2} = \sqrt{a_{A_2}^2 + y_{O_п}^2}$ — радиус перемещения ЦТ задней секции; μ и $\mu_{\max}$ — коэффициенты сопротивления повороту гусеничной машины, соответствующий радиусу R_{A_2}, и максимальный.

Коэффициент сопротивления повороту связывает между собой нормальные и поперечные ре-

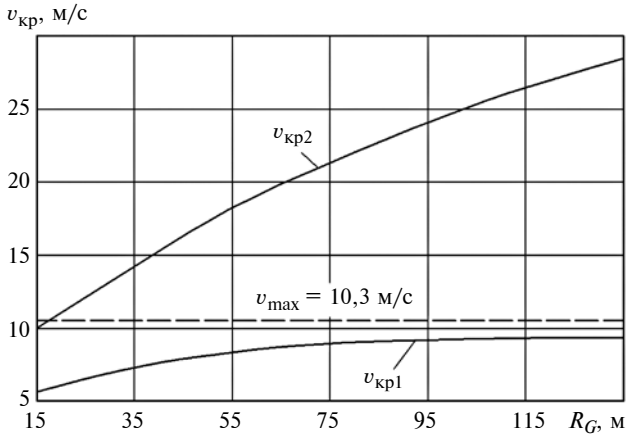


Рис. 2. Результаты расчета устойчивости машины против заноса $v_{кр1}(R_G)$ и $v_{кр2}(R_G)$

акции под гусеницей и применяется, несмотря на специфический способ управления поворотом рассматриваемой машины.

По аналогии оцениваются критические скорости по началу заноса передней секции.

Однако благодаря наличию сцепного устройства передняя и задняя секции при повороте жестко соединены. Поэтому в первом приближении предлагается оценивать устойчивость машины против заноса по выражениям:

$$\begin{cases} v_{кр1} = \sqrt{\mu g R_G / \cos\psi}; \\ v_{кр2} = \sqrt{\mu_{max} g R_G / \cos\psi}. \end{cases} \quad (6)$$

Устойчивость против заноса ограничивает возможность поворота машины (см. формулы (6)). На рис. 2 приведены результаты расчета при повороте на укатанном снегу ($\mu_{max} = 0{,}6 \div 0{,}7$; $\mu = \mu_{max}/(0{,}925 + 0{,}15 R_G/b)$ [1, 8]). Так как скорость машины при ее модернизации для боевого применения увеличивается, приводятся результаты расчета $v_{кр2}(R_G)$ и для радиусов поворота более 15 м.

Динамическая устойчивость против опрокидывания. Динамическую устойчивость предлагается оценивать соотношением потенциальной энергии [П], необходимой для опрокидывания шасси, и энергии $П_\Sigma$ возмущений, получаемой машиной при прохождении заданной трассы (преодоление микрорельефа, наезд на преодолимые препятствия, иные возмущения), т. е. коэффициентом запаса по поперечной устойчивости $k = [П]/П_\Sigma$, который при оценочных расчетах предлагается принимать $k \geq 1{,}05 \div 1{,}10$.

В простейшем случае $[П] = mgb$. Оценочные расчеты показали, что при правильной эксплуатации машины опрокидывание невозможно.

Безразмерный коэффициент $k = [П]/П_\Sigma$ позволяет включить оценку устойчивости движения двухзвенной машины в комплексную модель оценки энергоэффективности гусеничного шасси [9, 10]. Однако рассмотрение этого вопроса выходит за рамки темы данной статьи.

Заключение

1. Предложенные математические модели используют подход, опробованный в теории колесных машин. Специфика гусеничного движителя учтена без изменения общей концепции базовой расчетной схемы поворота.

2. Расчеты показывают, что угроза опрокидывания практически не ограничивает возможности эксплуатации шасси типа ДТ. Скорость машины в повороте ограничена по заносу. Вместе с тем сравнение значений, полученных расчетным путем с характеристиками серийного шасси, позволяет говорить об удовлетворительной точности (ошибка не превысила 7 %).

3. Предложенная математическая модель позволяет расширить методологию комплексной оценки энергоэффективности гусеничных машин на случай двухзвенного шасси.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Забавников Н. А.** Основы теории транспортных гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1975. 448 с.
2. **Расчет** и конструирование гусеничных машин: Учебник для вузов / Н. А. Носов, В. Д. Галышев, Ю. П. Волков, А. П. Харченко; Под ред. Н. А. Носова. Л.: Машиностроение, 1972. 560 с.
3. **Безбородова Г. Б., Галушко В. Г.** Моделирование движения автомобиля. Киев: Вища школа, 1978. 168 с.
4. **Динамика** планетохода / Е. В. Авотин, И. С. Болховитинов, А. Л. Кемурджиан и др. М.: Наука, 1979. 438 с.
5. **Теория** и расчет трактора "Кировец" / Е. А. Шувалов, А. В. Бойков, Б. А. Добряков, М. Г. Пантюхин; Под общ. ред. А. В. Бойкова. Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1980. 208 с.
6. **Исследования** и разработки ученых СПбГПУ в области оборонной техники / Ю. В. Галышев, Р. Ю. Добрецов, Г. П. Поршнев, С. И. Худорожков // Материалы IX междунар. выставки вооружения, военной техники и боеприпасов "Научно-технические ведомости СПбГПУ". Серия "Наука и образование". 2014. № 1. С. 26—32.
7. **Двухзвенные** транспортеры ДТ-10 и ДТ-10П: Техническое описание и инструкция по эксплуатации. М.: Военное издательство, 1988. 160 с.
8. **Шеломов В. Б., Добрецов Р. Ю.** Уточнение модели поворота гусеничной машины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. Серия "Наука и образование". 2012. № 1. С. 123—128.
9. **Добрецов Р. Ю.** Объективная оценка технических характеристик шасси транспортных гусеничных машин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2011. № 2. С. 19—23.
10. **Добрецов Р. Ю.** Анализ энергозатрат в шасси гусеничной машины с учетом особенностей работы движителя. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та. 2009. 140 с.

УДК 621.43.056

А. В. БАКЛАНОВ, канд. техн. наук, А. Р. ВАХИТОВ (АО "Казанское моторостроительное производственное объединение"), e-mail: andreybaklanov@bk.ru

Влияние конструкции форсунки на основные характеристики отсека камеры сгорания газотурбинного двигателя

Проведены испытания отсека камеры сгорания с форсунками разных конструкций. Определена форсунка, обеспечивающая наиболее эффективное сжигание топлива. Даны рекомендации по ее испытанию в полноразмерной камере сгорания в составе двигателя.

Ключевые слова: газотурбинный двигатель, камера сгорания, форсунка, конструкция, стенд для испытаний.

Tests of the combustion chamber compartment with nozzles of different designs were carried out. The nozzle, that provides the most efficient fuel combustion, is determined. Recommendations for its testing in a full-scale combustion chamber in the engine are given.

Keywords: gas turbine engine, combustion chamber, nozzle, construction, test bench.

При создании и доводке камер сгорания газотурбинных двигателей (ГТД) очень важно выбрать конструкцию устройства горелки (форсунки) и проверить эффективность ее работы. Один из способов проверки работоспособности форсунки — определение параметров факела в отсеке, имитирующем или повторяющем конструкцию камеры сгорания. В этом случае можно оценить качество воспламенения смеси, температуру пламени, получить "срывные" характеристики пламени, а также определить концентрацию компонентов в продуктах сгорания [1].

Отсек представляет собой 1/14 часть полноразмерной камеры сгорания и состоит из наружного и внутреннего корпусов, жаровой трубы с фронтовым устройством, в котором устанавливаются форсунки. Жаровая труба ограничена боковыми охлаждаемыми стенками. В отсеке устанавливается девять форсунок.

Для исследования отсеков камеры сгорания использовали стенд (рис. 1), оборудованный необходимыми системами измерения и регистрации параметров. Схема стенда приведена на рис. 2. В состав стенда входит ГТД (воздуходувка) для подвода сжатого воздуха к испытуемому отсеку *3* камеры сгорания. Воздух из компрессора высокого давления поступает по трубопроводу в центральную магистраль *1*. Расход воздуха измеряется расходомерным устройством. Стенд имеет измерительный участок *2* с датчиками *4* и *5* регистрации давления и хромель-алюмелевой термопарой *6* для измерения температуры воздуха. Топливо (природный газ) по системе *7* подается к коллектору *8* отсека, а затем во фронтовое устройство и форсунки.

В процессе работы исследовали влияние конструкции форсунок на образование вредных веществ в продуктах сгорания, а также на радиальную эпюру распределения температур. Были испытаны четыре комплекта форсунок разного конструктивного исполнения (табл. 1).

Базовая форсунка № 1 имеет конфузорный насадок с диаметром выходной части сопла d_c = 14 мм и углом $\varphi = 45°$ установки лопаток в лопаточном завихрителе. Форсунка № 2 в отличие от базовой имеет восемь дополнительных отверстий для подачи топлива в межлопаточные каналы. Форсунка № 3 имеет конфузорный насадок с диаметром выходной части сопла d_c = 12 мм. Форсунка № 4 имеет конфузорный насадок с углом $\varphi = 30°$ установки лопаток в завихрителе. В центре завихрителя каждой форсунки устанавливается распылитель топлива. На входе в завихритель в форсунках устанавливается дросселирующая шайба ∅22 мм, за исключение форсунки № 2, в которой шайба перекрывает все сечение завихрителя, при этом в шайбе выполнены отверстия ∅5 мм, служащие для подвода воздуха в межлопаточные каналы завихрителя [2].

Форсунки № 1, 2 и 3 имеют достаточно высокую степень крутки — $S_N > 0{,}6$, а форсунка № 4 умеренную — $S_N = 0{,}4 \div 0{,}6$. Для кольцевых завих-

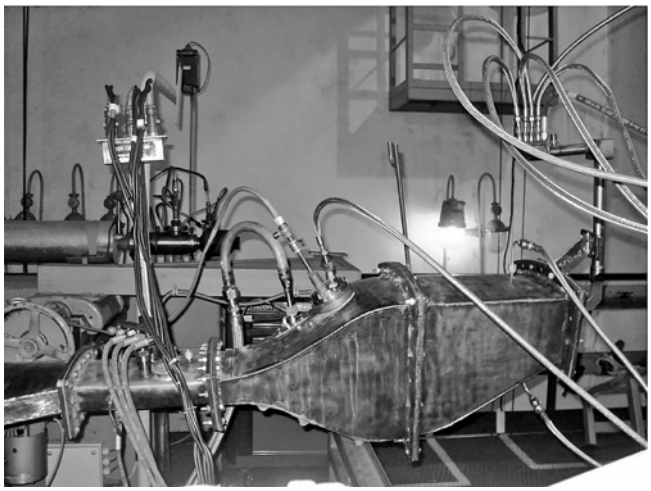


Рис. 1. Стенд для испытания отсека камеры сгорания

рителей с постоянным углом φ установки лопаток степень крутки рассчитывается по формуле [3]

$$S_N = \frac{2}{3}\,\frac{1-(D_{вт}/D_{зав})^3}{1-(D_{вт}/D_{вт})^2}\,\mathrm{tg}\varphi,$$

где $D_{вт}$ — диаметр втулки завихрителя; $D_{зав}$ — наружный диаметр завихрителя.

Площадь межлопаточного канала завихрителя определяется по формуле

$$F_{зав} = \frac{\pi(D_{зав}^2 - D_{вт})}{4}\cos\varphi - \delta\left(\frac{D_{зав}-D_{вт}}{2}\right)n,$$

где δ — толщина лопатки завихрителя; $n = 8$ — число лопаток.

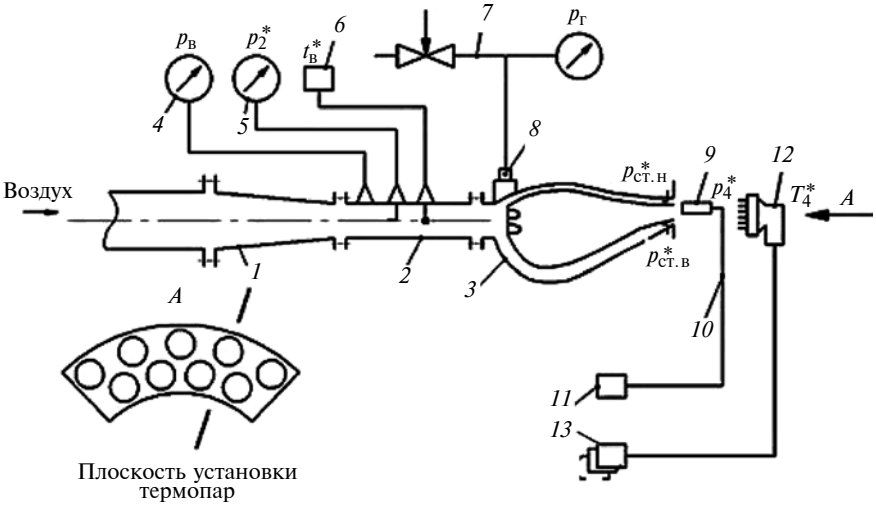
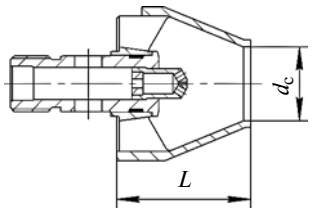
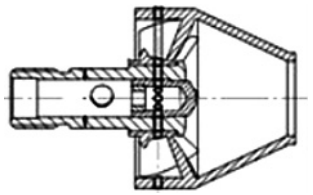
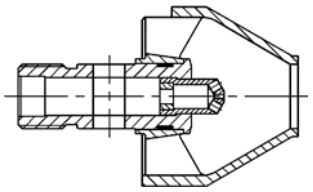
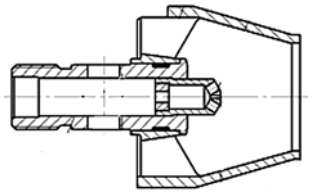


Рис. 2. Схема стенда для исследования процессов в отсеках камеры сгорания

Таблица 1

Конструктивные особенности форсунок

Номер форсунки	Геометрия форсунки	Параметры форсунки
1		φ = 45°; $F_{зав}$ = 254,5 мм²; $F_{соп}$ = 153,8 мм²; $d_с$ = 14 мм; L = 29,3 мм
2		φ = 45°; $F_{зав}$ = 157 мм²; $F_{соп}$ = 153,8 мм²; $d_с$ = 14 мм; L = 29,3 мм; $d_{отв}$ = 1 мм (8 отв.)
3		φ = 45°; $F_{зав}$ = 254,5 мм²; $F_{соп}$ = 113 мм²; $d_с$ = 12 мм; L = 29,3 мм
4		φ = 45°; $F_{зав}$ = 331,16 мм²; $F_{соп}$ = 314 мм²; $d_с$ = 20 мм; L = 30 мм

Испытание отсеков камеры сгорания на стенде проводили в два этапа.

На первом этапе определяли газодинамические характеристики отсека: потерю полного давления и перепад давления на стенках жаровой трубы. Для этого на выходе из камеры устанавливается гребенка полного давления, а в наружном и внутреннем пространствах между корпусом и жаровой трубой устанавливаются приемники полного давления. По результатам измерений на каждом режиме рассчитывали [4]:

потери полного давления в отсеке

$$\bar{\Delta} p = \frac{p_2^* - p_4^*}{p_2^* + p_н};$$

перепад давления на стенках жаровой трубы

$$\Delta p_{ср} = \frac{p_{ст.ср}^* - p_4^*}{p_2^* + p_н},$$

где $p_{ст.ср}^*$, p_2^*, p_4^* — давления; $p_н$ — атмосферное давление при продувках.

По результатам измерений построили зависимости $\bar{\Delta} p = f(\lambda)$ и $\bar{\Delta} p_{ст} = f(\lambda)$ (рис. 3), где λ — приведенная скорость воздуха на входе в камеру сгорания. Самые низкие суммарные потери полного давления наблюдаются в отсеке с форсунками № 4 (см. рис. 3, *в*). Это связано с раскрытием жаровой трубы отсека за счет увеличения проходного сечения завихрителя (см. табл. 1) с углом φ = 30° установки лопаток. По той же причине уменьшается перепад давления на стенках жаровой трубы (см. рис. 3, *а*, *б*). Перепады давления на стенках остальных отсеков практически одинаковы [5].

На втором этапе, включающем проведение "горячих" испытаний, регистрировали температурное поле на выходе из отсека. Для этого в выходном сечении устанавливали неподвижную гребенку термопар *12* (см. рис. 2). Температуру измеряли шестью термопарами. Измерения регистрировали и обрабатывали с помощью ЭВМ. Для отбора продуктов сгорания использовали "одноточечный" газоотборный зонд *9*, который размещали на выходе из отсека. Пробы продуктов сгорания от зонда до анализирующего оборудования транспортировали по герметичной магистрали *10* за счет скоростного напора газового потока на выходе из отсека и насоса, встроенного в газоанализатор testo 350 [6]. Газоанализатор *11* определяет компонентный состав (CO, NO_x и CH) продуктов сгорания. По полученным данным рассчитывается полнота сгорания по формуле [7]

$$\eta_г = 1 - (0{,}20175\mathrm{EI}_{CO} + \mathrm{EI}_{CH_4})10^{-3}, \qquad (7)$$

где EI_{CO} и EI_{CH_4} — индексы эмиссии CO и CH_4; 0,20175 — коэффициент, учитывающий отношение низшей теплоты сгорания окиси углерода $Q_н^{CO}$ = 10 096 кДж/кг к низшей теплоте сгорания метана $Q_н^{CH_4}$ = 50 042 кДж/кг при стандартных условиях.

Индексы эмиссии EI_i для окиси углерода, окислов азота и несгоревших углеводородов (метана) рассчитывали по уравнению

$$\mathrm{EI}_i = \frac{\mu_i}{\mu_b}(1 - \alpha_i L_0)\chi_i 10^{-3},$$

где L_0 = 16,7 — стехиометрический коэффициент сгорания метана (кг воздуха / кг топлива); α_i — суммарный или местный коэффициент избытка воздуха; μ_i — молярная масса определяемого токсичного вещества (CO, NO_x и CH_4); μ_0 — молярная масса воздуха; χ_i — объемная доля токсичного вещества (ppm).

Испытания отсеков проводили при следующих параметрах: температура воздуха t = 210 °C; скорость воздуха C_2 = 115 м/с; приведенная скорость воздуха на входе в отсек λ = 0,28; давление воздуха p = 154,9 кПа; коэффициент избытка воздуха α = 5, определяемый по формуле

$$\alpha = G_в/(L_0 G_т),$$

где $G_в$ — расход воздуха; $G_т$ — расход топлива на входе в отсек.

Из графика (рис. 4) видно, что в отсеке с форсунками № 4 температура ядра потока выше, чем в отсеке с форсунками № 1, 2 и 3. По-видимому, завихритель с умеренной степенью крутки недостаточно интенсифицирует процесс горения в зоне, и фронт пламени растягивается, формируя на выходе из отсека высокотемпературный след. Этому также способствует снижение перепада давления на стенках жаровой трубы, в результате чего пробивная способность втекающих струй падает и в зону горения поступает меньше воздуха, что приводит к его перераспределению.

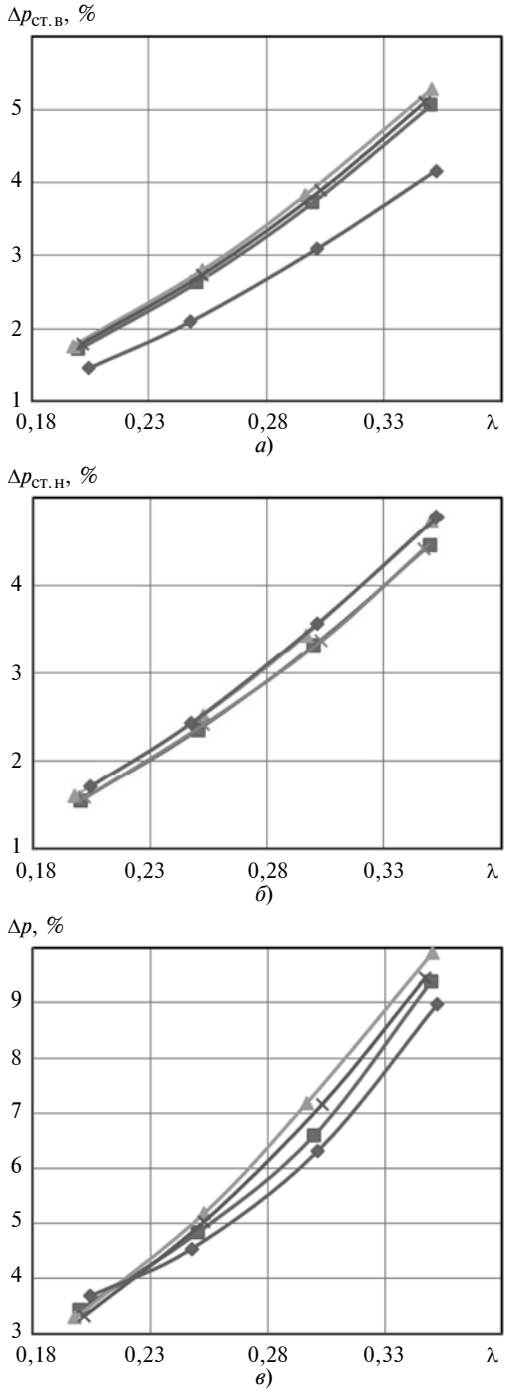


Рис. 3. Потери полного давления и перепад давления на стенках жаровой трубы в отсеке с форсунками:
№ 1 (■), № 2 (×), № 3 (▲) и № 4 (♦)

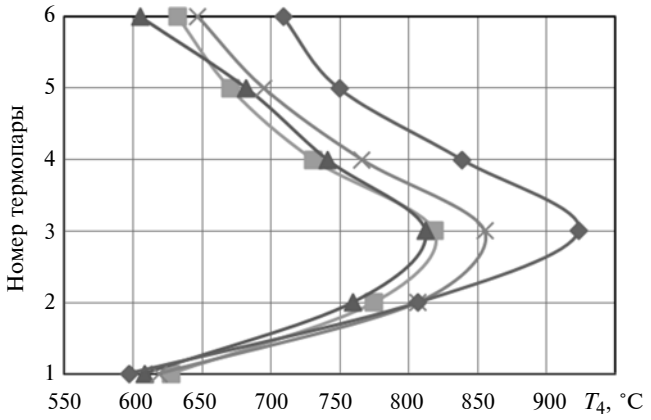


Рис. 4. Радиальное распределение температур на выходе из отсека с форсунками:
№ 1 (■), № 2 (×), № 3 (▲) и № 4 (♦)

Компонентный состав продуктов сгорания и рассчитанная полнота сгорания приведены в табл. 2. Видно, что максимальная полнота сгорания достигается в отсеке с форсунками № 4, при этом наблюдается высокое содержание NO_x и самое низкое содержание CO по сравнению с другими форсунками.

