

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ В РОССИИ		ENGINE BUILDING IN RUSSIA	
<i>Рыжов В.А.</i> Состояние российского дизелестроения для стратегических отраслей		3	<i>Ryzhov V.A.</i> Engine building in Russia targeted at strategic industrial sectors
РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ		ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES	
<i>Кавтарадзе Р.З.</i> Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (Продолжение)		8	<i>Kavtaradze R.Z.</i> Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3D-models (Continuation)
<i>Путинцев С.В., Пилацкая С.С., Ратников А.С.</i> Методика и результаты трибометрии вариантов цилиндропоршневых групп быстроходного дизеля		16	<i>Putintsev S.V., Pilatskaya S.S. and Ratnikov A.S.</i> Tribometry of high-speed engine crank assembly: methodology and test results
<i>Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И.</i> Оптимизация фаз газораспределения тепловозного дизеля 8ЧН21/21		21	<i>Kochev N.S., Plotnikov L.V. and Grigoryev N.I.</i> Optimizing valve timing in diesel engine type 8CHN21/21
<i>Маслов А.П., Левцов М.В.</i> Кинематический и динамический анализ КПМ W-образного двигателя с прицепными шатунами		27	<i>Maslov A.P. and Levtsov M.V.</i> Kinematic and dynamic analysis of W-engine featuring slave connecting rods
КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ		CONSTRUCTION MATERIALS	
<i>Иванов Д.А., Колосков А.А., Зюкин В.С.</i> Повышение стойкости инструмента, используемого в двигателестроении		31	<i>Ivanov D.A., Koloskov A.A. and Zyukin V.S.</i> Enhancing wear strength of tools used in engine building technologies
ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ		POWER PLANTS	
<i>Полозов П.Ю., Поршнева Е.Г.</i> Способ повышения качества электроэнергии потребителей специальных объектов		36	<i>Polozov P.Yu. and Porschneva E.G.</i> Improvement of electric power supply quality for military users
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ		ENGINE BUILDING NEWS	
Методы проектирования и оценки усталостной прочности коленчатых валов (материалы конгресса CIMAC-2016)		40	Methods of designing crankshafts and evaluation of their fatigue strength (based on CIMAC-2016 papers)
ИНФОРМАЦИЯ		INFORMATION	
Рефераты статей		54	Synopsis

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

А.Н. Кострыгин	гл. конструктор	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
В.А. Шелеметьев	зам. техн. директора	ОАО «Коломенский завод», г. Коломна
С.В. Хильченко	техн. директор	ООО «Морские пропульсивные системы», Санкт-Петербург
А.К. Лимонов	гл. конструктор	АО РУМО, Нижний Новгород
Е.И. Бирюков	гл. конструктор	АО «Барнаультрансмаш», г. Барнаул
А.В. Попов	зам. ген. директора	АО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково
А.С. Куликов	гл. констр. по двиг.	ПАО КамАЗ, г. Набережные Челны
В.И. Федышин	директор	ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург
А.П. Маслов	вед. инж.-конструктор	ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск
А.С. Калюнов	начальник ИКЦ	ООО НЗТА, г. Ногинск

НИИ

В.А. Сорокин	зав. отделом	ЦНИИМФ, Санкт-Петербург
В.И. Ерофеев	нач. отдела	I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург
В.В. Альт	рук. науч. направления	ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск
Ю.А. Микутенок	президент	НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург

ВУЗЫ

В.А. Марков	зав. кафедрой Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
Н.Д. Чайнов	проф. кафедры Э-2	МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва
В.А. Рыжов	проф. кафедры ТМС и САПР	КИ фил. МПУ, г. Коломна
Ю.В. Галышев	проф. ВШ энерг. маш.	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
М.И. Куколев	проф. ВШ гидротех. стр-ва	СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург
О.К. Безюков	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
А.А. Иванченко	зав. кафедрой ДВС и АСЭУ	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
Л.В. Тузов	проф. кафедры ТК СДВС	ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург
С.П. Столяров	зав. кафедрой СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
В.К. Румб	проф. кафедры СДВС и ДУ	ГМТУ, Санкт-Петербург
А.В. Смирнов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
В.О. Сайданов	проф. кафедры Д и ТУ	ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург
А.А. Обозов	проф. кафедры ТД	БГТУ, г. Брянск
А.В. Разуваев	проф. кафедры ЯЭ	БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ, г. Балаково

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.

Журнал издается при поддержке Военного института (инженерно-технического) Военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии А.В. Хрулева, Санкт-Петербург.

Журнал «Двигателестроение» включен в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2019 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник
Ст. редактор О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 03.09.2019
Подписано в печать 22.09.2019
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 208. Тираж 700 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: +7 (921) 956-31-94
+7 (812) 719-73-30

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

**ДВИГАТЕЛЕ
СТРОЕНИЕ**

Типография «Светлица»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2019. № 3 (277)

СОСТОЯНИЕ РОССИЙСКОГО ДИЗЕЛЕСТРОЕНИЯ ДЛЯ СТРАТЕГИЧЕСКИХ ОТРАСЛЕЙ

В.А. Рыжов, д.т.н., заслуженный конструктор РФ,
Лауреат Премии Правительства Российской Федерации в области науки и техники,
зав. кафедрой ДВС Коломенского института
(филиала) Московского политехнического университета

Рассмотрено состояние и проблемы развития производства среднеоборотных форсированных двигателей для железнодорожного и морского транспорта, военно-морского флота и атомных станций на ОАО «Коломенский завод». Показано, что для устойчивого развития отрасли двигателестроения в России необходима разработка и реализация ряда государственных программ развития станкостроительной и инструментальной промышленности, литейного и заготовительного производств. В качестве неотложных мер предлагается введение государственного контроля за деятельностью частных предприятий, выпускающих продукцию по госзаказам для стратегических отраслей, изменение системы подготовки инженерных кадров по профилю «энергомашиностроение».