В отсеке с форсунками № 3 наблюдаются минимальное содержание NO_x и высокая полнота сгорания, что объясняется увеличенной эжекционной способностью форсунки за счет уменьшенного диаметра сопла (см. табл. 1), что позволяет интенсифицировать процесс горения в камере.

Таблица 2

Компонентный состав продуктов сгорания

Параметры	Величина параметра для отсека с форсункой			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
O_2,%	15,72	13,64	15,69	14,27
CO, ppm	308	472	438	266
NO_x, ppm	22	36	20	28
NO_2, ppm	7,6	1,8	9,8	8,1
C_xH_x, ppm	270	210	150	240
NO, ppm	14	34	10	20
α	5			
L_0	16,7			
EI_{CO}, г/кг	24,869306	38,111404	35,366091	13,403587
EI_{CH_4}, г/кг	12,467385	9,696855	6,926325	11,08212
$\eta_г$	0,9825152	0,9826141	0,9859385	0,9862137

Самое большое содержание NO_x наблюдается в отсеке с форсункой № 2. Это объясняется низкой пропускной способностью завихрителя, закрываемого дросселирующей шайбой с отверстиями, что приводит к отсутствию закрутки потока и формированию "богатого" состава смеси в зоне горения.

Таким образом, на основании полученных результатов форсунку № 3 можно рекомендовать для установки в полноразмерную камеру сгорания для проверки уже в составе двигателя, так как испытания отсека с данной форсункой показали высокую полноту сгорания, самые низкие выбросы оксидов азота и приемлемое радиальное распределение температур на выходе из отсека камеры сгорания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бакланов А. В.** Малоэмиссионная камера сгорания диффузионного типа с микропламенным горением для конвертированного авиационного газотурбинного двигателя // Вестник Московского авиационного института. 2017. Т. 24. № 2. С. 57—68.
2. **Бакланов А. В., Маркушин А. Н., Цыганов Н. Е.** Влияние формы насадка вихревой горелки на смешение в закрученной струе // Вестник Казанского ГТУ им. А. Н. Туполева. 2014. № 3. С. 13—18.
3. **Лефевр А.** Процессы в камерах сгорания ГТД: Пер. с англ. М.: Мир, 1986. 566 с.
4. **Маркушин А. Н., Бакланов А. В., Салимзянова Г. Ф.** Гидравлические потери в серийной и модернизированной многофорсуночной камере сгорания ГТД // Известия Самарского научного центра РАН. 2016. Т. 18. № 1-1. С. 90—94.
5. **Организация** низкоэмиссионного горения в кольцевой камере сгорания ГТД / А. Н. Маркушин, В. К. Меркушин, В. М. Бышин, А. В. Бакланов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2009. № 3. С. 50—53.
6. **Бакланов А. В., Маркушин А. Н.** Оценка влияния конструкции форсунки на полноту сгорания топлива при испытаниях на отсеке // Вестник Казанского ГТУ им. А. Н. Туполева. 2015. Т. 71. № 6. С. 101—105.
7. **Канило П. М.** Энергетические и экологические характеристики ГТД при использовании углеводородных топлив и водорода. Киев: Наукова думка, 1987. 224 с.

ВНИМАНИЮ ПОДПИСЧИКОВ ЖУРНАЛА "ВЕСТНИК МАШИНОСТРОЕНИЯ"

Подписка на журнал принимается по каталогу:

"Пресса России" — индекс **27841**

УДК 621.73.04

А. Л. ВОРОНЦОВ, д-р техн. наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана), e-mail: mtl3@bmstu.ru

Получение пластической деформацией крупных дисков из цилиндрических заготовок. Часть 1. Постановка задачи

Рассмотрены возможные пластические деформации крупных дисков и дисков из труднодеформируемых материалов на оборудовании небольшой мощности. При сравнении с ковочной осадкой и разгонкой в качестве перспективного способа выбрана секционная объемная штамповка, позволяющая осуществлять последовательную пластическую деформацию отдельных частей заготовки.

Ключевые слова: диск, пластическая деформация, разгонка заготовки, секционная штамповка.

Possible plastic deformations of large disks and disks of hard-to-deform materials on low-power equipment are considered. When comparing with forging shortening and flattening, sectional volumetric stamping was selected as a promising method, which allows to implement the sequential plastic deformation of individual parts of the workpiece.

Keywords: disk, plastic deformation, workpiece flattening, sectional stamping.

Данная статья открывает цикл по изготовлению крупногабаритных дисков из цилиндрических заготовок путем пластической деформации. В статьях будет использована единая сквозная нумерация формул, таблиц и рисунков.

Актуальность данного исследования обусловлена значительной изношенностью отечественного кузнечно-прессового оборудования, что привело к снижению его мощности и необходимости уменьшения силы деформирования при изготовлении крупногабаритных изделий.

Для получения крупногабаритных турбинных или воздуходувных дисков с обеспечением высоких механических свойств материала, а также для исключения образования микротрещин, как правило, применяют ковку [1, с. 130, 131]. Данная технология включает в себя разгонку, т. е. расплющивание, в результате которой значительно увеличивается ширина заготовки или ее части при малом изменении длины.

Рассмотрим процесс разгонки заготовки в виде прямоугольного параллелепипеда (рис. 1, *а*). Как правило, разгонке подвергают часть заготовки, которую предварительно расплющивают плоским бойком с помощью пресса или молота (рис. 1, *б*). Затем используя раскатку (подкладной инструмент), последовательными силовыми воздействиями разгоняют заготовку по ширине (рис. 1, *в*). Раскатка позволяет мощность оборудования сосредоточить на небольшом участке поверхности заготовки, что обеспечивает максимальное усилие, достаточное для деформирования заготовки, т. е. ее расплющивания. Суть данного деформирования при каждом воздействии на заготовку аналогично протяжке, однако результат всех воздействий (по геометрическим параметрам) представляет собой осадку.

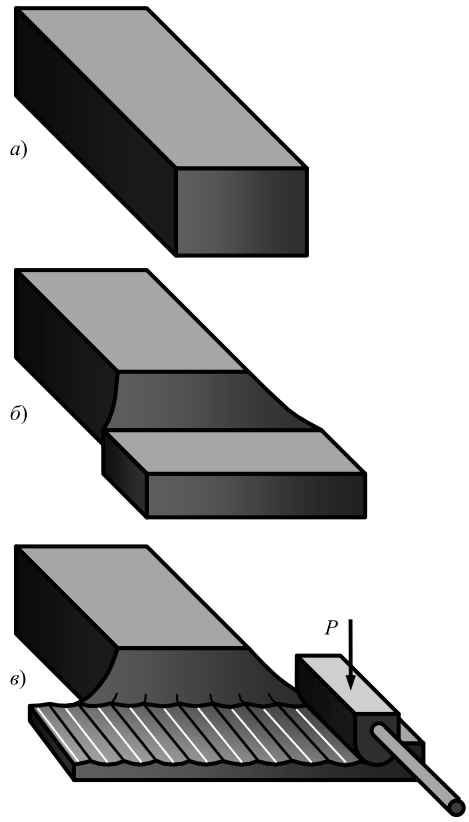


Рис. 1. Последовательность процесса разгонки:
а — исходная заготовка; *б* — предварительное расплющивание; *в* — разгонка

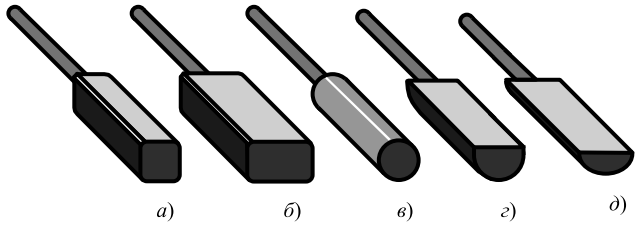


Рис. 2. Формы раскаток:

а — квадратная; *б* — прямоугольная; *в* — круглая; *г* — полукруглая; *д* — овальная

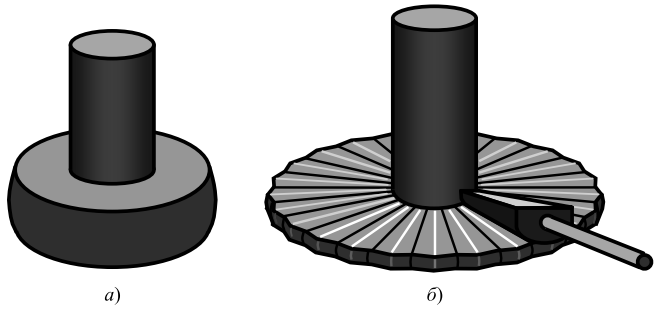


Рис. 3. Небольшая заготовка круглого сечения (*а*) и разгонка ее фланца (*б*)

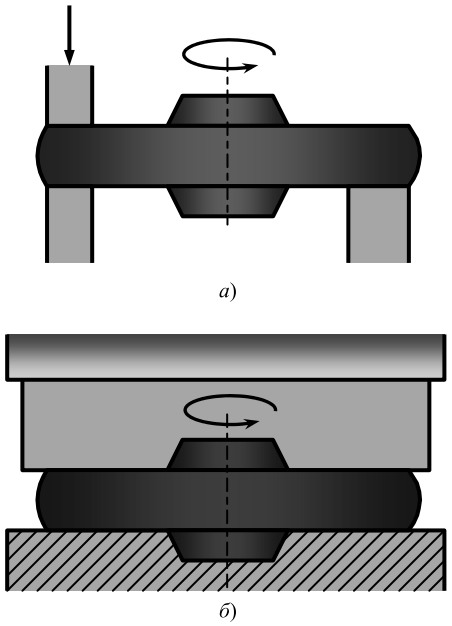


Рис. 4. Разгонки крупной заготовки круглого сечения:

а — узкими молотовыми бойками; *б* — узким вырезным прессовым бойком на подкладной плите

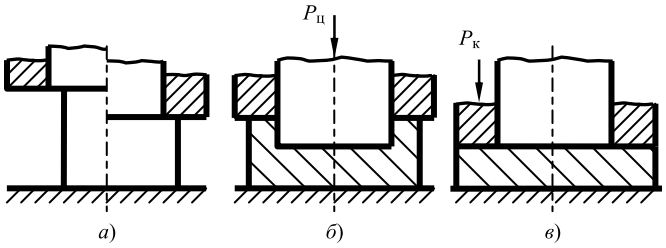


Рис. 5. Последовательность двухсекционной штамповки диска

Разгонка позволяет, используя оборудование небольшой мощности, получать тонкие изделия или большой протяженности и, в частности, из труднодеформируемых материалов.

Формы раскаток показаны на рис. 2.

Длина раскатки в 5—10 раз больше поперечного размера, что обеспечивает при разгонке меньшее сопротивление [2, с. 166] для течения металла в нужном направлении. Отсюда следует, что более эффективны раскатки круглой формы (см. рис. 2, *в—д*), так как ширина начального их контакта с заготовкой на порядок меньше длины.

После разгонки деформированную часть обрабатывают плоскими бойками или прямоугольными раскатками (см. рис. 2, *б*) для сглаживания выступов между участками раскатки.

Однако при высокой эффективности изготовления крупногабаритных изделий из труднодеформируемого материала на оборудовании малой мощности данный способ имеет существенные недостатки: неровная обработанная поверхность, требующая доработки, и низкая производительность ввиду большого числа проходов и при разгонке, и при последующей шлихтовке (выглаживании).

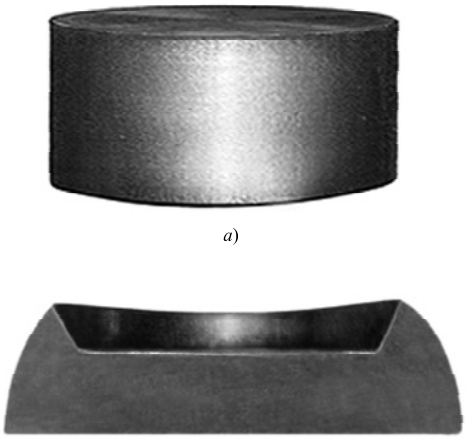
При изготовлении тонких дисков разгонкой используют заготовки круглого сечения. Небольшие заготовки разгоняют с помощью раскатки (рис. 3).

При ковке крупных заготовок на молоте в качестве раскатки используют узкие молотовые бойки (рис. 4, *а*). Заготовку устанавливают на нижний боек с подставкой и после каждого удара поворачивают вокруг вертикальной оси. При ковке крупных заготовок на прессе используют специальный узкий боек с вырезом под бобышку (рис. 4, *б*). Заготовку устанавливают на подкладной плите с отверстием под бобышку. После каждого нагружения или узкий верхний боек, или заготовку с подкладной поворачивают на определенный угол вокруг вертикальной оси.

Известно, что традиционная технология ковки крупных дисков требует больших трудозатрат и значительного расхода металла, и вместо ковки стараются использовать объемную штамповку. Однако изготовление крупных дисков даже объемной горячей штамповкой требует уникальных прессов большой мощности.

Поэтому рассматривается возможность изготовления крупногабаритных дисков секционной объемной штамповкой [1, с. 142], которая обеспечивает формоизменение заготовки последовательной пластической деформацией ее отдельных частей. Секционная штамповка выполняется за несколько рабочих ходов пресса, что позволяет осуществлять требуемую деформацию на оборудовании небольшой мощности.

На рис. 5 показана последовательность двухсекционной штамповки диска. За первый ход пресса выполняется осадка заготовки обоими секцион-



а)

б)

Рис. 6. Исходная заготовка (*а*) и полученный полуфабрикат (*б*)

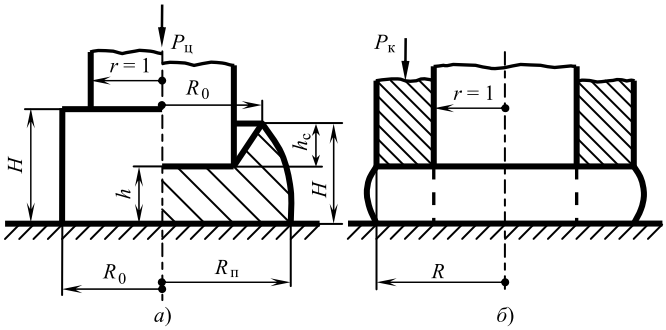


Рис. 7. Расчетные схемы двухсекционной штамповки диска центральным (*а*) и кольцевым (*б*) пуансонами

ными пуансонами (см. рис. 5, *а*), на втором ходе нагрузка прикладывается только к центральному пуансону, т. е. деформируется центральная часть заготовки (см. рис. 5, *б*), на третьем ходе усилие прикладывается только к кольцевому пуансону, деформируя периферийную часть заготовки (см. рис. 5, *в*). Первый этап штамповки можно исключить. Это зависит от размеров заготовки и изделия, а также прочностных свойств обрабатываемого материала. Штамповку можно осуществлять пуансонами с тремя и большим числом секций.

Качество дисков во многом зависит от микроструктуры материала и технологических параметров: числа нагреваний, времени выдержки, деформации после последнего нагревания [1, с. 148]. Как правило, секционную штамповку осуществляют за один вынос, и время для деформирования заготовки диска требуется значительно меньше, чем при изготовлении такого же изделия осадкой с разгонкой. Исследования микроструктуры полученных дисков, а также показателей прочности и пластичности изделий, изготовленных секционной штамповкой, показали, что уменьшение числа выносов улучшает качество материала диска.

Исследования сходного процесса пластической деформации [3] показали, что для успешного применения нового способа обработки необходимо досконально изучить его особенности. Однако исследователями секционной штамповки А. В. Алтыкисом, Е. И. Семеновым и С. А. Скородумовым недостаточно были изучены физические особенности процесса, отсутствуют и математические модели. Поэтому рассмотрим более детально процесс секционной штамповки.

Для рационального использования мощности пресса и обеспечения одинаковой стойкости секций размеры пуансонов следует выбирать таким образом, чтобы силы штамповки каждой секцией были одинаковые. Для примера, показанного на рис. 5, это выражается равенством $P_ц = P_к$, где $P_ц$ и $P_к$ — силы, прикладываемые соответственно к центральному и кольцевому пуансонам.

Покажем, как обеспечить данное равенство на примере поковок плоских дисков, для изготовления которых используют цилиндрические заготовки небольшой высоты с отношением начального радиуса к начальной высоте $R_0/H_0 \geq 1$ (рис. 6, *а*). Для повышения производительности и уменьшения числа нагреваний заготовку сразу деформируют до конечной толщины h. При этом, как правило, поковки дисков имеют отношения $R/h = 3 \div 9$ [1, с. 145].

В данной работе будем использовать относительные величины, т. е. величины, отнесенные к радиусу центрального пуансона.

Деформирование данным пуансоном аналогично прошивке, подробно рассмотренной в работах [4, 5]. Так как диски получают из заготовок с $R_0 = 1{,}1 \div 1{,}2$ [1, с. 145], то на верхнем торце образуется вогнутость большой глубины [6, с. 234]. Стенка, полученная в результате внедрения центрального пуансона, показана на рис. 6, *б*.

Общая расчетная схема секционной штамповки, которая будет детализирована в дальнейшем, представлена на рис. 7.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Семенов Е. И.** Ковка и объемная штамповка. М.: Высшая школа. 1972. 352 с.
2. **Сторожев М. В., Попов Е. А.** Теория обработки металлов давлением. М.: Машиностроение. 1977. 423 с.
3. **Дмитриев А. М., Воронцов А. Л.** Физические закономерности и определение силовых параметров выдавливания полых цилиндрических изделий // КШП. Обработка материалов давлением. 2004. № 6. С. 3—8.
4. **Воронцов А. Л.** Новый метод решения сложных вариационных задач на примере описания формоизменения заготовки при прошивке // КШП. Обработка материалов давлением. 2009. № 10. С. 3—8.
5. **Воронцов А. Л.** Анализ кинематического, напряженного и деформированного состояний заготовки при вдавливании цилиндрического пуансона в полупространство // Вестник машиностроения. 1998. № 7. С. 44—47.
6. **Воронцов А. Л.** Теория и расчеты процессов обработки металлов давлением: Учебное пособие для вузов. Т. 2. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана. 2014. 441 с.

УДК 620.16

Е. В. БРАТКОВСКИЙ, А. Н. ШАПОВАЛОВ, кандидаты технических наук (Новотроицкий филиал НИТУ «МИСиС»), Р. Р. ДЕМА, канд. техн. наук (Магнитогорский ГТУ им. Г. И. Носова), e-mail: demarr78@mail.ru

Повышение ударно-абразивной стойкости сталей[1]

Разработана методика оценки ударно-абразивной стойкости литых образцов, позволяющая моделировать ударно-абразивное изнашивание при изменении силы удара, угла встречи с абразивом, вида, расхода и зернистости абразива. Исследовано комплексное влияние пяти карбидообразующих химических элементов на свойства сталей в литом и закаленном состояниях: абразивную и ударно-абразивную стойкости, твердость. Найдены оптимальные составы сталей, обеспечивающие значительное повышение абразивной и ударно-абразивной стойкостей относительно базовой стали 35ГЛ.

Ключевые слова: абразивное изнашивание, износостойкость, износ, ударно-абразивное изнашивание, твердость, литые била.

A method for assessing the impact-abrasion resistance of cast samples is developed, which allows simulating impact-abrasive wear when changing the impact force, the incidence angle with the abrasive, the type, flow rate and graininess of the abrasive. The complex influence of five carbide-forming chemical elements on the properties of steels in cast and hardened states: abrasive and impact-abrasive resistance, hardness is studied. Optimal compositions of steels were found, providing a significant increase in abrasive and impact-abrasive resistance against base "35ГЛ" steel.

Keywords: abrasive wear, wear resistance, wear, impact-abrasive wear, hardness, cast impact bars.

В настоящее время в мире более половины вырабатываемой электроэнергии получают с помощью тепловых электростанций, работающих на твердом топливе (каменные и бурые угли) [1]. Для максимальной теплоотдачи и более полного сгорания твердое топливо перед сжиганием в топках котлов измельчают до 10÷200 мкм в специальных мельницах, рабочими органами которых являются литые билы. Кроме абразивного воздействия билы испытывают высокие ударные нагрузки, т. е. при эксплуатации они подвергаются ударно-абразивному изнашиванию [2] и часто выходят из строя, не отработав свой ресурс. Расход бил составляет до 200 г материала на 1 т размолотого топлива, их срок эксплуатации не превышает 100÷150 ч [1, 3, 4].

Снизить расход материала можно применением легированных статей, износостойких сплавов и совершенствованием технологии производства бил. Одним из путей повышения износостойкости деталей, работающих в абразивной среде, является применение метастабильных аустенитных сталей с включениями карбидов на аустенитной основе [5—9], в которых имеют место импульсные нагревания и охлаждения при трении и обратимые процессы [5].

Для повышения абразивной стойкости стали целесообразно применять легирование аустенитообразующими химическими элементами, особенно марганцем, который увеличивает энергию дефекта упаковки, а также сильными карбидообразующими химическими элементами (вольфрам, молибден, титан, бор, ванадий), которые способствуют измельчению структуры и препятствуют развитию рекристаллизации в наклепанном аустените [6—12]. При этом даже высокомарганцевые стали типа 110Г13Л не обеспечивают необходимой износостойкости при работе в мельницах ввиду отсутствия наклепа [8, 10, 13]. Белые же чугуны, отличающиеся повышенной износостойкостью, также не пригодны для изготовления бил из-за их низкой удароустойчивости.

Известно несколько технологий повышения износостойкости: применение высоколегированных сплавов, продолжительная и сложная термическая обработка, наплавка электросваркой легированных покрытий, использование биметаллических бил. Все это значительно повышает себестоимость продукции и требует дополнительного технологического оборудования, при этом часто они не обеспечивают одновременно необходимую абразивную стойкость (АС) и ударно-абразивную стойкость (УАС), поэтому не всегда применимы в массовом производстве бил. В настоящее время в отечественной практике билы для угольных мельниц изготовляют в основном из стали 35ГЛ.

Таким образом, при массовом производстве бил пока экономически целесообразнее использовать низколегированные недорогие стали. При этом для повышения стойкости бил необходимо оптимизировать состав и структуру металла с учетом условий эксплуатации.

Абразивное изнашивание обусловлено внедрением абразива в металл и его продвижением с трением по поверхности, что приводит к пластическому деформированию поверхностного слоя (создание царапин), отделению микростружки и сколам [5, 10, 11, 14].

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ по проекту № 11.2054.2017/4.6 в рамках государственного задания на 2017—2019 гг.

Изнашивание во многом зависит от свойств металла и абразива, химического состава и структуры металла, используемых режимов термической обработки, способов упрочнения основного металла и поверхностного слоя, а также от условий эксплуатации детали — нагрузки, скорости перемещения, агрессивности среды и температуры [2, 11].

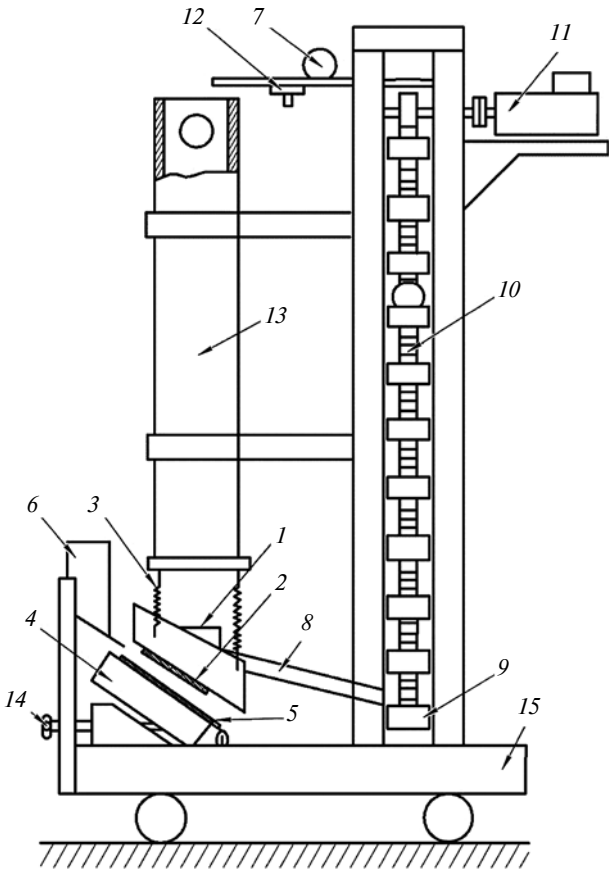
Изнашивание состоит из трех этапов: взаимодействие трущихся поверхностей; изменения, протекающие на сопряженных поверхностях; разрушение поверхностей.

Известно, что при разрушении твердых тел решающее значение имеют пластические деформации, всегда предшествующие разрушению. Пластическая деформация, как правило, состоит из нескольких этапов: снижение пластичности; максимальное упрочнение металла; переход в критическое состояние; разрушение, т. е. отделение микрообъектов [5, 8, 10, 11, 14]. Учитывая сложность и многофакторность ударно-абразивного изнашивания, данный процесс практически невозможно моделировать в лабораторных условиях, поэтому его изучение связано с многочисленными трудностями.

Для разработки и оптимизации сплава с высокой ударно-абразивной стойкостью необходимо разработать методику испытаний, которая бы максимально отвечала реальным условиям изнашивания бил.

Известно множество методик по испытанию сплавов на изнашивание и ударную стойкость [6—8, 15, 16], но они отличаются от реальных условий изнашивания бил в шахтных мельницах. Например, используют метод исследования абразивной стойкости сплавов при механическом взаимодействии сопряженных пар [15]. В работе [6] при оптимизации ударно-абразивной стойкости сначала определяли абразивную стойкость сплавов, а затем отдельно их ударную устойчивость.

Для оптимизации состава сплава с целью повышения их ударно-абразивной стойкости в исследованиях необходимо обеспечить одновременные абразивное и ударно-абразивное воздействия [17]. Поэтому для моделирования ударно-абразивного изнашивания литых образцов была создана установка (рисунок), в которой используется кинетическая энергия стального шара *7* массой 1,5 кг, падающего по направляющей трубе *13*. Шар ударяет по обойме *1*, в которой зажат образец *2* квадратного сечения (60 × 10 × 10 мм). Обойма устремляется вниз, образец ударяется и скользит по наклонной плите *4* со сменной ребристой накладкой *5*. В исходное положение обойма возвращается с помощью пружинного возвратно-поступательного механизма *3*. Для обеспечения абразивного изнашивания на ребристую накладку *5* из бункера *6* непрерывно подается песок или другой сыпучий абразив. После удара стальной шар *7* скатывается по направляющей *8* и поднимается специальным ковшом *9* вертикального элеватора *10*, который приводится в



Установка для определения ударно-абразивной стойкости:

1 — обойма с образцом; *2* — испытуемый образец; *3* — пружинный возвратно-поступательный механизм; *4* — наклонная плита; *5* — ребристая накладка; *6* — бункер с абразивом; *7* — стальной шар; *8* — направляющая; *9* — ковш элеватора; *10* — вертикальный элеватор; *11* — электродвигатель; *12* — счетчик импульсов; *13* — направляющая труба; *14* — винт для изменения угла наклона; *15* — подвижная станина

движение электродвигателем *11*. Число падающих шаров подсчитывает счетчик *12* импульсов. Угол встречи испытываемого образца с наклонной плоскостью регулируется винтом *14*. Все элементы установки крепятся к передвижной стальной плите *15*. Таким образом, в установке обеспечивается одновременно ударное и абразивное изнашивание образца. При экспериментах можно изменять: угол встречи с абразивом; энергию удара, изменяя массу шара; интенсивность изнашивания, изменяя вид, расход и зернистость сыпучего материала.

С помощью данной установки проводили исследования. С целью оптимизации ударно-абразивной стойкости сплавов для литых бил экспериментально определяли коэффициент абразивной стойкости (АС) и ударно-абразивной стойкости (УАС) по формуле

$$K_{\text{АС(УАС)}} = \frac{\Delta m_{\text{эт}}}{\Delta m_{\text{ис}}},$$

где $\Delta m_{\text{эт}}$ — потеря массы эталонного образца из литой (незакаленной) стали 35ГЛ; $\Delta m_{\text{ис}}$ — потери массы образца испытуемой стали.

Таблица 1

Процентное содержание химических элементов в исследуемых сталях

Номер эксперимента	Cr	Mn	Ti	Mo	B	C
1	0,22	1	1,0	0	0	0,3
2		3	0,5	1,0	0,50	0,7
3		2	2,0	0,5	0,25	0,5
4		5	1,5	2,0	1,00	1,2
5		4	1,0	1,5	0,60	0,5
6	2,62	1	0,5	0,5	1,00	0,9
7		3	2,0	2,0	0,75	0,3
8		2	1,5	1,5	0	0,7
9		5	0	0	0,50	0,5
10		4	0,5	1,0	0,25	1,2
11	1,42	1	1,5	1,5	0,50	1,2
12		3	2,0	0	0,25	0,9
13		2	0	1,0	1,00	0,3
14		5	1,0	0,5	0,75	0,7
15		4	2,0	2,0	0	0,3
16	5,00	1	1,5	1,0	0,75	0,5
17		3	0	0,5	0	0,5
18		2	1,0	2,0	0,50	1,2
19		5	0,5	1,5	0,25	0,9
20		4	1,5	0	1,00	0,3
21	3,82	1	0	2,0	0,25	0,7
22		3	1,0	1,5	1,00	0,7
23		2	0,5	0	0,75	0,5
24		5	2,0	1,0	0	1,2
25		4	1,0	0,5	0,50	0,3

Было исследовано 25 сплавов, которые выплавляли в лабораторной плавильной печи (табл. 1). В качестве базовой была принята сталь 35ГЛ. Основные легирующие химические элементы и их концентрации были выбраны на основании анализа публикаций и предварительных промышленных испытаний. Исследовали комплексное влияние карбидообразующих элементов: хрома, марганца, титана, молибдена и бора. Содержание углерода (0,3÷1,2 %) выбирали так, чтобы его хватило для образования необходимого количества карбидов соответствующих химических элементов при обеспечении требуемой ударной вязкости и пластичности. В результате был реализован шестифакторный эксперимент на пяти уровнях.

Литые образцы получали заливкой жидкого металла в химически термостойкие прокаленные керамические формы. После затвердевания и охлаждения пробу разрезали на три образца с размерами 60 × 10 × 10 мм. Для достоверности данных были проведены испытания образцов на только абразивное изнашивание в лабораторной шаровой мельнице. Твердость литых и закаленных образцов определяли методом Роквелла. Изменение массы образцов во время испытаний оценивали с помощью аналитических электронных весов (точность до 0,001 г). После проведения испытаний незакаленных образцов их подвергали закалке с отпуском и испытывали аналогично литым образцам.

В табл. 2 приведены усредненные результаты по абразивной стойкости (АС), ударно-абразивной стойкости (УАС), твердости (*HRC*) литых и закаленных сталей.

Обработкой экспериментальных данных были установлены зависимости между химическим составом исследуемых сплавов и их механическими свойствами. Задачу решали в несколько этапов, т. е. находили полиномиальную зависимость механических свойств от состава сплава, затем проверяли адекватность построенной модели и в случае получения адекватной функции оптимизировали химический состав, находя ее частные производные. Статистическую обработку производили в программе STATISTICA.

Главными критериями при оптимизации химического состава износостойких сталей были абразивная и ударно-абразивная стойкости и твердость. Результаты оптимизации химических составов износостойких сталей приведены в табл. 3.

Таблица 2

Усредненные экспериментальные (числитель) и расчетные (знаменатель) значения показателей свойств литых (ЛС) и закаленных сталей (ЗС)

Номер эксперимента	АС		УАС		*HRC**
	ЛС	ЗС	ЛС	ЗС	ЛС/ЗС
1	1/1	1,95/2,1	1,00/1,1	3,1/2,5	53,4/63,0
2	0,8/0,7	1,46/1,3	3,27/3,0	9,1/8,2	80,1/71,5
3	1,16/0,9	2,03/1,7	3,13/2,4	7,1/6,7	79,1/70,0
4	0,17/0,2	0,93/0,9	0,64/0,6	2,9/2,6	72,9/72,9
5	0,21/0,4	0,35/0,4	1,20/1,2	2,7/3,0	77,8/71,8
6	1,18/1,1	2,67/2,2	0,52/0,7	2,5/0,8	79,0/80,1
7	1,30/1,2	3,01/2,5	3,85/3,5	9,1/7,3	72,3/73,8
8	1,65/1,4	3,71/3,4	6,35/5,9	14/14,1	61,3/71,5
9	1,48/1,4	3,09/2,6	5,32/5,0	13,5/12,6	67,8/73,5
10	0,85/1,0	1,34/1,5	5,09/4,5	11,9/9,3	64,7/66,1
11	1,14/1,2	1,98/1,7	0,45/0,5	11,0/3,6	81,9/76,9
12	1,30/1,3	2,55/2,3	1,59/1,8	НД/НД	66,7/74,1
13	0,89/0,7	2,37/2,3	1,33/1,4	2,9/3,6	74,8/67,6
14	0,57/0,7	0,90/0,9	0,90/1,9	2,1/3,7	72,2/72,8
15	1,30/1,5	3,75/3,5	3,50/3,7	7,2/7,9	71,5/71,9
16	0,77/0,9	2,89/2,2	2,20/2,7	5,1/3,9	61,8/56,3
17	0,44/0,91	3,14/3,1	3,10/3,7	9,5/10,2	61,0/65,5
18	0,80/0,95	1,34/1,1	1,10/2,8	7,1/7,7	80,6/81,9
19	0,29/1,1	2,5/2,2	2,20/2,6	5,1/4,7	69,7/71,5
20	0,88/0,7	1,75/1,8	1,80/0,4	1,9/1,6	77,8/72,1
21	1,65/1,7	1,99/2,2	2,20/3,8	10,0/10,0	75,1/73,4
22	0,46/0,6	1,07/1,3	1,30/1,6	2,1/2,9	54,4/63,0
23	1,12/1,3	1,86/1,9	НД/НД	9,3/10,8	80,1/71,5
24	1,33/1,2	2,17/2,2	2,20/1,6	3,1/3,5	79,1/70,1
25	1,16/1,1	2,13/2,15	2,15/5,6	12,1/13	72,9/72,9

Примечания: 1. Знак «*» означает экспериментальные данные по твердости стали. 2. НД — нет данных, так как образцы разрушились.

Таблица 3

Расчетное процентное содержание химических элементов в сталях с заданными свойствами и коэффициенты $K_{АС}$ и $K_{УАС}$ для ЛС и ЗС относительно базовой стали 35ГЛ

Критерий оптимизации	Сталь	Cr	Mn	Ti	Mo	B	C	$K_{АС}$		$K_{УАС}$	
								ЛС	ЗС	ЛС	ЗС
АС	ЛС	3,1	1,0	1,1	2	0	0,3	1,89	4,21	2,85	4,56
	ЗС	3,5	1,0	1,5	2	0	0,3	1,85	4,25	3,33	5,76
УАС	ЛС	2,8	3,3	2,0	2	0,3	0,4	1,40	3,11	6,67	17,12
	ЗС	2,5	3,2	2,0	0	0,3	0,9	1,27	2,39	5,72	22,46

Анализ данных по изнашиванию испытуемых образцов показал, что максимальная абразивная стойкость сталей обеспечивается при содержании 0,3 % углерода при легировании металла хромом (до 3,1÷3,5 %), молибденом (до 2 %), титаном (до 1,1÷1,5 %) и марганцем (до 1 %), что объясняется образованием карбидов соответствующих химических элементов с максимальной твердостью.

Повышение ударно-абразивной стойкости сталей в листовом состоянии достигается при содержании 0,4 % углерода и легировании металла всеми исследуемыми карбидообразующими химическими элементами. Причем наибольшее влияние оказывает марганец, титан и молибден, а хром и бор играют второстепенное значение. Повышению ударно-абразивной стойкости сталей в закаленном состоянии в большей степени способствуют углерод, марганец и титан. Выявленные закономерности объясняются образованием карбидов соответствующих химических элементов при наличии достаточно прочной и вязкой металлической матрицы, способной удерживать карбиды в условиях более сложного ударно-абразивного изнашивания.

Таким образом, шестифакторный эксперимент на пяти уровнях позволил изучить комплексное влияние пяти карбидообразующих элементов (Cr, Mn, Ti, Mo и B) на твердость, абразивную и ударно-абразивную стойкости литых и закаленных образцов и оптимизировать составы износостойких сталей относительно базовой стали 35ГЛ. Для бил угольных мельниц можно рекомендовать сталь, содержащую 0,4 % углерода, 1 % марганца, 2,8 % хрома, по 2 % молибдена и титана, 0,3 % бора. Данный состав стали в литом состоянии обеспечивает оптимальное сочетание абразивной и ударно-абразивной стойкости при минимизации производственных издержек.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Стырикович М. И.** Пути и перспективы энергетики // Наука и жизнь. 1984. № 3. С. 74.
2. **Petrica M., Peinsitt T., Badisch E.** Characterization of impact abrasive wear produced by different rocks // Key Engineering Materials. 2014. Vol. 604. P. 47—50.
3. **Spero C.** Survey on wear in coal pulverizing mills. P. 2. Effect of grinding element material properties // Metals forum. 1992. V. 16 (3). P. 225—236.
4. **Wear** of cast-bonded components in a coal pulveriser mill / B. K. Arnold, T. Heijkoop, P. G. Lloyd at. el. // WEAR. 1997. Vol. 203. P. 663—670.
5. **Гуляев Б. Б., Гладышев С. А.** Оптимизация состава хладостойкости стали повышенной прочности методами математического планирования // Литейное производство. 1985. № 10. С. 136—140.
6. **Войнов Б. А.** Износостойкие сплавы и покрытия. М.: Машиностроение, 1980. 196 с.
7. **Tecza G., Zapala R.** Changes in Impact Strength and Abrasive Wear Resistance of Cast High Manganese Steel Due to the Formation of Primary Titanium Carbides // Archives of foundry engineering. 2018. Vol. 18. Is. 1. P. 119—122.
8. **Wieczorek A. N.** Operation-oriented studies on wear properties of surface-hardened alloy cast steels used in mining in the conditions of the combined action of dynamic forces and an abrasive material // Archives of metallurgy and materials. 2017. Vol. 62. Is. 4. P. 2381—2389.
9. **Research** and development of alloyed austenite medium manganese steel and its impact abrasive wear resistance. JinshuRechuli / H. Tian, Y. Liu, P. Zhang at. el. // Heat Treatment of Metals. 2013. Vol. 38 (2). P. 30—34.
10. **Хрущев М. М., Бабичев М. А.** Износостойкость и структура твердых наплавок. М.: Машиностроение, 1971. 90 с.
11. **Komarov O. S., Ivashkin V. V., Urbanovich N. I.** Mechanism of surface-layer hardening in impact-abrasive wear of high-chromium cast-iron // Metals science and heat-treatment. 1990. Vol. 32. Is. 3, 4. P. 278—280.
12. **Epsilon** carbide precipitation and wear behaviour of low alloy wear resistant steels / X. T. Deng, T. L. Fu, Z. D. Wang at el. // Materials science and technology. 2016. Vol. 32. Is. 4 (SI). P. 320—327.
13. **Atabaki M. M., Jafari S., Abdollah-pour H.** Abrasive Wear Behavior of High Chromium Cast Iron and Hadfield Steel-A Comparison // Journal of iron and steel research international. 2012. Vol. 19. Is. 4. P. 43—50.
14. **Мулявко Н. М., Вдовин К. Н., Синицкий Е. В.** Абразивная износостойкость литых металлов и сплавов / Под ред. В. М. Колокольцева. Магнитогорск: МГТУ им. Г. И. Носова, 2004. 228 с.
15. **Хрущев М. М.** Лабораторные методы испытания на изнашивание материалов трубчатых колес. М.: Машиностроение, 1966. 152 с.
16. **Zhang D., Beeley P. R., Baker A. J.** The design of an impact abrasion testing machine // Wear. 1994. Vol. 173. Is. 1, 2. P. 59—64.
17. **Братковский Е. В., Харитонов Ф. Н.** Повышение износостойкости литых сталей // Сб. науч. тр. МГТУ. Магнитогорск. 2005. С. 75—77.

УДК 621.791.16

С. С. ВОЛКОВ, Д. С. РОЗАНОВ, С. А. КОРОЛЕВ, кандидаты технических наук (МГТУ им. Н. Э. Баумана),
e-mail: ssv@bmstu.ru

Обработка сварных соединений ультразвуковыми колебаниями

Исследованы возможности использования ультразвуковых колебаний для снижения напряжений в сварных соединениях. Показано, что обработка зоны сварного соединения ультразвуком снижает деформирования более чем в 2 раза.

Ключевые слова: сварное соединение, прочность, деформация, остаточные напряжения, ультразвуковые колебания, волновод.

The possibilities of application of ultrasonic vibrations for reduction of stresses in welded joints are studied. It is shown, that ultrasonic treatment of the welded joint zone reduces deformation by more than 2 times.

Keywords: welded joint, strength, deformation, residual stresses, ultrasonic vibrations, waveguide.

Известно, что, если в сварных конструкциях в результате неравномерного нагревания или охлаждения возникают остаточные напряжения, значения которых достигают предела текучести, то они могут изгибаться, скручиваться, уменьшаться в размерах, терять устойчивую форму. Поэтому уменьшение остаточных напряжений, вызванных сваркой, остается актуальной задачей для технологов [1, 2]. Изменить остаточные напряжения можно различными технологическими приемами.

Деформация изделий из стали с низкой температурой распада аустенита после сварки может продолжаться несколько дней и даже недель. При этом меняются свойства металла и поля остаточных напряжений, что может привести к образованию в сварных соединениях «холодных» трещин [3].

Практика изготовления сварных конструкций из разных сталей и сплавов показала, что прочностные показатели сварных соединений часто отличаются от показателей основного металла. Кроме того, возникшие при сварке напряжения изменяют запас пластичности соединения, а остаточные деформации изменяют размеры изделия [1], что является основным недостатком сварки [2—4].

Для снижения остаточных напряжений и деформаций применяют три способа:

1) уменьшение объема металла, вовлекаемого в пластическую деформацию при нагревании и пластической деформации;

2) создание в зонах пластических деформаций, возникших при нагревании, дополнительных деформаций противоположного знака;

3) компенсация возникающих деформаций и перемещений симметричным расположением швов, создания дополнительных зон пластических деформаций, предварительного перемещения, обеспечение свободной усадки и др., что можно достичь при остывании металла [3—5].

Для повышения качества сварных конструкций применяют разные технологические приемы. Рассмотрим снижение напряжений и деформаций в сварных конструкциях. Высокая температура при сварке изменяет поля сварочных деформаций, а в ряде случаев и свойства металла. При этом изменяются напряжения, возникающие при структурном превращении. Относительно пластических деформаций высокая температура, с одной стороны, снижает предел текучести, модуль упругости и уменьшает перепад температур, что снижает максимальные остаточные напряжения, с другой стороны, увеличиваются зоны пластических деформаций, если тепловой поток при сварке не изменяется [1, 2, 4].

Если с двух сторон сварного шва обеспечить нагревание, то расширяющийся металл создаст растягивающие напряжения вдоль шва и сжимающие напряжения в поперечном направлении (рис. 1). Это будет способствовать пластическим деформациям вдоль шва и снижению остаточных растягивающих напряжений. При смещении нагреваемых зон в направлении сварки ранее нагретый металл начнет охлаждаться и сжиматься, что создаст в сварном шве растягивающие напряжения. Это вызовет пластическую деформацию и последующее снижение остаточных напряжений после выравнивания температур.

При изготовлении сварных конструкций для снижения остаточных напряжений и повышения их прочности применяют такие операции, как проковка, прокатка, отпуск и др.

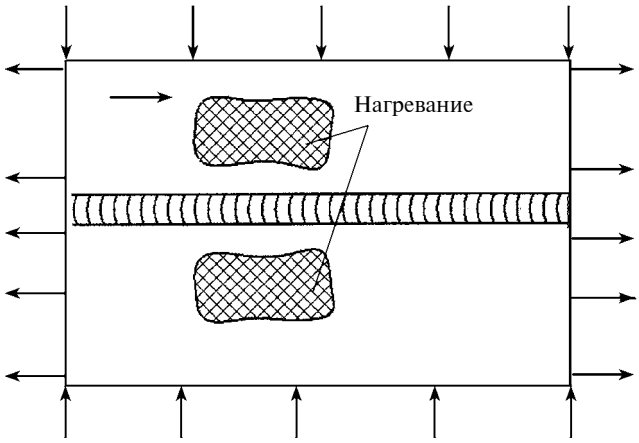


Рис. 1. Схема напряжений в соединяемых сваркой деталях при локальном нагревании для снижения остаточных напряжений

Проковку сварочного шва осуществляют по остывающему металлу или после полного его остывания. В результате пластических деформаций снижаются растягивающие напряжения и даже могут возникнуть сжимающие остаточные напряжения. Эффект от проковки зависит от температуры, при которой она осуществляется, количества выделившейся теплоты и величины пластической деформации.

Обработку взрывом выполняют в специальной камере. На сварной шов укладывают ленточные заряды, которые при взрыве создают локальные напряжения в поверхностном слое, тем самым перераспределяя остаточные напряжения. Это повышает выносливость сварных соединений при переменных нагрузках.

Прокатку сварного шва используют для снижения остаточных напряжений и сглаживания. При этом могут возникнуть даже сжимающие напряжения.

Сварка под нагрузкой также создает растягивающие напряжения и снижает усадку сварного шва.

Отпуск применяют для снижения остаточных напряжений и изменения структуры металла, если предъявляются повышенные требования к прочности сварной конструкции и точности размеров. Кроме того, данная обработка повышает сопротивляемость к хрупкому разрушению.

Перечисленные выше обработки значительно усложняют изготовление сварных конструкций и их не всегда можно применить. Их нецелесообразно применять для обработки конструкций из термически обработанных материалов и материалов с хрупкой структурой. Некоторые виды обработок не устраняют всех недостатков сварочной операции. Поэтому разработка эффективных способов обработки сварных соединений, направленных на снижение деформации и остаточных напряжений, остается актуальной задачей [5—7]. При этом новые способы должны отвечать требованиям чистых технологий, т. е. минимально воздействовать на окружающую среду.

Этим требованиям отвечает ультразвуковая обработка сварных соединений для снятия остаточных напряжений. Данная контактная обработка сварной зоны снижает остаточные напряжения, создавая наклеп по сварному шву, причем при существенно меньших нагрузках по сравнению с традиционными способами поверхностного пластического деформирования.

Параметры ультразвуковой обработки, изменяющие деформации и остаточные напряжения: амплитуда ультразвуковых колебаний $A = 15 \div 30$ мкм; сила прижима волновода $P = 0{,}5 \div 10$ МПа; скорость обработки $v = 0{,}1 \div 100$ м/ч; число n проходов вдоль сварного шва (рис. 2).

В основном для ультразвуковой обработки сварных соединений используют волноводы четырех

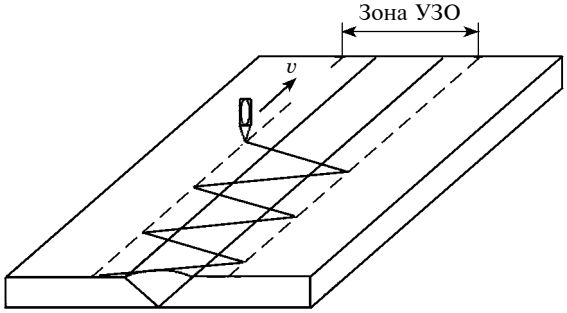


Рис. 2. Схема ультразвуковой обработки стыкового сварного соединения

типов: ступенчатые, конические, экспоненциальные, катеноидальные. В настоящем исследовании использовали конический волновод.

Важнейшим узлом оборудования для ультразвуковой обработки сварных швов является электромеханическая колебательная система, в состав которой входит магнитострикционный преобразователь, создающий колебания ультразвуковой частоты. Колебательная система состоит из резонансных звеньев, число которых кратно числу полуволн. Колебательные свойства упругой однородной среды зависят от плотности ρ материала, модуля E Юнга, модуля G сдвига, коэффициента ν Пуассона, скорости $C_{пр}$ распространения продольных колебаний упругой волны, удельного сопротивления ρC, коэффициента β затухания.

Волноводы оборудования для ультразвуковой обработки сварных соединений имеют сферические наконечники из твердого сплава, что позволяет обрабатывать изделия разных форм — трубы, резервуары и пр. [1, 2, 4].

На кафедре "Технологии сварки и диагностики" МГТУ им. Н. Э. Баумана для исследований данной технологии использовали установку ИЛ100-16 Шмель (ООО «Ультразвуковая Техника — Инлаб», г. Санкт-Петербург), которая предназначена для упрочняющей обработки сварных соединений металлоконструкций, эксплуатируемых при переменных нагрузках, и обеспечивает снижение остаточных напряжений, создание упрочняющего слоя для снижения образования трещин, благоприятное перераспределение остаточных напряжений, повышение долговечности сварного соединения до долговечности основного металла.

Установка Шмель состоит из магнитострикционного преобразователя и ударного волновода из титанового сплава ВТ-5. Мощность установки 1,5 кВт. Рабочий торец волновода имеет наконечник из твердосплавного материала. В качестве источника питания магнитострикционного преобразователя использовали модернизированный ультразвуковой генератор ИЛ10-1,5 с расширенным диапазоном частот (20÷70 кГц) и плавной регулировкой мощности (до 1,5 кВт), оснащенный цифровым часто-

томером и аналоговым индикатором резонанса акустической системы. Генератор имеет фазовую автоподстройку частоты и источник поляризации с выходным током до 30 А. Охлаждение генератора — воздушное, принудительное; масса генератора 12 кг; габаритные размеры 310 × 310 × 160 мм.

Частоту ультразвуковых колебаний контролировали с помощью цифрового частотомера, вмонтированного в ультразвуковой генератор ИЛ10-1,5, амплитуду колебаний волноводов измеряли с помощью специально разработанных датчиков. Пульт управления оснащен системой блокировки при перегревании или недостаточном давлении в системе. Ультразвуковая колебательная система оснащена автономной системой принудительного жидкостного охлаждения. Соединительный шланг длиной 10 м обеспечивает работу в труднодоступных местах. Зоны упрочнения должны находиться с двух сторон от сварного шва на расстоянии не менее 25÷30 мм.

Эксперименты проводились на сталях разных классов: перлитной — Ст3, аустенитной — 1Х18Н9Т, мартенситной — 20ХГСНА. Образцы представляли собой пластины толщиной 3 мм с размерами 250 × 80 мм. Обрабатывали разные сварные швы: сварные соединения встык; соединения, полученные оплавлением кромок неплавящимся электродом в защитной среде. В качестве защитной среды использовали аргон. При воздействии ультразвука образцы не нагревались.

В экспериментах использовали три варианта обработки сварных соединений: обработка шва, обработка околошовных участков, обработка зоны, состоящей из шва и околошовных участков. В некоторых экспериментах снимали выступающую часть шва до уровня основного металла.

В работах [1, 3, 4] показано, что большинство сварных соединений из низколегированных сталей деформируются при комнатной температуре вследствие распада остаточного аустенита, который можно ускорить, например, проковкой или обработкой холодом, а также стабилизировать структуру низким отпуском после сварки. Однако эти виды обработки для большинства специальных сталей не рекомендованы.

Для снижения деформации изделий из специальных сталей было опробовано ультразвуковое воздействие на зону сварного шва для ускорения структурных превращений неустойчивого аустенита. Эксперименты проводили на кольцевых образцах из стали 20ХГСНА толщиной 3,2 мм, которые после оплавления внешних кромок деформируются. После оплавления кромки часть образцов обрабатывали ультразвуком в основном по околошовной зоне с обеих сторон кольца. Ширина зоны обработки составила 8÷12 мм.

Проведенные эксперименты показали, что обработка зоны сварного шва ультразвуком снижает деформацию в 2 раза. Это объясняется ускорением структурных превращений, при этом деталь не испытывает высоких нагружений, как при проковке, которые вызывают резкую нагартовку металла и повышают образование трещин.

Влияние ультразвуковой обработки на снижение остаточных напряжений и деформаций прогиба, вызванных сваркой, исследовали на пластинах толщиной 3 мм при оплавлении кромок. Использовали стали трех классов: аустенитную (1Х18Н9Т), перлитную (Ст3) и мартенситную (20ХГСНА). При экспериментах измеряли начальные прогибы пластин.

Установлено, что обработка сварных швов ультразвуком снижает остаточные напряжения в сварных образцах из Ст3 и 20ХГСНА примерно в 2 раза, а в образцах из стали 1Х18Н9Т на 15÷20 %. Опыты показали, что повторная обработка сварных швов ультразвуком на образцах из Ст3 и 20ХГСНА не приводит к дальнейшему снижению напряжений, а для стали 1Х18Н9Т каждая последующая обработка снижает напряжения, за три обработки напряжения были снижены примерно на 30 %.

В работах [5—7] показано, что остаточные напряжения в сталях, склонных к деформированию, не остаются постоянными, а в некоторых сталях со временем даже увеличиваются, что связано в основном с распадом остаточного аустенита, а повышение напряжений может вызвать образование холодных трещин в сварных конструкциях [3].

Таким образом, установлено, что ультразвуковой обработкой сварных швов можно полностью устранить остаточные напряжения и деформацию, а также повысить усталостную прочность и механические свойства сварных соединений, а следовательно, долговечность изделия в 1,5 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Николаев Г. А., Винокуров В. А.** Сварные конструкции. Расчет и проектирование. М.: Высшая школа, 1990. 280 с.
2. **Куркин С. А., Николаев Г. А.** Сварные конструкции. Технология изготовления, механизация, автоматизация и контроль качества в сварочном производстве. М.: Высшая школа, 1991. 398 с.
3. **Макаров Э. Л., Якушин Б. Ф.** Теория свариваемости сталей и сплавов. М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014. 487 с.
4. **Маслов Б. Г., Выборнов А. П.** Производство сварных конструкций. М.: Академия, 2015. 288 с.
5. **Разработка** технологии и нового оборудования для ультразвуковой ударной обработки сварных соединений / А. Г. Григорьянц, И. Н. Шиганов, А. И. Мисюров и др. // Сварочное производство. 2015. № 9. С. 38—42.
6. **Палаев А. Г., Попов А. И., Максаров В. В.** Технология, оборудование ультразвуковой упрочняюще-финишной обработки металлов и контроль качества // Металлообработка. 2011. № 6 (66). С. 38—41.
7. **Кимстач А. В., Тарасов А. С., Шурницкий А. В.** Многофункциональная установка снятия сварочных остаточных напряжений // Межвуз. сб. Проблемы машиноведения и машиностроения. СПб.: СЗТУ, 2002. Вып. 26. С. 77—80.

УДК 621.791

А. Н. АНЦИБОРОВ (ПАО "АВТОВАЗ"), А. С. КЛИМОВ, В. С. КЛИМОВ, кандидаты технических наук, А. К. КУДИНОВ (Тольяттинский ГУ), e-mail: klimovTGU@yandex.ru

Способы измерения активного и реактивного сопротивлений сварочного контура контактных машин

Разработаны способы измерения активного и реактивного сопротивлений сварочного контура, предусматривающие включение машины в режиме короткого замыкания. Рассмотрены способы измерения основных электрических параметров и вычисления.

Ключевые слова: контактная сварка, автоматическое управление, электрические параметры.

Methods for measuring the active and reactive resistances of a welding circuit, providing for switching on the machine in the short-circuit mode, are developed. The ways of measurement the basic electrical parameters and calculations are considered.

Keywords: contact welding, automatic control, electrical parameters.

В массовом и серийном производстве лидирующие позиции занимает контактная сварка на машинах переменного тока, стабильность качества которой в условиях действия возмущений требует квалифицированного обслуживания и настройки сварочного оборудования. Проектирование, диагностика состояния машин и регуляторов контактной сварки, настройка на оптимальные режимы, построение нагрузочных и вольтамперных характеристик осуществляются с применением известной схемы замещения [1, 2], основанной на рассмотрении электрических процессов при фазовом регулировании тока как переходных процессов при подключении к сети переменной э.д.с. (рис. 1). Ключ К имитирует открытие тиристорного контактора с задержкой на угол α от момента перехода переменного напряжения U_2 через ноль; свариваемые детали представлены изменяющимся во времени активным сопротивлением $R_{э—э}$ зоны сварки. Основные параметры такой схемы — активное $R_{2к}$ и индуктивное $X_{2к}$ сопротивления в режиме короткого замыкания (когда $R_{э—э} = 0$), являющиеся результирующими сопротивлениями, учитывающими все составляющие, приведенные к вторичному контуру [1—3].

В системах автоматического управления контактной сваркой оперативное получение информации о значениях $R_{2к}$ и $X_{2к}$ позволяет повысить эффективность стабилизации действующего значения I_2 тока во вторичном контуре, точность измерения сопротивления $R_{э—э}$ участка "электрод—электрод" и тепловыделения $Q_{э—э}$ на этом участке и произвести обоснованный отказ от прямого измерения этих величин со стороны вторичного контура в пользу измерений со стороны первичной обмотки сварочного трансформатора. Определение величин $R_{2к}$ и $X_{2к}$ затруднено из-за необходимости проведения сложных измерений с использованием дорогостоящего оборудования, требующих временного выведения контактной машины из технологического цикла.

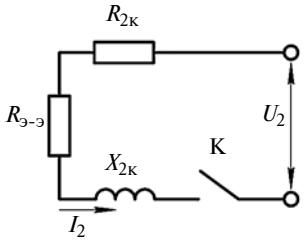


Рис. 1. Схема замещения контактной сварочной машины

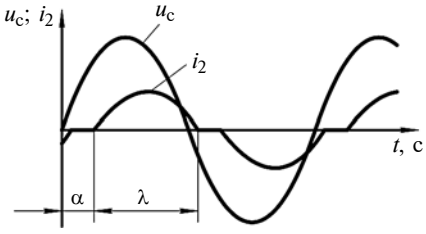


Рис. 2. Определение угла α открытия тиристоров и длительности λ импульса тока по осциллограммам мгновенных значений $u_с$ сетевого напряжения и силы i_2 вторичного тока

Оперативно оценить величину $R_{2к}$ можно путем измерения активного сопротивления вторичного контура постоянному току с помощью микроомметра или по схеме "амперметр—вольтметр" [4, 5]. Недостатками таких измерений являются сложность закрепления щупов на концах электродов и возникающая в связи с этим погрешность измерений, расхождение между величинами сопротивлений постоянному и переменному току вследствие поверхностного эффекта, а также отсутствие информации о величине индуктивного сопротивления. Кроме того, следует учитывать, что переключение ступеней трансформатора, изменение глубины фазового регулирования и разогрев элементов вторичного контура также существенно снижают достоверность и практическую ценность таких измерений.

Величину $R_{2к}$ можно определить из опыта короткого замыкания, при котором включают контактную сварочную машину с углом α открытия тиристоров, измеряют действующие значения сетевого напряжения $U_с$ и силы тока I_2 во вторичном контуре, длительность λ импульса тока (рис. 2). Активное сопротивление $R_{2к}$ контура вычисляют с уче-

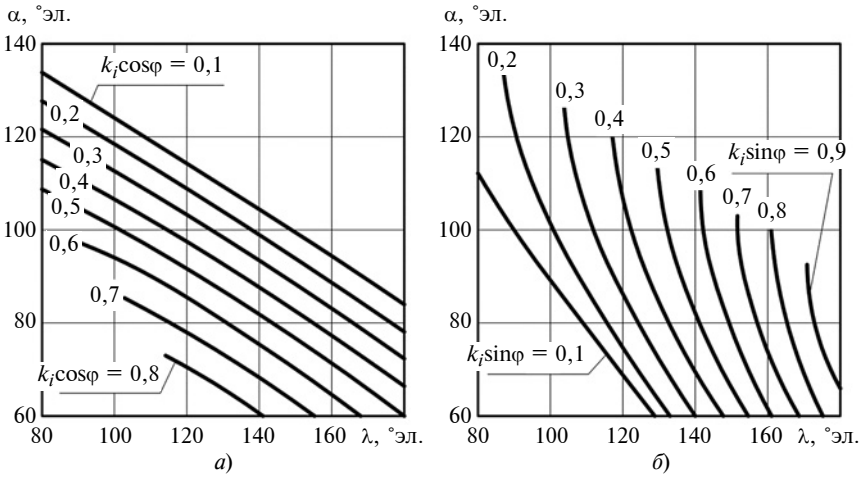


Рис. 3. Номограммы определения регулировочных характеристик $k_i$cosφ (*а*) и $k_i$sinφ (*б*) для заданных значений α и λ

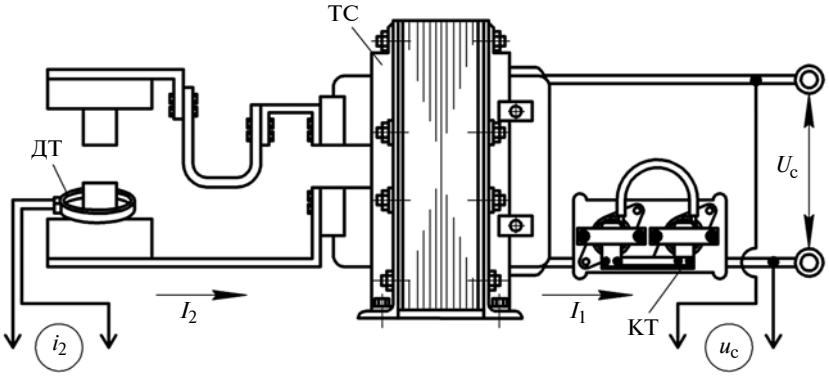


Рис. 4. Схема измерения мгновенных значений u_c сетевого напряжения и силы i_2 вторичного тока на машине МР-8010

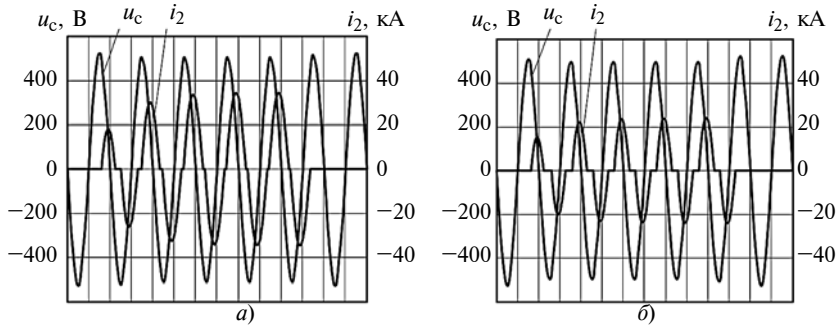


Рис. 5. Осциллограммы мгновенных значений u_c сетевого напряжения и i_2 силы вторичного тока при первом (*а*) и втором (*б*) включениях

том коэффициента $K_т$ трансформации:

$$R_{2к} = \frac{U_c}{K_т I_2} k_i \cos\varphi, \qquad (1)$$

где значения коэффициента k_i регулирования и коэффициента cos φ мощности для заданной задержки α и измеренной длительности λ могут быть определены по аппроксимирующим зависимостям согласно А.с. 1816603 СССР [6].

Индуктивное сопротивление $X_{2к}$ контура можно вычислить по формуле, аналогичной формуле (1):

$$X_{2к} = \frac{U_c}{K_т I_2} k_i \sin\varphi. \qquad (2)$$

Коэффициент cosφ мощности для каждого периода сварочного тока однозначно определяется через известные значения α и λ решением уравнения [7]

$$\sin(\lambda + \alpha - \varphi)/\sin(\alpha - \varphi) = \\ = \exp(-\lambda \mathrm{ctg}\varphi). \qquad (3)$$

Коэффициент k_i регулирования задается известной формулой [7]

$$k_i = \\ = \sqrt{\frac{\lambda}{\pi} - \frac{\sin\lambda}{\pi\cos\varphi}\cos(2\alpha + \varphi + \lambda)}. \qquad (4)$$

С учетом формул (3) и (4) численными методами могут быть определены регулировочные характеристики $k_i$cosφ и $k_i$sinφ, входящие в формулы (1) и (2), для заданных значений α и λ (рис. 3).

Контактную сварочную машину МР-8010 включали в режиме короткого замыкания на первой ступени сварочного трансформатора ТС ($K_т$ = 78) (рис. 4) при различных углах α открытия тиристоров, обеспечиваемых регулятором РВИ-802. Режим короткого замыкания обеспечивали сжатием в электродной оснастке пластины из меди М3 толщиной 10 мм. С помощью регистратора РКДП-0401 [8] получали осциллограммы мгновенных значений u_c сетевого напряжения и i_2 вторичного тока (рис. 5), по которым определяли действующие значения U_c и I_2, а также длительность λ импульса тока в каждом периоде. Датчик тока ДТ (пояс Роговского) размещали на оснастке. Зажимы для замера сетевого напряжения размещали со стороны первичной обмотки сварочного трансформатора ТС до тиристорного контактора КТ. Такое расположение зажимов позволяет избежать обрезания синусоиды сетевого напряжения из-за фазового регулирования. Анализировали полученные осциллограммы в третьем—пятом периодах тока, так как в первых двух периодах происходит приработка контактирующих поверхностей и вычисления будут содержать дополни-

тельные погрешности. Значения $R_{2к}$ и $X_{2к}$ для каждого периода (табл. 1) вычисляли согласно выражениям (1)—(4). Как видно из данных табл. 1, глубокое фазовое регулирование вызывает некоторое увеличение активного сопротивления $R_{2к}$ машины, что необходимо учитывать при настройке оборудования на оптимальные режимы сварки. Измерять составляющие сопротивления машины в режиме короткого замыкания следует при углах α задержки включения тиристоров, близких к сварочным режимам. Также необходимо учитывать возмущающее воздействие на электрическую сеть самой контактной машины, включение которой приводит к уменьшению напряжения сети и искажению его формы.

Задание угла α открытия тиристоров и измерение длительности λ импульса тока осуществляются с некоторой погрешностью, влияющей на точность определения $R_{2к}$ и $X_{2к}$. С использованием формул (1)—(4) для абсолютной погрешности измерений Δλ = 0,5 электрических градусов (˚эл.) при разных углах α построили диаграммы относительных погрешностей расчета активного ωR (рис. 6, *а*) и индуктивного ωX (рис. 6, *б*) сопротивлений. Анализ диаграмм позволил предположить, что при Δλ = 0,5 ˚эл. достигается приемлемая погрешность, не превышающая в большинстве случаев 3 %.

Описанную методику измерения активного $R_{2к}$ и индуктивного $X_{2к}$ сопротивлений сварочного контура целесообразно применять на практике при фиксированном значении угла задержки α = 90 ˚эл. Включение контактной машины в режиме короткого замыкания при α = 90 ˚эл. позволяет устранить опасность режима однополупериодного выпрямления и существенно уменьшить переходные процессы. С использованием формул (1)—(4) для абсолютной погрешности измерений Δλ = 0÷1 ˚эл. при угле открытия тиристоров α = 90 ˚эл. пост-

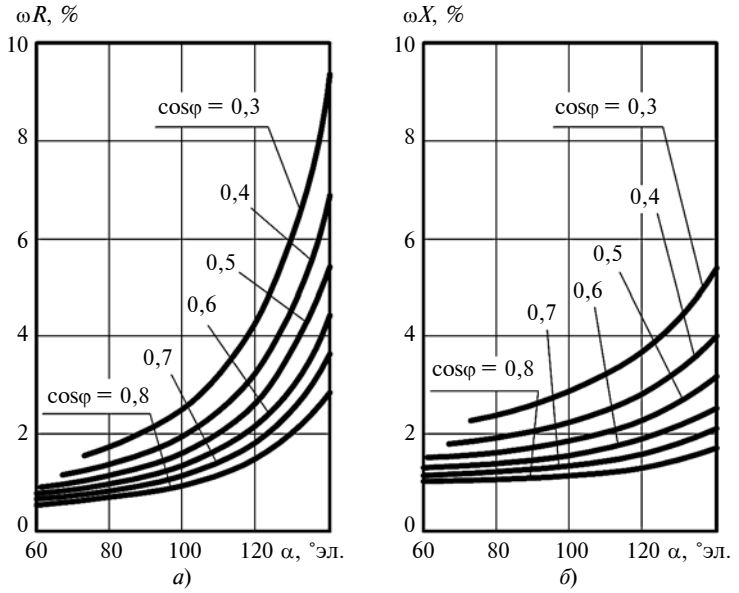


Рис. 6. Относительные погрешности расчета активного ω*R* (*а*) и индуктивного ω*X* (*б*) сопротивлений при абсолютной погрешности измерений Δλ = 0,5 ˚эл.

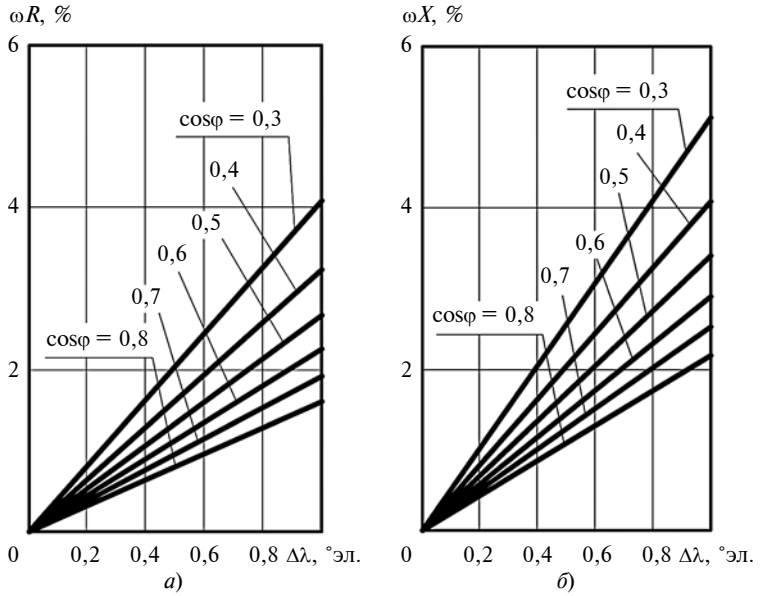


Рис. 7. Относительные погрешности расчета активного ω*R* (*а*) и индуктивного ω*X* (*б*) сопротивлений при α = 90 ˚эл. для абсолютной погрешности измерений Δλ = 0÷1 ˚эл.

Таблица 1

Расчётные значения $R_{2к}$ и $X_{2к}$ по опытным данным при коротком замыкании на машине МР-8010

Параметр	Первое включение			Второе включение		
α, ˚эл.	78	76	76	100	100	100
λ, ˚эл.	164	167	166	131	132	131
$k_i$cosφ	0,354	0,361	0,370	0,265	0,256	0,265
$k_i$sinφ	0,771	0,799	0,786	0,484	0,494	0,484
U_c, В	355	355	355	361	361	361
I_2, кА	23,0	23,7	23,8	14,8	14,8	15,0
$R_{2к}$, мкОм	70	69	71	83	80	82
$X_{2к}$, мкОм	153	154	150	151	154	150

роили диаграммы относительных погрешностей расчета активного ωR (рис. 7, *а*) и индуктивного ωX (рис. 7, *б*) сопротивлений, позволяющие обоснованно задавать требуемую точность измерения λ в зависимости от характеристик конкретных сварочных машин. Так, для машин МТПУ-300 ($\cos\varphi = 0{,}5$), МТ-2201 ($\cos\varphi = 0{,}5$) и МР-8010 ($\cos\varphi = 0{,}4$) приемлемая погрешность вычисления $R_{2к}$ и $X_{2к}$, равная 3 %, достигается при $\Delta\lambda = 0{,}8$ °эл.

Анализ диаграмм регулировочных характеристик $k_i\cos\varphi$ и $k_i\sin\varphi$ для $\alpha = 90$ °эл. (рис. 8, *а*) позволяет сделать вывод, что они могут быть аппроксимированы линейными выражениями:

$$k_i\cos\varphi = -0{,}497\lambda + 1{,}573; \quad (5)$$

$$k_i\sin\varphi = 0{,}642\lambda - 1{,}024, \quad (6)$$

где λ — в радианах.

Зависимости (5) и (6) могут быть использованы при построении систем микропроцессорного управления и диагностики контактной сварки и дают относительную погрешность аппроксимации, которая при $\cos\varphi = 0{,}2 \div 0{,}8$ не превышает 1,5 % (рис. 8, *б* и *в*).

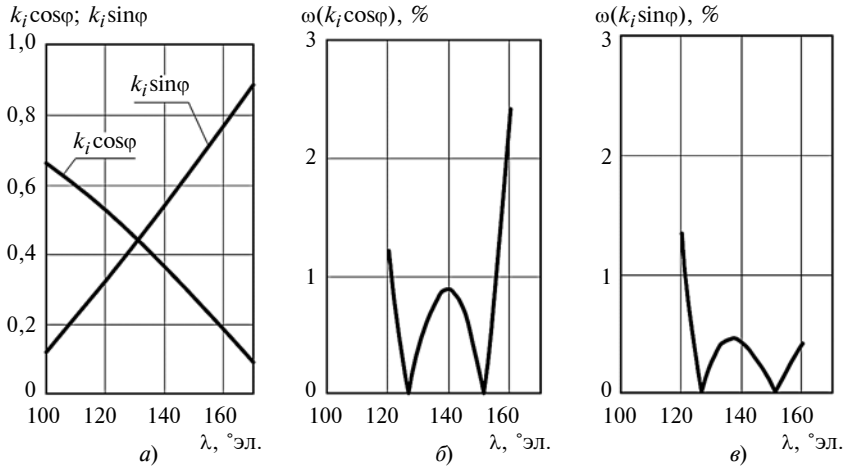


Рис. 8. Регулировочные характеристики $k_i\cos\varphi$ и $k_i\sin\varphi$ для $\alpha = 90$ °эл. (*а*) и погрешности аппроксимации (*б* и *в*) в диапазоне значений $\cos\varphi = 0{,}2 \div 0{,}8$

Контактные сварочные машины МТПУ-300, МТ-2201 и МР-8010 включали в режиме короткого замыкания при $\alpha = 90$ °эл. В процессе включения измеряли λ и $U_с$ по описанной выше методике. По результатам измерений (табл. 2) можно сделать вывод о высокой точности вычислений с использованием зависимостей (5) и (6).

Если на предприятии отсутствует измерительное оборудование, позволяющее фиксировать величину λ, определять значения $R_{2к}$ и $X_{2к}$, можно путем проведения опыта короткого замыкания при заданных углах α открытия тиристоров и измерения для каждого включения действующего значения силы тока I_2 во вторичном контуре [9—11]. Искомые значения $R_{2к}$ и $X_{2к}$ являются координатами точки пересечения графиков $R_{2к} = f(X_{2к})$, построенных для заданных углов α и измеренных значений I_2 с учетом формул (1)—(4):

$$\begin{cases} \cos\varphi = \dfrac{R_{2к}}{\sqrt{R_{2к}^2 + X_{2к}^2}}; \\ \dfrac{\sin(\lambda + \alpha - \varphi)}{\sin(\alpha - \varphi)} = \exp(-\lambda \operatorname{ctg}\varphi); \\ k_i = \\ = \sqrt{\dfrac{\lambda}{\pi} - \dfrac{\sin\lambda}{\pi\cos\varphi_к}\cos(2\alpha + \varphi + \lambda)}; \\ R_{2к} = f(X_{2к}) = \\ = \sqrt{\left(\dfrac{U_с}{I_2 K_т} k_i(\alpha, \cos\varphi)\right)^2 - X_{2к}^2}. \end{cases} \quad (7)$$

Включали в режиме короткого замыкания контактные сварочные машины МТПУ-300, МР-8010 и

Таблица 2

Расчётные значения $R_{2к}$ и $X_{2к}$ по опытным данным при коротком замыкании на машинах МТПУ-300, МР-8010 и МТ-2201 при $\alpha = 90$ °эл.

Параметр	МТПУ-300	МР-8010	МТ-2201
$U_с$, В	372	362	376
$K_т$ (ступень)	140 (I)	78 (I)	146 (I)
λ, °эл.	143,5	146,5	140
I_2, кА	6700	18 800	5300
$R_{2к}$, мкОм по (1), (3), (4)	131	75	176
$X_{2к}$, мкОм по (2), (3), (4)	231	152	263
$R_{2к}$, мкОм по (1), (5)	130	75	174
$X_{2к}$, мкОм по (2), (6)	232	152	265

Таблица 3

Результаты опыта короткого замыкания для последующего расчёта $R_{2к}$ и $X_{2к}$ согласно системе уравнений (7)

Параметр	МТПУ-300				МР-8010				МТ-2201			
$U_с$, В	370				365				374			
$K_т$ (ступень)	140 (I)				78 (I)				146 (I)			
α, °эл.	60	80	100	120	60	80	100	120	60	80	100	120
I_2, кА	10	7,8	5,5	3,2	30	23,2	16	9,3	8	6,3	4,4	2,6

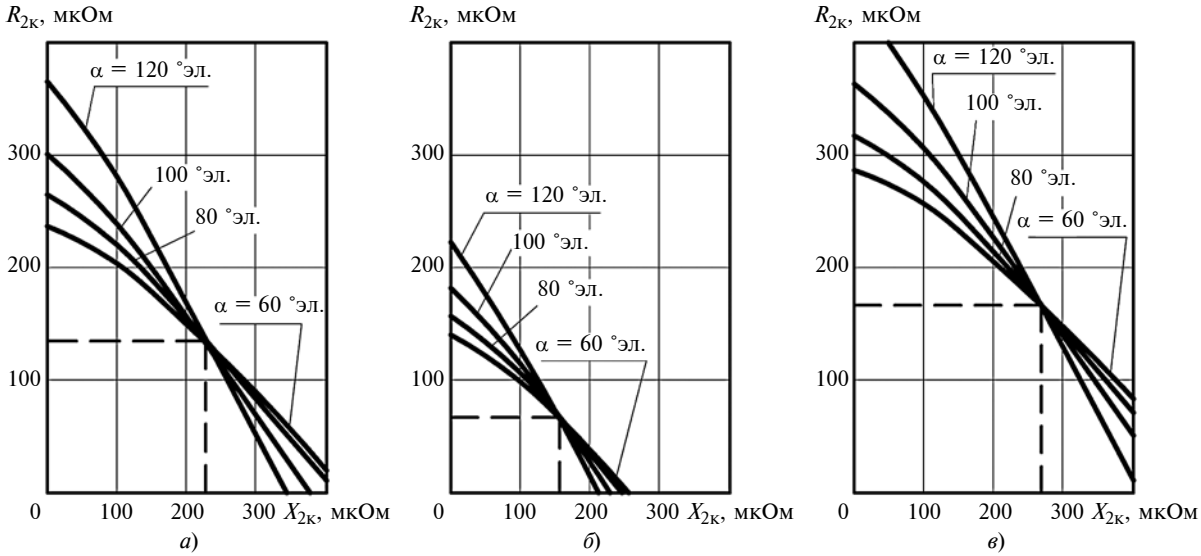


Рис. 9. Графики $R_{2к} = f(X_{2к})$ для машин МТПУ-300 (*а*), МР-8010 (*б*), МТ-2201 (*в*) при α = 60, 80, 100, 120 °эл.

МТ-2201 на первой ступени трансформатора с углами открытия тиристоров α = 60, 80, 100 и 120 °эл. В процессе включения с использованием регистратора "МИКС-2М" измеряли действующее значение силы тока I_2 во вторичном контуре (табл. 3). По результатам измерений для каждой машины в системе координат $X_{2к}$—$R_{2к}$ строили графики $R_{2к} = f(X_{2к})$ (рис. 9) согласно формулам (7). Как видно, для конкретной сварочной машины все графики $R_{2к} = f(X_{2к})$ пересекаются в одной узкой области, т. е. координаты точки пересечения являются решением системы (7) уравнений для всех значений α и искомыми значениями $R_{2к}$ и $X_{2к}$.

Полученные с использованием предложенной методики значения $R_{2к}$ и $X_{2к}$ для машин МТПУ-300 ($R_{2к}$ = 130 мкОм и $X_{2к}$ = 230 мкОм), МР-8010 ($R_{2к}$ = = 70 мкОм и $X_{2к}$ = 160 мкОм) и МТ-2201 ($R_{2к}$ = 170 мкОм и $X_{2к}$ = 270 мкОм) практически совпадают с ранее полученными значениями (см. табл. 2).

Функцию $R_{2к} = f(X_{2к})$, вычисляемую согласно системе (7), можно аппроксимировать линейным двучленом:

$$R_{2к} = a_1 X_{2к} + a_0. \qquad (8)$$

Значение линейного коэффициента a_1 задают для каждого включения контактной машины в зависимости от выбранного угла α открытия тиристоров (рис. 10, *а*):

$$a_1 = \begin{cases} -0{,}57 \text{ при } \alpha = 60 \text{ °эл.}; \\ -0{,}68 \text{ при } \alpha = 80 \text{ °эл.}; \\ -0{,}85 \text{ при } \alpha = 100 \text{ °эл.}; \\ -1{,}135 \text{ при } \alpha = 120 \text{ °эл.} \end{cases} \qquad (9)$$

Значение свободного члена a_0 задают для каждого включения в зависимости от выбранного угла α открытия тиристоров, сетевого напряжения $U_с$, коэффициента $K_т$ трансформации и измеренного действующего значения I_2 вторичного тока (рис. 10, *б*):

$$a_0 = \begin{cases} -29{,}1B^2 + 0{,}97B \\ \text{при } \alpha = 60 \text{ °эл.}; \\ -24{,}7B^2 + 0{,}85B \\ \text{при } \alpha = 80 \text{ °эл.}; \\ -18{,}2B^2 + 0{,}68B \\ \text{при } \alpha = 100 \text{ °эл.}; \\ -9{,}20B^2 + 0{,}48B \\ \text{при } \alpha = 120 \text{ °эл.}, \end{cases} \qquad (10)$$

где $B = U_с/(I_2 K_т)$.

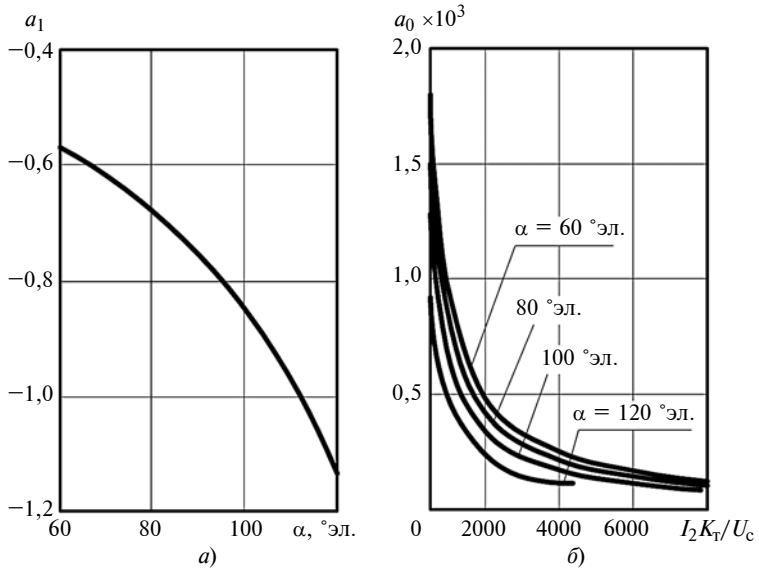


Рис. 10. Зависимости линейного коэффициента a_1 (*а*) и свободного члена a_0 (*б*) от величин α и $I_2K_т/U_с$

Таким образом, оценить величины $R_{2к}$ и $X_{2к}$ конкретной сварочной машины можно путем проведения опыта короткого замыкания при двух значениях угла открытия тиристоров $\alpha' \neq \alpha''$, измеряя в каждом случае действующие значения сетевого напряжения $U_с$ и силы тока I_2 во вторичном контуре:

$$\begin{cases} R_{2к} = \dfrac{a_0'' a_1' - a_0' a_1''}{a_1' - a_1''}; \\ X_{2к} = \dfrac{a_0'' - a_0'}{a_1' - a_1''}, \end{cases} \qquad (11)$$

где коэффициенты a_1 и a_0 вычисляются для α' и α'' согласно равенствам (9) и (10).

Следует учесть, что погрешность способа при определении точки пересечения эквитоковых линий при близких значениях углов α' и α'' будет возрастать. Предложенная методика может быть осуществлена с использованием стандартного измерителя тока и не требует применения специального оборудования.

Описанный способ позволяет избежать измерения длительности λ импульса тока, однако необходимость измерения сетевого напряжения $U_с$ в процессе включения контактной машины сохраняется. Если пренебречь влиянием машины на сеть, то в системе (7) уравнений в качестве $U_с$ можно принять напряжение, измеренное до включения машины с использованием стандартного измерителя, что может снизить точность определения значений $R_{2к}$ и $X_{2к}$.

Полученные закономерности позволяют предложить способ оперативного измерения коэффициента $\cos\varphi$ мощности контактных машин в режиме короткого замыкания с использованием стандартных измерителей силы тока. Согласно формуле (1) при включении контактной машины в режиме короткого замыкания при двух углах открытия тиристоров $\alpha' \neq \alpha''$ величина k_i/I_2 будет постоянна, т. е.:

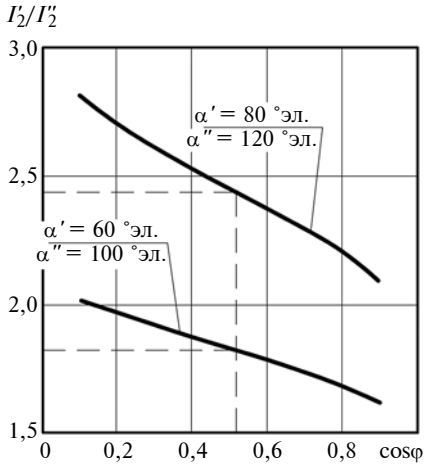


Рис. 11. Отношения I_2'/I_2'' при указанных значениях α' и α'' для различных значений $\cos\varphi$

$$\frac{k_i(\alpha', \cos\varphi)}{k_i(\alpha'', \cos\varphi)} = \frac{I_2'}{I_2''}. \qquad (12)$$

Включают машину в режиме короткого замыкания при $\alpha' = 60$ °эл. и $\alpha'' = 100$ °эл. (или $\alpha' = 80$ °эл. и $\alpha'' = 120$ °эл.), в каждом случае измеряют действующие значения I_2' и I_2'' вторичного тока. Вычисляют отношение I_2'/I_2'', далее по диаграмме (рис. 11) находят соответствующее значение $\cos\varphi$, при котором выполняется условие (12). Например, по результатам опыта короткого замыкания на машине МТПУ-300 (см. табл. 3) для $\alpha' = 80$ °эл. и $\alpha'' = 120$ °эл. действующие значения вторичного тока составили $I_2' = 7{,}8$ кА и $I_2'' = 3{,}2$ кА, что соответствует $\cos\varphi = 0{,}5$.

Таким образом, изучение особенностей электрических процессов при контактной сварке позволило предложить простые способы измерения активного и реактивного сопротивлений сварочного контура, предусматривающие включение машины в режиме короткого замыкания, измерение основных электрических параметров и последующие вычисления.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **А. с. 1611642 СССР**: МПК В 23 К 11/24. Способ управления сварочным током при контактной точечной сварке на однофазных машинах.

2. **Рыськова З. А., Федоров П. Д., Жемерева В. И.** Трансформаторы для электрической контактной сварки // Л.: Энергоатомиздат, 1990. 424 с.

3. **Климов А. С.** Контактная сварка. Вопросы управления и повышения стабильности качества // М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011. 216 с.

4. **Контроль** точечной и роликовой электросварки / Б. Д. Орлов, П. Л. Чулошников, В. Б. Верденский, А. Л. Марченко // М.: Машиностроение, 1973. 304 с.

5. **Поляков А. Ю., Фурманов С. М., Федотов Б. В.** Экспериментальное определение энергетических параметров процесса контактной рельефной сварки // Вестник Белорусско-Российского университета. 2017. № 1. С. 74—84.

6. **А. с. 1816603 СССР**: МПК В 23 К 11/24. Способ контроля активного сопротивления сварочного контура при контактной сварке.

7. **Оборудование** для контактной сварки: справочное пособие / Под ред. В. В. Смирнова. СПб.: Энергоатомиздат, 2000. 848 с.

8. **Регистратор** сварочных процессов РКДП-0401: паспорт КПБШ.411711.002 ПС // СПб.: ЗАО "Электрик—МИКС", 2007. 34 с.

9. **Расчет** составляющих комплексного сопротивления сварочного контура контактных машин / А. С. Климов, А. А. Герасимов, Н. П. Анциборов, М. С. Гончаров // Сварочное производство. 2006. № 8. С. 18—20.

10. **Измерение** составляющих полного сопротивления контактных сварочных машин / А. С. Климов, А. А. Герасимов, А. В. Комиренко, А. Н. Анциборов // Проблемы машиностроения и автоматизации. 2012. № 3. С. 107—110.

11. **Пат. 2309030 Рос. Федерация:** МПК В 23 К 11/24. Способ управления сварочным током при контактной точечной сварке.

УДК 541.64:539.2

Г. В. КОЗЛОВ, И. В. ДОЛБИН, канд. хим. наук (Кабардино-Балкарский ГУ им. Х. М. Бербекова, г. Нальчик), e-mail: i_dolbin@mail.ru

Перспективы создания ультравысокомодульных полимерных нанокомпозитов для машиностроения

Исследуется возможность разработок ультравысокомодульных полимерных материалов для машиностроения путем создания эсфолиированной структуры 2D-нанонаполнителя, позволяющей усилить нанокомпозит при более низкой межфазной адгезии.

Ключевые слова: нанокомпозит, 2D-нанонаполнитель, модуль упругости, перколяция, структура, межфазная адгезия.

The possibility of developing of ultrahigh-modulus polymeric materials for mechanical engineering is being studied by creating an esfoliated structure of a 2D nanofiller, which allows to strengthen the nanocomposite at lower interfacial adhesion.

Keywords: nanocomposite, 2D nanofiller, elastic modulus, percolation, structure, interfacial adhesion.

Замена металлических изделий полимерными, в частности в машиностроении, имеет давнюю историю. В настоящее время успешные примеры такой замены в большинстве случаев относятся к отделочным, а не к конструкционным материалам. Известно, что конструкционные материалы должны иметь высокую жесткость (например, для алюминия модуль упругости ≈70 ГПа, для стали ≈200 ГПа [1]), тогда как для полимеров этот параметр примерно на два порядка ниже [2]. Получение полимерных композитов с жесткостью, соответствующей этому показателю для стали, в принципе возможно [3], но такие композиты имеют высокую стоимость, а изготовить из них можно детали только ограниченного применения (например, листы), поэтому они используются преимущественно в авиастроении.

В этом контексте важно отметить, что потенциал полимеров позволяет получать материал с модулем упругости ≈200 ГПа, что сопоставимо со сталью. Так, из полиэтилена высокой плотности, имеющего не самую высокую исходную жесткость (≈1 ГПа), можно получать материалы с жесткостью кристаллической фазы 240 ГПа [4] или сильно ориентированные полимеры с такой же жесткостью [5].

Ситуация кардинально меняется с появлением полимерных нанокомпозитов с анизотропными нанонаполнителями — аллотропическими модификациями углерода в виде углеродных нанотрубок и графена [6—7]. Авторы работы [8] получили нанокомпозиты полиуретан/графен со степенью усиления ~150 (степенью усиления нанокомпозита принято называть отношение E_n/E_m, где E_n и E_m — модули упругости соответственно нанокомпозита и матричного полимера). По существу, введение достаточно большого количества графена (до 90 масс. %) привело к изменению класса полимерного материала — от эластомерного полиуретана (E_m = 10 МПа) до жесткого стеклообразного нанокомпозита (E_n = 1500 МПа) [8]. При использовании в качестве матричного полимера поликарбоната (E_m = 1,5 ГПа [2]) такое же содержание графена при сохранении его структуры может дать нанокомпозит с модулем упругости $E_n \approx 225$ ГПа, т. е. равным показателю для стали [1].

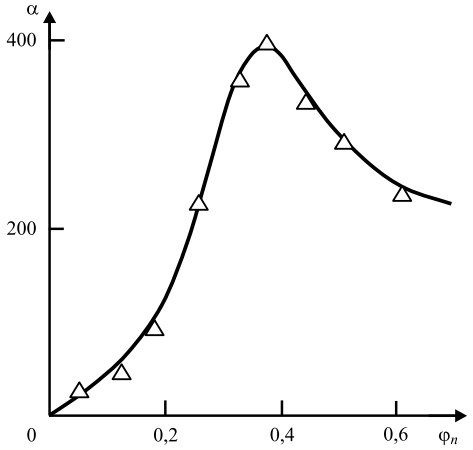
Поэтому цель настоящей работы — разработка физического обоснования реализации степеней усиления порядка 100÷150 для создания конструкционных полимерных материалов с высокой жесткостью, в частности, для получения литых изделий в машиностроении. Для анализа возможности получения высоких значений E_n/E_m наиболее удобной трактовкой является перколяционная модель усиления, определяемая соотношением [9]:

$$E_n/E_m = 1 + 11(c\varphi_n b_\alpha)^{1,7}, \qquad (1)$$

где c — коэффициент, зависящий от отношения объемных долей нанонаполнителя (φ_n) и межфазных областей (φ_{iph}); b_α — безразмерный параметр, характеризующий уровень межфазной адгезии в полимерных композитах.

Отметим, что параметр b_α определяет не только количественную, но и качественную градацию уровня межфазной адгезии в полимерных композитах. Так, условие $b_\alpha = 0$ означает отсутствие межфазной адгезии, критерий $b_\alpha = 1{,}0$ определяет совершенную (по Кернеру) адгезию, а условие $b_\alpha > 1{,}0$ является критерием реализации эффекта наноадгезии [9].

Далее рассмотрим условия, при которых для полимерных нанокомпозитов с 2D-нанонаполнителем (например, графеном) реализуется высокая жесткость, сравнимая с жесткостью металлов. Как показано в работе [8], величина $E_n/E_m \approx 150$ достигается в нанокомпозитах полиуретан/графен (ПУ/Гр) при содержании графена $W_n > 55$ масс. % или $\varphi_n > 0{,}35$ (при плотности графена ρ_n = 1600 кг/м^3 [10]). Хорошо известно [6], что величина φ_n примерно равна порогу перколяции φ_c нанонаполнителя по схеме перекрывающих частиц ($\varphi_c = 0{,}34 \pm 0{,}02$). Дальнейшее увеличение φ_n не имеет смысла, так как оно не повышает величину E_n/E_m при выполнении условия $E_n/E_m \approx$ const. В работе [11] показано, что при условии $\varphi_n = \varphi_c$ объемная структура пластин графена изменяется от хаотической к выстроенной коллинеарно при максимально возможной размерности ($D_N = 3$) каркаса частиц нанонаполнителя.



Зависимость аспектного отношения α от объемного содержания φ_n нанонаполнителя для нанокомпозитов ПУ/Гр

Отметим, что самое общее определение размерности D_N имеет вид [9]:

$$D_N = \ln N/\ln\rho, \quad (2)$$

где N — число наночастиц размером ρ.

Из соотношения (2) следует, что величина $D_N = 3$ реализуется либо при наибольшем значении N, либо при минимальной величине ρ. Два указанных условия означают минимальную степень агрегации частиц графена при $\varphi_n = \varphi_c$. Авторы работы [7] предложили следующую формулу для оценки степени усиления E_n/E_m нанокомпозитов полимер/2D-нанонаполнитель:

$$E_n/E_m = 1 + \alpha\varphi_n, \quad (3)$$

где α — аспектное отношение, характеризующее степень анизотропии агрегата нанонаполнителя, т. е. отношение его длины L_{pl} и толщины t_{pl}.

На рисунке приведена зависимость $\alpha(\varphi_n)$ для нанокомпозитов ПУ/Гр, из которой следует, что максимальное аспектное отношение $\alpha \approx 400$, что при $L_{pl} = 1500$ нм [8] соответствует $t_{pl} \approx 3{,}75$ нм, достигается именно при $\varphi_n = \varphi_c = 0{,}34$. Дальнейшее повышение φ_n компенсируется снижением α, вследствие чего величина E_n/E_m остается постоянной [8]. Указанная высокая степень анизотропии графена достигается применением специальной технологии получения нанокомпозитов ПУ/Гр — фильтрацией дисперсий ПУ—Гр через нейлоновые мембраны с последующей обработкой ультразвуком [10].

Как отмечалось выше, коэффициент c не является подгоночным параметром, а определяется из соотношения [9]:

$$\varphi_{iph} = c\varphi_n. \quad (4)$$

Для эсфолиированных 2D-нанонаполнителей в работе [9] получено $c = 1{,}92$. Согласно уравнению (4) это дает величину $\varphi_{iph} = 0{,}653$ или $(\varphi_{iph} + \varphi_n) \approx 1{,}0$, соответствующую порогу перколяции частиц графена. Последнее условие означает, что нанокомпозиты ПУ/Гр при $\varphi_n \geq \varphi_c$ состоят из двух компонент: межфазных областей и нанонаполнителя, а полимерная матрица как таковая, т. е. имеющая модуль упругости, равный соответствующему параметру для матричного полимера E_m, отсутствует. Как известно, модуль упругости межфазных областей E_{iph} может на порядок и более превышать модуль E_m, вследствие чего межфазные области являются таким же усиливающим (армирующим) элементом структуры нанокомпозитов, как и собственно нанонаполнитель [9].

Далее рассмотрим необходимую для реализации условия $E_n/E_m \approx 150$ величину b_α, характеризующую уровень межфазной адгезии в нанокомпозите. Из уравнения (1) следует, что при $c = 2{,}92$ (эсфолиированный 2D-нанонаполнитель) и $\varphi_n = \varphi_c = 0{,}34$ должно быть $b_\alpha = 7{,}8$. Согласно приведенной выше качественной градации параметра b_α это означает, что для достижения $E_n/E_m \approx 150$ в нанокомпозитах ПУ/Гр должен реализоваться эффект наноадгезии, т. е. условие $b_\alpha > 1{,}0$. Эффект наноадгезии является размерным эффектом и в работе [9] (см. рис. 5.6 указанной монографии), в которой показано, что условие $b_\alpha \geq 7{,}8$ реализуется при размерах частиц нанонаполнителя $t_{pl} \leq 4$ нм. Приведенные оценки показали, что это условие для рассматриваемых в данной работе нанокомпозитов ПУ/Гр выполняется: при $\varphi_n = \varphi_c$ величина $t_{pl} = 3{,}75$ нм. Эти оценки позволяют также сформулировать ряд условий, необходимых для получения нанокомпозитов "полимер — 2D-нанонаполнитель" с жесткостью $E_n \approx 200$ ГПа (при $E_m \approx 2$ ГПа), сравнимой с жесткостью стали [1].

Таким образом, результаты настоящей работы показали, что для получения полимерных наноматериалов, пригодных для изготовления литых изделий в машиностроении, необходимо выполнить следующие условия:

1) степень φ_n наполнения должна быть достаточно высокой и примерно равной порогу перколяции нанонаполнителя по схеме перекрытия его частиц, т. е. $\varphi_n \approx \varphi_c \approx 0{,}34$;

2) для 2D-нанонаполнителей желательна предельно диспергированная структура, его идеальной структурой является эсфолиированная;

3) для нанокомпозитов необходим высокий уровень межфазной адгезии b_α, т. е эффект наноадгезии.

В заключение дадим точное определение наноструктурированного композита — это композит, в котором нанонаполнитель сохраняет свои специфические характеристики не только перед введением в полимер, но и в полимерной матрице нанокомпозита после его получения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Расчеты** на прочность: [сайт]. URL: http://stress-calc.ru/

2. **Калинчев Э. Л., Саковцева М. Б.** Свойства и переработка термопластов. Л.: Химия, 1983. 288 с.

УДК 678.01

В. Ф. КАБЛОВ, Н. А. КЕЙБАЛ, доктора технических наук, В. Г. КОЧЕТКОВ, канд. техн. наук, А. О. МОТЧЕНКО
(Волжский политехнический институт — филиал Волгоградского ГТУ), e-mail: vg.kochetkov@mail.ru

Эластомерные огнетеплозащитные материалы, содержащие углеродные микроволокна[1]

Исследовано влияние порядка введения углеродных микроволокон и времени их диспергирования на показатели свойств эластомерных огнетеплозащитных материалов. Установлено, что образование равномерной структуры, повышающей физико-механические, теплофизические и огнетеплозащитные свойства материала, обеспечивает введение микроволокон после наполнителя и до вулканизующей группы.

Ключевые слова: эластомерный огнетеплозащитный материал, углеродное микроволокно, огнезащитные свойства, теплостойкость, физико-механические свойства.

The influence of the order of introduction of carbon microfibers and the time of their dispersion on the indicators of the properties of elastomeric fire-protective materials are studied. It is determined, that the formation of a uniform structure, that improves the physical and mechanical, thermal, and fire- and heat-protective properties of the material, ensures the introduction of microfibers after the filler and before the vulcanizing group.

Keywords: elastomeric fire-protective material, carbon microfiber, fire-retardant properties, heat resistance, physical and mechanical properties.

В машиностроении широко применяют огнетеплозащитные материалы, например, для защиты корпусов летательных аппаратов, в качестве футеровки печей. Для теплоизоляции оборудования, работающего в условиях высоких температур, все чаще применяют высокоэффективные волокнистые футеровки, использование которых позволяет экономить энергоносители (в печах периодического действия до 40 %, в печах непрерывного действия до 25 %), уменьшать габаритные размеры печей, толщину кладки и массу футеровки (в 10 раз), сокращать время выхода на требуемый режим до 1,5÷2 ч, увеличивать число теплосмен до 1000÷2000 и в несколько раз снижать трудоемкость монтажа футеровки [1].

Для защиты корпусов летательных аппаратов используют эластомерные огнетеплозащитные материалы (ОТЗМ).

В поверхностных слоях элементов конструкции, испытывающих интенсивное тепловое воздействие, происходят коксообразование и структурирование, приводящие к образованию защитного слоя с низкой теплопроводностью [2, 3]. В большинстве теплозащитных композиций неорганические наполнители выполняют функцию первичных элементов, в которых образуется первичный углерод, а в дальнейшем в результате термического разложения материалов отлагается кокс.

При эксплуатации ОТЗМ испытывает воздействия не только повышенных температур и давления, но и воздействие высокоскоростного газового потока, уносящего верхний слой огнетеплозащитного материала, что приводит к его истончению, а следовательно, снижает эффективность защиты.

[1] Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ 18-43-343003 р_мол_а «Научные основы поверхностной химической модификации микросфер элементоорганическими соединениями».

(Окончание статьи. Начало см. на стр. 77)

3. **Febrather T., Raymond J. A.** The stiffness of polymer composite materials // Polymer Engineering Composites. Ed. M. O. W. Richardson London: Applied Science Publishers, Ltd., 1979. P. 180—214.

4. **Kardos J. L., Raisoni J.** The potential mechanical response of macromolecular systems — a composite analogy // Polymer Engng. Sci. 1975. V. 13. N. 3. P. 183—190.

5. **Связь** между параметром кооперативности плавления, структурой и прочностью ультраориентированного полиэтилена / В. А. Берштейн, В. М. Егоров, В. А. Марихин, Л. П. Мясникова // Высокомолекулярные соединения А. 1990. Т. 32. № 12. С. 2380—2387.

6. **Kim H., Abdala A. A., Macosko C. W.** Graphene/polymer nanocomposites // Macromolecules. 2010. V. 43. N. 16. P. 6515—6530.

7. **Schaefer D. W., Justice R. S.** How nano are nanocomposites? // Macromolecules. 2007. V. 40. N. 24. P. 8501—8517.

8. **Development** of stiff, strong, yet tough composites by the addition of solvent exfoliated graphene to polyurethane / U. Khan, P. May, A. O'Neill, J. N. Coleman // Carbon. 2010. V. 48. N. 14. P. 4031—4035.

9. **Mikitaev A. K., Kozlov G. V., Zaikov G. E.** Polymer Nanocomposite: Variety of Structural Forms and Applications. New York: Nova Science Publishers, Inc., 2008. 319 p.

10. **Strong** and ductice poly(vinyl alcohol)/graphene oxide composite films with a layered structure / Y. Xu, W. Hong, H. Bai et al. // Carbon. 2009. V. 47. N. 15. P. 3538—3543.

11. **Козлов Г. В., Долбин И. В.** Перколяционные модели для описания степени усиления высоконаполненных нанокомпозитов полиуретан/графен // Прикладная физика. 2017. № 3. С. 96—100.

12. **Козлов Г. В., Долбин И. В.** Структурные аспекты усиления наноструктурированных композитов полимер/2D-нанонаполнитель // Materials Physics and Mechanics. 2017. Т. 32. № 1. С. 94—101.

Данный недостаток можно устранить использованием микроволокнистых наполнителей, образующих сетку, которая повышает эрозионную стойкость материала. К таким наполнителям относятся каолиновые, базальтовые, углеродные волокна [4].

Таблица 1

Состав резиновой смеси и варианты порядка ввода ингредиентов

Ингредиент	Концентрация, % мас.	Варианты порядка ввода ингредиентов			
		P0	P1	P2	P3
МУВ	10	—	1	3	5
Оксид цинка	5	1	1	1	1
Стеарин	1				
ТУ П234	40	2	2	2	2
Тиурам Д	1,5	3	3	4	3
Сера	1	4	4	5	4

Таблица 2

Показатели свойств резиновых смесей и вулканизаторов в зависимости от порядка введения ингредиентов

Показатель	Вариант ввода ингредиентов			
	P0	P1	P2	P3
Вулканизационные показатели смеси при температуре 165 °С				
M_{min}, Н · м	0,22	0,24	0,23	0,25
M_{max}, Н · м	2,21	2,39	2,43	2,35
ΔM, Н · м	1,99	2,15	2,20	2,15
τ_s, мин	2,77	2,86	3,01	2,95
$\Delta G'$	90,35	95,50	103,75	105,41
N', Муни	61	74	74	74
Механические свойства*				
f_p, МПа	16,6	7,6	15,9	8,2
$\varepsilon_{от}$, %	460	456	530	518
$\theta_{ос}$, %	12	20	20	31
ρ, кг/м^3	1042	1095	1092	1090
B, у. е.	55	60	62	61
Теплозащитные и теплофизические показатели				
$\tau_{T \to 100}$, с	66,0	70	85	75
КЧ, %	50,2	53,0	53,2	53,1
$v_{л.г}$, мм/мин	27,7	25,9	25,4	25,6
λ, Вт/(м · К)	0,21	0,20	0,19	0,20
C, Дж/(кг · К)	1888	1822	1825	1827
α, 10^{-7} м^2/с	1,05	0,99	0,98	1,01
Показатели стойкости на эрозионный унос				
σ, МПа	37,5	42,1	42,6	42,3
ω, с$^{-1}$	25			
τ, с	120			
Δm, %	47,3	36,8	36,2	36,1
$\tau_{воз}$, с	20	34	35	34
$\tau_{о.к}$, с	26	41	42	43

* Время вулканизации 40 мин, температура 165 °С.

Их введение в полимер сопровождается рядом процессов, возникающих на границе раздела полимер — наполнитель, которые влияют на механические, физико-химические и термоокислительные свойства композиционного материала [5].

Было сделано предположение, что свойства композиционного материала зависят также от времени диспергирования и порядка введения ингредиентов.

В работе [6] показано, что использование в композитном материале углеродных микроволокон (МУВ) повышает его теплозащитные показатели.

Исследование влияния порядка введения МУВ проводили на резиновых смесях на основе этиленпропилендиенового каучука.

Состав исследуемых резиновых смесей, т. е. концентрация ингредиентов, и варианты порядка их ввода в каучук СКЭПТ-40 приведены в табл. 1.

Композицию P0, не содержащую углеродные микроволокна, использовали к качестве контрольной. В резиновую смесь P1 вводили МУВ непосредственно после ввода каучука, т. е. до наполнителя. В смесь P2 волокна вводили после наполнителя, т. е. до вулканизующей группы ингредиентов. В смесь P3 волокна вводили в конце смешивания.

В табл. 2 представлены результаты физико-механических испытаний; использованы следующие обозначения: M_{min} и M_{max}, ΔM — минимальный и максимальный крутящие моменты, их разность; τ_s — индукционный период; AG' — эффект Пейна; N' — вязкость по Муни; f_p — условная прочность при растяжении; $\varepsilon_{от}$ — относительное удлинение при разрыве; $\theta_{ос}$ — относительное остаточное удлинение после разрыва; ρ — плотность; B — твердость по Шору, А; $\tau_{T \to 100}$ — время прогревания необогреваемой поверхности образца до температуры 100 °С; КЧ — коксовое число; $v_{л.г}$ — скорость линейного горения; λ, C, α — расчетные теплопроводность, теплоемкость и температуропроводность; σ — прочность прококсованного слоя на отрыв; ω — частота вращения; τ — время нагревания; $\tau_{воз}$ и $\tau_{о.к}$ — время начала возгорания и отслаивания кокса.

Анализ полученных результатов показал, что оптимальной смесью является P2, т. е. эффективнее вводить волокна после наполнителя и до вулканизующей группы.

Введение волокон в начале смешивания, по-видимому, ухудшает распределение остальных ингредиентов, что снижает физико-механические показатели композиционного материала.

При введении МУВ после вулканизующей группы сокращается время диспергирования, т. е. происходит преждевременная вулканизация смеси (скорчинг), что ухудшает диспергирование волокон и увеличивает их остаточное удлинение на 50 %.

Увеличение времени диспергирования МУВ снижает эластичную составляющую модуля сдвига

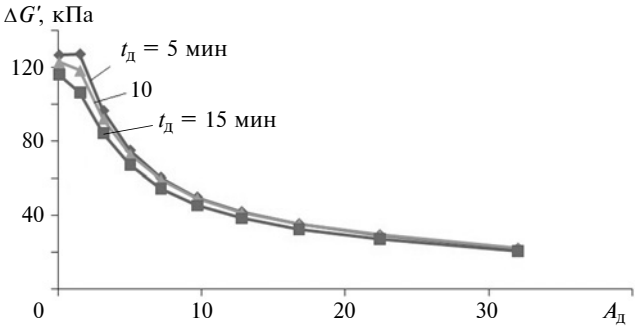


Рис. 1. Зависимость эластической составляющей $\Delta G'$ модуля сдвига от амплитуды $A_д$ деформации и времени $t_д$ диспергирования МУВ

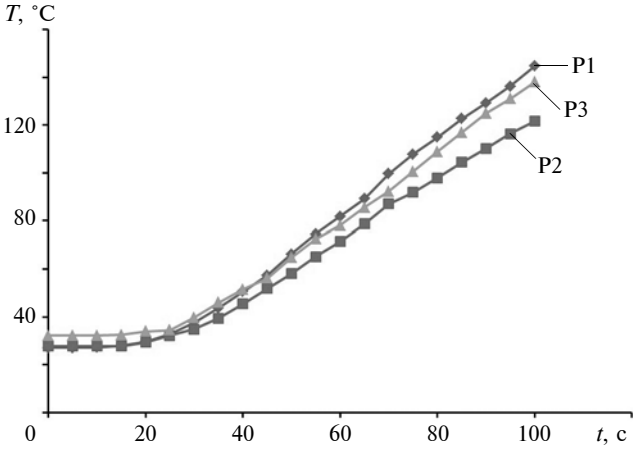


Рис. 2. Зависимость температуры *T* на необогреваемой поверхности образца от порядка ввода МУВ и времени *t* высокотемпературного воздействия

(эффект Пейна), что уменьшает взаимодействия наполнителей и увеличивает взаимодействия полимера и наполнителя. Постоянное значение эластической составляющей модуля сдвига при больших деформациях (рис. 1) указывает на стабильное влияние на модуль гидродинамического эффекта взаимодействия полимер—наполнитель и структуру внутри каучука [7].

Для оценки огнестойкости и теплостойкости образцов определяли зависимость температуры на необогреваемой поверхности образца от времени воздействия открытого пламени плазмотрона. На поверхности образца создавали температуру 2000 °С.

Установлено, что порядок ввода МУВ влияет и на скорость нагревания образца (рис. 2). Образцы с более равномерным распределением волокон нагреваются и теряют массу с меньшими скоростями.

Температуропроводность и теплоемкость определяли по ГОСТ 25493—82 методом лазерной вспышки. Испытания проводили на приборе Netzsch LFA 457. Меньшей теплопроводностью обладали образцы, в которых МУВ вводили после наполнителя, так как создавалась более равномерная структура.

Поскольку огнетеплозащитные материалы работают в условиях высокоскоростных газовых потоков, то для них важна прочность образовавшегося при высоких температурах коксового слоя. Для оценки эрозионной стойкости кокса использовали методику, разработанную на кафедре ВТПЭ Волжского политехнического института (филиал ВолгГТУ).

Испытания показали, что микроволкнистый наполнитель увеличивает прочность коксового слоя на отрыв при центробежном уносе и время стойкости до начала отслаивания кокса.

Таким образом, порядок введения и время диспергирования углеродных микроволокон существенно влияет на свойства получаемых материалов. Для резиновых смесей на основе каучука СКЭПТ-40 с серной вулканизующей группой наиболее оптимальным является введение волокон после наполнителя и до вулканизующей группы. Оптимальное время диспергирования составляет 10 мин. Увеличение продолжительности диспергирования микроволокон снижает взаимодействия между наполнителями, а следовательно, уменьшается число крупных агломератов, что приводит к снижению эффекта Пейна на 8÷10 %. Более равномерное распределение микроволокон по объему эластомерной матрицы положительно влияет на огнетеплозащитные свойства материала — на 20÷22 % повышается время прогревания необогреваемой поверхности.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Бабашов В. Г., Щетанов Б. В.** Гибкий низкоплотный высокотемпературный материал на основе муллитокорундового волокна // Современные проблемы науки и образования. 2015. № 1-1. URL: http://www.science-education.ru/m/article/view?id=17613.

2. **Брык М. Т.** Деструкция наполненных полимеров. М.: Химия, 1989. 192 с.

3. **Асеева Р. М., Заиков Г. Е.** Горение полимерных материалов. М.: Наука, 1981. 280 с.

4. **Исследование** влияния каолинового волокна на свойства эластомерных теплозащитных материалов / В. Ф. Каблов, О. М. Новопольцева, В. Г. Кочетков, Д. А. Крюкова // Журнал прикладной химии. 2017. Т. 90. № 5. С. 666—669.

5. **Разработка** и исследование огнетеплозащитных материалов для экстремальных условий эксплуатации / В. Ф. Каблов, Н. А. Кейбал, В. С. Лифанов, Г. Н. Гаращенко // 24-й симпозиум «Проблемы шин и резинокордных композитов». М.: ООО НТЦ «НИИШП». 2013. С. 42—46.

6. **Исследование** влияния углеродного микроволокна на свойства эластомерных огнетеплозащитных материалов / В. Ф. Каблов, Н. А. Кейбал, В. Г. Кочетков и др. // Журнал прикладной химии. 2018. Т. 91. № 7. С. 1024—1028.

7. **Кандырин К. Л., Седов А. С.** Применение прибора RPA для оценки свойств наполненных резин // Вопросы практической технологии изготовления шин. 2010. № 1 (50). С. 93—100.

УДК 531.8:519.713 + 621.865.8:531.3

В. И. ЧИЖИКОВ, Е. В. КУРНАСОВ, кандидаты технических наук (МИРЭА), e-mail: vichizhikov@gmail.com

Тактильная идентификация поверхности предмета с использованием метода нечеткого управления[1]

Разработана гибридная система управления антропоморфным устройством для захвата предмета с неизвестными заранее физико-механическими и геометрическими характеристиками. Поверхность идентифицируется на основании многосвязного обратного маятника, моделирующего кисть захватного устройства. Синтезирован алгоритм нечеткого управления двухуровневой гибридной системы автоматического управления устройством.

Ключевые слова: антропоморфное захватное устройство, манипуляционный робот, протез, кисть руки, схват, регулятор, система управления, нечеткая логика, идентификация, тактильная система.

A hybrid control system is developed for an anthropomorphic device for gripping an object with previously unknown physical, mechanical and geometrical characteristics. The surface is identified on the basis of a multiply connected inverse pendulum simulating a gripping device hand. The algorithm of fuzzy control of a two-level hybrid system of automatic control of the device is synthesized.

Keywords: anthropomorphic gripping device, manipulation robot, prosthesis, hand, gripper, regulator, control system, fuzzy logic, identification, tactile system.

Устойчивое повышение интереса к цифровым технологиям и внедрению безлюдных технологий с элементами искусственного интеллекта в разных областях человеческой деятельности [1—4] соответствует четвертой научно-технической революции "Индустрия 4.0" [5, 6]. Стали востребованными самые прорывные решения в области антропоморфной робототехники для медицины, космонавтики, промышленной и бытовой робототехники.

Захват предмета с нечеткой геометрией поверхности пальцами схвата антропоморфного захватного устройства является на сегодняшний день задачей, которую удалось решить только для ограниченного класса поверхностей [7—9]. Исследования в этом направлении концентрируются в основном на создании искусственного интеллекта, основанного на визуальной обратной связи, а не на тактильных ощущениях.

В проблеме распознавания поверхности с целью выявления на ней точек, в которых возможно создание требуемых для манипулирования усилий пальцами схвата, пересекаются две задачи: измерение и контроль. На этапе измерения выполняются функции поиска и измерения параметров объекта, распознаются признаки поверхности. На этапе контроля, связанном со стабилизацией усилия контакта пальцев схвата с поверхностью, решается задача минимизации максимального отклонения измеренного значения от допустимого значения, определяемого физическими свойствами поверхности. Неизвестными являются физико-механические и геометрические характеристики идентифицируемого предмета.

Задачу тактильного распознавания поверхности предмета можно решить построением системы автоматического управления (САУ) на основе нечеткой логики с использованием нечетких методов управления [10—13].

На этапе измерения САУ с нечеткой логикой предполагает использование *разрешающих правил* [14] тактильного распознавания целевых точек на поверхности и определение ряда соглашений по постановке решаемой задачи и применяемой терминологии. При движении между целевыми точками (узлами) на поверхности предмета требуется стабильная реакция на пальцах схвата, которую может обеспечить система управления с регулятором [15], решающим задачу минимизации максимального отклонения измеренного значения от допустимого значения, определяемого физическими свойствами поверхности. Следовательно, система управления должна быть гибридной и содержать две взаимосвязанные части: САУ на основе нечеткой логики и САУ, построенную для детерминированного объекта управления. Для решения вопроса о связи регуляторов, выполняющих функции измерения и контроля, подойдут простые рассуждения, основанные на сформулированных *разрешающих правилах*.

Установление тактильной связи схвата с предметом предполагает постоянный контакт каждого звена пальца с усилием R^0, не превышающим допустимое усилие $[R]$ для идентифицируемой поверхности. При этом необходимо, чтобы установление заданного усилия $R(t) \to R^0$ имело вполне определенную характеристику в предположении, что контур организуется на основе обратных связей по усилиям, измеряемым тензометрическими или пьезоэлектрическими датчиками. Использование САУ с нечеткой логикой для нахождения узловых точек предполагает выполнение алгоритма по управляющим действиям, поступающим с выхода САУ стабилизации усилия контакта [15], и определяет условие статической устойчивости предмета манипулирования в исполнительной системе. Цель считается

[1] Работа выполнена при поддержке РФФИ. Проект № 19-08-00775.

достигнутой при успешном захвате и манипулировании предметом.

Таким образом, имеем гибридную двухуровневую структуру системы автоматического управления.

Построение регулятора для САУ механизмом захвата

1. Базовый логико-лингвистический алгоритм для САУ с нечеткой логикой

Захват и удержание антропоморфным захватным устройством предмета с нечеткой геометрией — задача для проектирования многосвязной системы автоматического управления с нечеткой логикой, математическую модель которой можно построить на основе многозвенного перевернутого маятника, представляющего собой систему из статически неустойчивых связанных подсистем. Активные элементы схвата (пальцы) имеют разные геометрические характеристики, следовательно, систему можно назвать гетерогенной. Проблеме управления перевернутым маятником (inverted pendulum) посвящено большое число работ (можно выделить работы [16—18]), но в них не используется математическая модель многосвязного обратного маятника применительно к задаче захвата предмета.

Подвижной платформой многосвязной системы является кисть схвата, на которой размещены активные элементы — пальцы, в общем случае трехподвижные. *Маятником является идентифицируемый предмет* с осью вращения, образуемой реакциями пальцев схвата. *Удержание равновесия маятника* (наличие постоянной реакции на сенсорах пальцев) при разрыве связи предмета с основанием *является задачей управления.*

Один из пальцев ортогонально противопоставлен другим и имеет две степени подвижности в своей локальной плоскости перемещения. Этот палец обязательно участвует в захвате и удержании предмета. Топология размещения остальных пальцев схвата и последовательность их включения в процесс захвата предмета, т. е. характер образования многосвязной системы, делает поставленную задачу управления нетривиальной, для которой предлагается квазистационарный метод поиска равновесия маятника (предмета) относительно оси вращения с переменным расстоянием относительно центра масс. При решении сформулированной задачи методами нечеткой логики не требуется количественное знание поведения системы, достаточно качественного описания ее поведения на основе лингвистических выражений (правил). В идеализированной модели (пренебрежение силой трения, соотношением массы стержня и подвижного основания, ошибки измерения и т. д.) алгоритм управления имеет небольшое практическое значение. При переходе к более сложной структурной системе модель должна учитывать взаимодействие активных элементов с идентифицируемым предметом в узловых точках на его поверхности.

Цель синтеза нечеткого алгоритма управления схватом на основе модели многосвязного обратного маятника — определение параметров системы, удовлетворяющих условию статической устойчивости предмета манипулирования в статически неустойчивой исполнительной системе. Цель будет достигнута при успешном захвате и манипулировании предметом.

Кинематическая цепь пальца схвата проецируется на оси системы координат, связанные с кистью. Радиус-вектор проводится из начала координат к чувствительному элементу на каждом звене, которое контактирует с распознаваемой поверхностью.

Применительно к данной задаче требуется ввести в базу правил четыре лингвистические переменные:

угловую ошибку φ — перекос объекта манипулирования в пальцах схвата при создании безопорной фазы;

скорость ω вращения — угловую скорость скольжения объекта в пальцах схвата, обеспечивающую поворот на угол φ;

ошибку Δx по положению — расстояние, изменяющееся относительно центра масс;

силу F — включение пальцев на поверхности предмета.

Для переменных φ и F вводятся по семь значений (термов): *NL*, *NM* и *NS* — отрицательное соответственно большое, среднее и малое; *Z* — нулевое (нормальное); *PS*, *PM* и *PL* — положительное соответственно малое, среднее и большое. Для переменных ω и Δx вводятся по пять значений: *NM*, *NS*, *Z*, *PS* и *PM*. При этом база правил определяется с помощью 19 отдельных правил (табл. 1). Требуется пояснение по отрицательным и положительным значениям для силы *F*.

Узловая точка, в которой создается реакция на поверхности, ортогонально расположенной к четырем остальным пальцам, является точкой отсчета приложения (левее или правее) усилий остальных четырех пальцев.

Нечеткая база знаний о влиянии факторов φ, ω, Δx, F на значение статической устойчивости — это совокупность высказываний (правил) вида:

$$\text{ЕСЛИ } \left(\varphi = \alpha_{\varphi}^{j_1}\right) \text{ И } \left(\omega = \alpha_{\omega}^{j_1}\right);$$

$$\text{ИЛИ } \left(\varphi = \alpha_{\varphi}^{j_2}\right) \text{ И } \left(\omega = \alpha_{\omega}^{j_2}\right);$$

$$\ldots;$$

$$\text{ИЛИ } \left(\varphi = \alpha_{\varphi}^{j_k}\right) \text{ И } \left(\omega = \alpha_{\omega}^{j_k}\right),$$

ТО статическая устойчивость, обеспечиваемая силой *F*, исключает перекос φ предмета и скорость ω

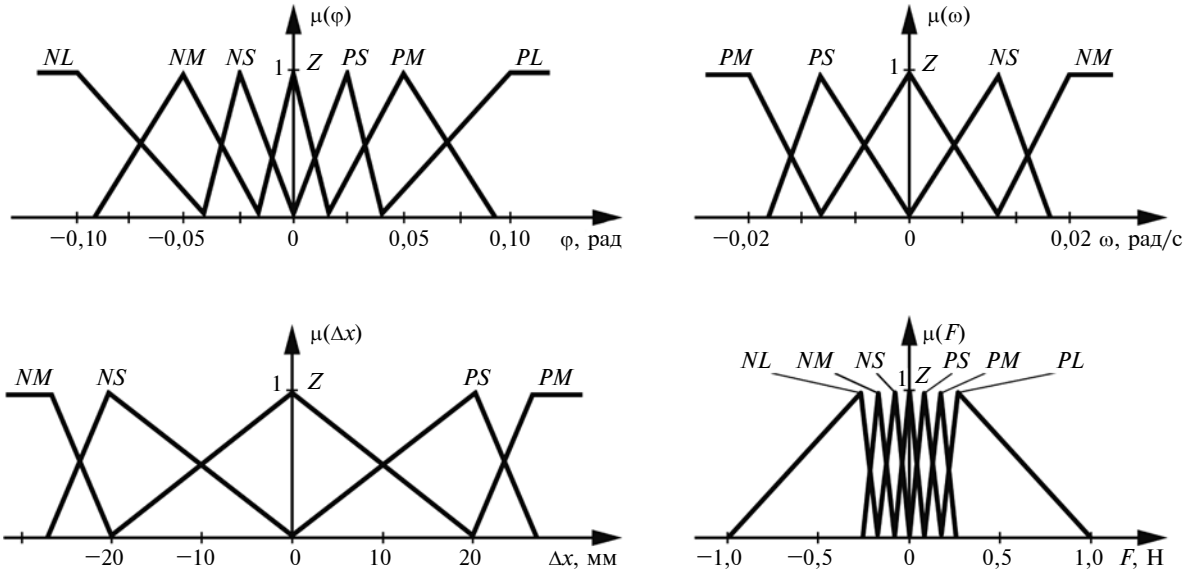


Рис. 1. Функции принадлежности лингвистических переменных

его вращения в пальцах. Здесь j (1 − 4) — число термов; $\alpha_{\varphi}^{j_i}$ — термы, которыми оценивается переменная в строчке с номером p (от 1 до k); k — число строчек, используемых для оценки статической устойчивости.

Для учета различной степени уверенности в правиле используются весовые коэффициенты. Тогда база правил принимает вид:

$$\bigcup_{1}^{k}\left(\bigcap_{i=1}^{4} x_i = \alpha_i^{j_i},\ \text{вес} — w_{j_i}\right) \to Y = d_i,$$

Таблица 1

База правил для желаемого изменения системы с введёнными лингвистическими переменными

Если	$\varphi = NM$ **и** $\omega = NM$ $\Delta x = NM$ $\varphi = NL$	то	$F = NL$
	$\varphi = NM$ **и** $\omega = NS$ $\varphi = NS$ **и** $\omega = NM$ $\varphi = Z$ **и** $\omega = NM$		$F = NM$
	$\Delta x = NS$ $\varphi = NS$ **и** $\omega = NS$		$F = NS$
	$\varphi = PM$ **и** $\omega = NM$ $\varphi = Z$ **и** $\omega = Z$ $\varphi = NM$ **и** $\omega = PM$		$F = Z$
	$\Delta x = PS$ $\varphi = PS$ **и** $\omega = PS$		$F = PS$
	$\varphi = PM$ **и** $\omega = PS$ $\varphi = PS$ **и** $\omega = PM$ $\varphi = Z$ **и** $\omega = PM$		$F = PM$
	$\varphi = PM$ **и** $\omega = PM$ $\Delta x = PM$ $\varphi = PL$		$F = PL$

где $w_{j_i} \in [0, 1]$ — весовой коэффициент правила с номером j_i; d_i — желаемое значение изменения системы в Базе правил.

Базу правил можно также представить с помощью матричного описания — в виде табл. 2. Значения переменной силы F в зависимости от уровня ошибки Δx по положению приведены в табл. 3.

Функции принадлежности для соответствующих лингвистических переменных φ, ω, Δx, F приведены на рис. 1. Большое внимание следует уделить изменению переменных φ и F в окрестности нуля, так как даже незначительные изменения наклона предмета значительно влияют на устойчивость его положения. Квазистационарный подход к решению задачи предполагает в лингвистической переменной F в термах L (большой) и S (малый) подключение к оппозитному (большому) пальцу остальных пальцев, не включенных в процесс идентификации. При негативном исходе захвата предмета (при отсутствии его надежной фиксации) фильтр поиска узловых точек [14] указывает координаты следующих точек, в которых повторяется работа нечеткого алгоритма. Рассматривали следующий диапазон изменения переменных: угол наклона предмета относительно основания при создании безопорной фазы $\varphi = -0{,}1 \div 0{,}1$ рад; угловая скорость $\omega = -0{,}02 \div 0{,}02$ рад/с. Правило знаков применяется по условию: по часовой стрелке "−", против часовой стрелки "+".

Для дефаззификации использовали метод центра тяжести.

Для произвольной фигуры метод центра тяжести рассчитывается по формуле

$$\alpha = \int_{\min}^{\max} x\mu(x)\mathrm{d}x \Big/ \int_{\min}^{\max} \mu(x)\mathrm{d}x,$$

Таблица 2

Матричное представление базы правил изменения системы

Угловая ошибка φ	Скорость вращения ω				
	NM	*NS*	*Z*	*PS*	*PM*
NL	*NL*	*NL*	*NL*	*NL*	*NL*
NM	*NL*	*NM*	—	—	*Z*
NS	*NM*	*NS*	—	—	—
Z	*NM*	—	*Z*	—	*PM*
PS	—	—	—	*PS*	*PM*
PM	—	—	—	*PM*	*PL*
PL	*PL*	*PL*	*PL*	*PL*	*PL*

Таблица 3

Фрагмент матрицы базы правил для $F(\Delta x)$

Δx	*NM*	*NS*	*Z*	*PS*	*PM*
F	*NL*	*NS*	—	*PS*	*PL*

где переменная α — результат дефаззификации; x — переменная, соответствующая выходной лингвистической переменной, принимающая значения от $x_{\min}$ до $x_{\max}$ (min и max — левая и правая точки интервала носителя нечеткого множества); $\mu(x)$ — функция принадлежности нечеткого множества.

Для одноточечной фигуры метод центра тяжести рассчитывается по формуле

$$\alpha = \sum_{i=1}^{n} x_i\mu(x_i) / \sum_{i=1}^{n} \mu(x_i),$$

где n — число одноточечных нечетких множеств, каждое из которых — единственное значение рассматриваемой выходной лингвистической переменной.

Исследования показали, что основное влияние на поведение системы оказывает выбор правил управления. В то же время небольшие вариации нечетких множеств мало влияют на показатели качества системы.

Все системы с нечеткой логикой функционируют по одному принципу: показания измерительных приборов фаззифицируются (превращаются в нечеткий формат), обрабатываются, дефаззифицируются и в виде обычных сигналов подаются на исполнительные устройства.

Примером микроконтроллеров нечеткой логики может быть модель MCS-96 фирмы Intel и 68HC12 фирмы Motorola.

2. САУ стабилизации усилия захвата

Упомянутое ранее требование по тактильной связи пальцев схвата с идентифицируемой поверхностью предполагает развитие усилия R^0 на каждом пальце в зоне контакта. В работе [15] рассматривается перемещение звеньев механизма схвата на участке развития усилия от наименьшего значения при тактильном обнаружении предмета до наибольшего допустимого, которое определяется возможностью захвата предмета без остаточной деформации на предмете. Стабильность реакции при контакте схвата с предметом обеспечивается подбором числовых значений свободных параметров закона управления, позволяющих минимизировать амплитуду сигнала ошибки на установившемся режиме. Закон управления, который реализует регулятор, содержит ошибку воспроизведения управляющего сигнала, первую и вторую производные выходного сигнала. Объект регулирования представляет собой механизм, в котором управляющее воздействие в виде массового расхода газа подается на управляемые упругие кинематические соединения на оболочках разомкнутого типа. На систему может действовать внешнее возмущение. Предполагается, что такое возмущение можно оценить изменением плотности газа.

Функциональная схема системы автоматического регулирования усилия захвата содержит входной сигнал $x(t) = R^0$, представляющий программную реакцию на поверхности предмета, который воспроизводится выходным сигналом $y(t) = R(t)$. На исполнительный механизм кроме возмущения $f(t)$ действует сигнал $U(t)$ управления, реализуемый регулятором. Система управления имеет отрицательную обратную связь.

Уравнение управляемого объекта, который может испытывать ускорения и пульсовые нагрузки, имеет вид:

$$a_3y''' + a_2y'' + y' = k_UU + k_ff,$$

где $k_U \geq 0$ и $k_f \geq 0$ — коэффициенты усиления объекта по отношению к сигналам соответственно управления и возмущения.

Объект управления содержит производные второго и третьего порядков, что предъявляет соответствующие требования к регулятору, который должен их парировать. Вследствие этого закон управления, реализуемый регулятором, должен иметь вид:

$$U(t) = k_\varepsilon(\varepsilon(t) - b_1y'(t) - b_2y''(t)), \qquad (1)$$

где $\varepsilon(t) = x(t) - y(t)$ — ошибка воспроизведения входного сигнала в текущий момент времени.

Запишем уравнение (1) в виде:

$$U(t) = k_\varepsilon(x(t) - y_1(t));$$

$$M(y(t)) = y_1(t) = y(t) + b_1y'(t) + b_2y''(t),$$

где k_ε, b_1, b_2 — свободные параметры, выбираемые разработчиком.

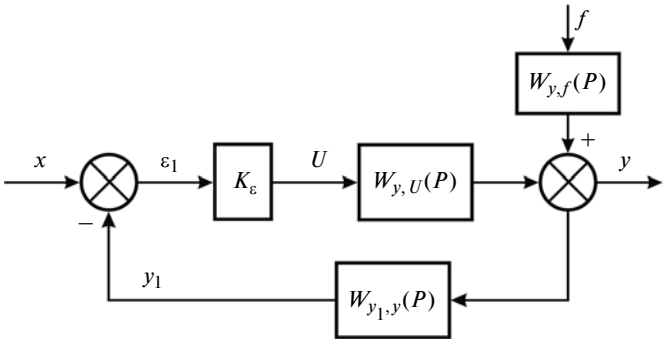


Рис. 2. Структурная схема САУ усилием захвата

При правильном выборе свободных параметров закон управления повышает точность воспроизведения входного воздействия (наша основная задача).

На рис. 2 представлена структурная схема САУ стабилизацией усилия захвата. Используя операторную форму записи, получим передаточные функции управляемого объекта и регулятора. Управляющие функции по управляющему и возмущающему воздействиям и обратной связи имеют вид:

$$W_{y,U}(p) = \frac{Y(p)}{U(p)} = \frac{k_U}{p(a_3p^2 + a_2p + 1)};$$

$$W_{y,f}(p) = \frac{Y(p)}{F(p)} = \frac{k_f}{p(a_3p^2 + a_2p + 1)};$$

$$W_{y_1,y}(p) = \frac{Y_1(p)}{Y(p)} = M(p) = 1 + b_1p + b_2p^2.$$

Передаточная функция замкнутой системы определяется формулой

$$\Phi_{y,x}(p) = \frac{Y(p)}{X(p)} = \frac{1}{\frac{a_3}{k_\varepsilon k_U}p^3 + \left(\frac{a_2}{k_\varepsilon k_U} + b_2\right)p^2 + \left(\frac{1}{k_\varepsilon k_U} + b_1\right)p + 1}.$$

Передаточная функция замкнутой системы по возмущению определяется формулой

$$\Phi_{y,f}(p) = \frac{k_f/(k_\varepsilon k_U)}{\frac{a_3p^3}{k_\varepsilon k_U} + \left(\frac{a_2}{k_\varepsilon k_U} + b_2\right)p^2 + \left(\frac{1}{k_\varepsilon k_U} + b_1\right)p + 1}.$$

Передаточная функция замкнутой системы по ошибке определяется формулой

$$\Phi_{\varepsilon,x}(p) = \frac{E(p)}{X(p)} = \frac{X(p) - Y(p)}{X(p)} = 1 - \Phi_{y,x}(p).$$

После соответствующих подстановок и несложных преобразований получим:

$$\Phi_{\varepsilon,x}(p) = \frac{E(p)}{X(p)} = 1 - \frac{1}{\frac{a_3p^3}{k_\varepsilon k_U} + \left(\frac{a_2}{k_\varepsilon k_U} + b_2\right)p^2 + \left(\frac{1}{k_\varepsilon k_U} + b_1\right)p + 1}.$$

Для определения свободных коэффициентов k_ε, b_1, b_2 использовали метод приближенных передаточных функций. Монотонный переходный процесс может обеспечить передаточная функция $Q(p)$ третьего порядка для замкнутой системы, причем переходный процесс в ней зависит от степени устойчивости η, с увеличением которой время процесса уменьшается. Ограничение на сигнал управления $|U(t)| \le U_0$ не позволяет присваивать бесконечно большое значение η.

Имеем следующее выражение передаточной функции $Q(p) = \left(\frac{1}{\eta}p + 1\right)^3$.

Передаточную функцию $\Phi_{y,x}(p)$ преобразуем к виду:

$$\Phi_{y,x}(p) = \frac{1}{Q(p)} \text{ при } Q(0) = 1.$$

В работе [15] подробно изложено определение параметров k_ε, b_1, b_2 при известных величинах k_U, a_3, a_2, которые имеют вид:

$$k_\varepsilon = \frac{a_3\eta^3}{k_U}; \quad b_2 = \frac{3}{\eta^2} - \frac{a_2}{a_3\eta^3}; \quad b_1 = \frac{3}{\eta} - \frac{1}{a_3\eta^3}$$

при $\eta > 0$.

Найденные параметры являются функциями еще неизвестной величины η. Такой подход обусловлен требованиями к переходному процессу передаточной функции замкнутой системы $Q(p)$ и степени устойчивости η. Для достаточно широкого класса внешних воздействий с увеличением η уменьшаются ошибка воспроизведения входного сигнала и максимальное отклонение в режиме стабилизации. Введение новой переменной $\theta = (\omega/\eta)^2$ позволило с учетом степени устойчивости получить амплитудно-частотные характеристики $A_{\varepsilon,x}(\omega, \eta)$ и $A_{U,x}(\omega, \eta)$ в установившемся режиме. Достаточно малое значение функции $A_{\varepsilon,x}(\omega, \eta)$ обеспечивает достаточно точное воспроизведение сигнала $x(t) = x_0\cos(\omega t)$ в установившемся режиме, а достаточно малое значение функции $A_{U,x}(\omega, \eta)$ — выполнение условия $|U(t)| \le U^*$, где U^* — максимальное значение управления [15]. В установив-

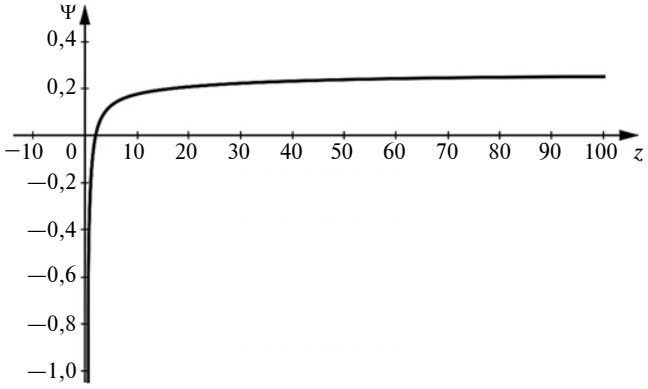


Рис. 3. Функция сигнала управления Ψ(*z*) при определении допустимой степени η устойчивости

шемся режиме при $x(t) = x_0\cos(\omega t)$ имеем $\varepsilon_{уст}(t) = A_{\varepsilon,x}(\omega, \eta)x_0\cos(\omega t + \varphi_{\varepsilon,x}(\omega))$. Чтобы получить минимальное значение максимальной ошибки на установившемся режиме, необходимо выбрать как можно меньшее значение $\theta = (\omega/\eta)^2$, т. е. большее значение η. Неравенство $A_{U,x}(\omega, \eta)_0 \le U_0/x_0$, вытекающее из ограничения на сигнал управления, эквивалентно неравенству

$$\frac{1}{\eta^2} \ge \Psi(z) = \frac{1}{z}\left(\sqrt[3]{\frac{zx_0^2}{(u_0k_U)^2}((1-a_3z)^2 + a_2^2z) - 1}\right),$$

где $z = \omega^2$.

На рис. 3 показано изменение функции Ψ(*z*) при параметрах: $k_U = 0{,}25$; $U_0 = 30$; $a_3 = 0{,}4$; $a_2 = 0{,}6$; $\omega_0 = 8{,}5$; $x_0 = 0{,}7$; $f_0 = 0{,}65$; $c_0 = 3$; $c_1 = 0{,}4$. При $\Psi(\omega_0) = 0{,}25$ (соответствует точке максимума) получим $\eta \le \frac{1}{\sqrt{\Psi(z)}} = \frac{1}{\sqrt{0{,}25}} = 2$, по которому определим числовые значения свободных параметров:

$$k_\varepsilon = \frac{0{,}4\eta^3}{0{,}25} = 12{,}8; \quad b_1 = \frac{3}{\eta} - \frac{1}{0{,}4\eta^3} = 1{,}19;$$

$$b_2 = \frac{3}{\eta^2} - \frac{0{,}6}{0{,}4\eta^3} = 0{,}56.$$

Тогда уравнение управляемого объекта запишем в виде

$$0{,}125y''' + 0{,}75y'' + 1{,}5y' + 1 = x(t) + 0{,}18f(t).$$

Стабилизируемая рассмотренным регулятором реакция пальцев схвата на поверхности предмета должна присутствовать в операциях регулятора с нечеткой логикой. Качество стабилизации должно распространяться на все активные элементы (пальцы) схвата. Система управления, в которую встроен нечеткий регулятор с предложенной базой правил, должна при негативном результате переходить к другим целевым точкам на поверхности. Причем новый сформированный поисковыми движениями узел должен принадлежать оппозитно расположенному пальцу и процедура по выполнению поиска повторяется. Информация о результате захвата должна использоваться для оптимального по затратам времени поиска узловых точек, в которых возможен успешный захват. Очевидно, что объем полученной информации может быть очень большим, что предъявляет определенные требования к процессорам.

Выводы

На основании анализа процесса захвата предмета при исключении визуального осмотра формы предмета предложена двухуровневая гибридная САУ на основе нечеткой логики.

Предложен метод решения задачи тактильной идентификации предмета с целью его захвата на основе многосвязного обратного маятника. В методе использовали логико-лингвистический алгоритм для системы автоматического управления на основе нечеткой логики.

Разработана база правил выбора лингвистических переменных и предложены методы фаззификации и дефаззификации.

Поставлена и решена задача синтеза регулятора усилия захвата. Получены параметры закона управления, которые позволяют минимизировать амплитуду сигнала ошибки при ограничении на сигнал управления при развитии упомянутого действия.

Получено выражение выходного сигнала в установившемся режиме (реакция на поверхности предмета) для найденных свободных параметров регулятора при наличии возмущения с проверкой на ограничение амплитуды сигнала управления.

Определено значение установившейся ошибки при отсутствии возмущающего воздействия и полиноминальном входном сигнале.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. **Кушнир А. П.** Виртуальный контроль сборки изделия на стадии проектирования // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2009. № 5. С. 54—56.

2. **Kurnasov E. V., Malyshkin A. B.** Control of the selective hydrogenation of acetylene compounds // Russian Engineering Research. 2017. V. 37. N. 5. P. 393—396. DOI: 10.3103/s1068798x1705015x.

3. **Воробьев Е. И., Чижиков В. И., Моргуненко К. О.** Протез кисти с пневмоприводом и адаптацией к форме захватываемого объекта // Вестник Московского государственного университета приборостроения и информатики. Серия: Приборостроение и информационные технологии. 2014. № 50. С. 16—32.

4. **Unified** architecture of execution level hardware and software for discrete machinery manufacturing control sys-

tems / A. Romanov, M. Romanov, A. Kharchenko, V. Kholopov // Proceedings — 14th IEEE Student Conference on Research and Development: Advancing Technology for Humanity, SCOReD 2016. P. 7810088. DOI: 10.1109/SCORED.2016.7810088

5. **Kholopov V. A., Kashirskaya E. N., Kushnir A. P., Kurnasov E. V., Ragutkin A. V., Pirogov V. V.** Development of digital machine-building production in the Industry 4.0 concept // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2018. V. 47. N. 4. P. 380—385. DOI: 10.3103/S1052618818040064.

6. **A novel** architecture for the executive-level control systems for a discrete machinery production / М. П. Романов, А. М. Романов, Е. Н. Каширская и др. // Мехатроника, автоматизация, управление. 2017. Т. 18. № 1. С. 64—72.

7. **Воробьев Е. И., Чижиков В. И., Михеев А. В.** Разработка моделей и алгоритмов управления подвижными элементами пневматического протеза кисти руки // Мехатроника, автоматизация, управление. 2014. № 10. С. 21—28.

8. **Vorob'ev E. I., Dorofeev V. O**. Orientation mechanism with linear drives for robot manipulators and limb prostheses // Russian Engineering Research. 2017. V. 37. N. 6. P. 475—478. DOI: 10.3103/S1068798X17060235.

9. **Чижиков В. И.** Проектирование кисти протеза с очувствлением и динамически устойчивым механизмом захвата // Вестник МГУ приборостроения и информатики. Серия: Машиностроение. 2014. № 55. С. 39—55.

10. **Соболев В. Б., Лохин В. М., Манько С. В.** Роботы и робототехнические системы специального назначения (функциональные задачи, особенности проектирования, примеры разработок) // Вестник МГТУ МИРЭА. 2015. Т. 1. № 3 (8). С. 249—268.

11. **Лохин В. М., Романов М. П., Казачек Н. А.** Исследование периодических колебаний в робототехнических системах управления с нечеткими регуляторами // Российский технологический журнал. 2015. Т. 1. № 3 (8). С. 138—155.

12. **Robust** grasping for an under-actuated anthropomorphic hand under object position uncertainty / Y. Su, Y. Wu, K. Lee, et. al. // 12th IEEE-RAS International Conference on Humanoid Robots (Humanoids 2012). Osaka. 2012. P. 719—725.

13. **Biomechatronic** Design and Control of an Anthropomorphic Artificial Hand for Prosthetic and Robotic Applications / L. Zollo, S. Roccella, E. Guglielmelli, et. al. // In IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. 2007. V. 12. N. 4. P. 418—429.

14. **Chizhikov V. I., Kurnasov E. V., Vorob'ev E. I.** Capture of an object on the basis of tactile surface recognition // Russian Engineering Research. 2018. V. 38. N. 4. P. 251—255. DOI: 10.3103/S1068798X18040044.

15. **Чижиков В. И., Курнасов Е. В.** Синтез системы автоматического управления стабилизацией усилия захвата предмета с нечеткой геометрической характеристикой // Автоматизация. Современные технологии. 2016. № 2. С. 3—10.

16. **Андриевский Б. Р.** Стабилизация перевернутого маятника с инерционным маховиком в качестве движителя // Управление в физико-технических системах / Под ред. А. Л. Фрадкова. СПб.: Наука, 2004. С. 52—71.

17. **Astrom K. J., Block D. J., Spong M. W.** The reaction wheel pendulum. San Rafael: Morgan and Claypool, 2007. 105 p.

18. **Santibanez V., Kelly R., Sandoval J.** Control of the inertia wheel pendulum by bounded torques // Proc. 44th Conf. Decision and Control and the European Control Conf. Seville, Spain, 2005. P. 8266—8270.

Вниманию авторов

Не допускается предлагать к публикации уже опубликованные или намеченные к публикации в других журналах материалы.

Статьи в редакцию можно присылать на e-mail: vestmash@mashin.ru. В случае пересылки статьи почтой, кроме текста, напечатанного на белой бумаге формата А4 на одной стороне листа через 1,5—2 интервала 14-м кеглем, необходимо прикладывать электронную версию (шрифт Times New Roman в Microsoft Word, 14-й кегль, расстояние между строк 1,5).

К статье прилагаются:

1) акт экспертной комиссии, подтверждающий, что статья не содержит материалов, входящих в перечень сведений, отнесенных к государственной тайне Указом Президента РФ № 1203 от 30.11.1995, и может быть опубликована в открытой печати;

2) аннотация (1—3 предложения) и ключевые слова;

3) сведения об авторах (фамилия, имя, отчество, место работы, должность, ученая степень, адрес, e-mail, телефон).

Объем статьи не должен превышать 20 страниц (с рисунками и таблицами). Все страницы должны быть пронумерованы. Рисунки и таблицы давать после текста.

Представляя статью в редакцию для публикации, авторы выражают согласие с тем, что:

1) статья может быть переведена и опубликована на английском языке;

2) после публикации в журнале материал может быть размещен в Интернете;

3) авторский гонорар за публикацию статьи не выплачивается.

Редакция оставляет за собой право сообщать автору о результатах рецензирования без предоставления рецензии.

Представленные в редакцию материалы обратно не высылаются.

Минимальный срок публикации — 4 месяца со дня предоставления рукописи в редакцию при соблюдении всех изложенных выше требований (обусловлен технологическим процессом).