Известно, что подавляющее количество энергии, потребляемой в различных отраслях хозяйственной деятельности во всем мире, обеспечивают тепловые двигатели, причем большую ее часть — поршневые двигатели. Замечательное изобретение Рудольфа Дизеля с последующим развитием мировых конструкторских и научных школ позволили создать самую экономичную тепловую машину — дизельный двигатель, который остается вне конкуренции, несмотря на многочисленные и, казалось бы, успешные, попытки создания альтернативного двигателя для таких стратегических отраслей как железнодорожный транспорт (ЖТ), военно-морской флот (ВМФ), малая энергетика (МЭ), автономная энергетика для спецобъектов и АЭС. Сюда же следует отнести транспортные и силовые установки для вооруженных сил. Приведем результаты краткого анализа состояния отрасли, основанного на личном многолетнем опыте создания, исследования и производства среднеоборотных форсированных двигателей двойного назначения на ОАО «Коломенский завод», за последние десятилетия.

Поводом для такого анализа стал доклад экономиста одного из университетов на научно-практической конференции, в котором автор выразил сомнение в необходимости государ-

ственной поддержки отечественного дизелестроения. Сразу вспомнилась поговорка советских конструкторов: «Хочешь разорить завод, назначь генеральным директором экономиста».

Характерные для современного состояния отрасли дизелестроения действия менеджеров-экономистов, направленные на извлечение максимально возможной прибыли без серьезных финансовых затрат на совершенствование экспериментальной и производственной базы приводят к плачевным результатам. Вместо повышения эффективности производства и качества продукции за счет внедрения новых технологий и применения высокопроизводительного оборудования проводится убогая по своей сути реорганизация предприятий, направленная на сокращение издержек и затрат. В результате проводятся постоянные сокращения штатов, объединение цехов, ликвидация участков специализированного производства комплектующих, снижение зарплаты и премиального фонда за счет надуманных наказаний, полное исключение каких бы то ни было форм социальной поддержки работников предприятия. Исключены стимулирующие формы поддержки научных работ и изобретательской деятельности, значительно понижен статус конструкторов, в том числе и главных конструкторов, ликвидирован научно-технический совет и т. д.

Крупнейший градообразующий Коломенский завод до 1990 г. насчитывал около 22 000 сотрудников с тремя крупными конструкторскими бюро: по локомотивостроению (около 200 чел.); дизелестроению (около 350 чел.) и нестандартному оборудованию (около 150 чел.). Главный конструктор имел статус, равный статусу главного инженера, а в вопросах стратегического развития дизелестроения — приоритетный статус на заводе. Завод производил 1000–1100 среднеоборотных дизелей для РЖД и ВМФ и 85–90 пассажирских локомотивов. Заводом руководил один директор с заместителями по производству, финансам, снабжению и общим вопросам. Все технические вопросы находились в ведении главного инженера. В добротном административном корпусе, построенном еще в царское время, размещались: дирекция, конструкторский отдел по локомотиво-

строению, партком, военное представительство, техническая библиотека, службы снабжения, финансовые службы, офис цеха эксплуатации тепловозных дизелей, заводской музей и даже парикмахерская. Завод обеспечивал жильем сотрудников (причем молодых специалистов — по отдельной очереди с обязательным предоставлением на первое время общежития для ИТР). Социальная сфера включала собственный пионерский лагерь, Дворец культуры, стадион со спортивным залом, базы отдыха на р. Оке и Азовском море. Вся продукция выпускалась без использования импортных комплектующих, при этом технический уровень дизельных двигателей и локомотивов не уступал западным аналогам.

За годы перестройки количество сотрудников значительно уменьшилось. С момента перехода завода под контроль Трансмашхолдинга (ТМХ) сокращение кадров было продолжено уже под лозунгом реформ. Сегодня численность персонала составляет около 5700 чел., завод выпускает примерно 350 среднеоборотных дизелей и 35 пассажирских локомотивов, при этом администрации завода не хватает места в том же старом здании, хотя исчезли партком и парикмахерская, а техническая библиотека, военпреды и офис цеха эксплуатации тепловозных дизелей переведены в другие места. Сегодня работой завода управляют генеральный директор, технический директор, главный инженер, директор по экономике и финансам, коммерческий директор, директор по развитию, директор по производству, директор по персоналу, директор по безопасности и два советника генерального директора (кстати, не имеющие базового образования в областях локомотивостроения и дизелестроения). Нет общежитий, обеспечения жильем и социальной поддержки молодым специалистам.

Конструкторские бюро впадают в жалкое существование. В локомотивном КБ около 50 специалистов, в КБ по дизелестроению при заводе 12 человек (остальные около 160 переведены в ООО по развитию дизелестроения с непонятной структурой и источниками финансирования, в КБ по нестандартному оборудованию 35 сотрудников. Если раньше в КБ по дизелестроению работали три доктора наук и двадцать два кандидата наук, то сегодня всего четыре кандидата наук, из которых два возрастом около 70 лет. Отсутствует стимулирование создания научного раздела, мало публикаций в научно-технических журналах, сведены к минимуму участие в конференциях и учеба в аспирантуре.

Характерный стиль управления и реформирования многих частных машиностроительных заводов командами так называемых «универсальных» управленцев, для которых не имеют

никакого значения особенности технических и технологических процессов при выпуске продукции, состоит в копировании структуры ведущих зарубежных компаний аналогичного профиля. Как правило, такая форма управления не только не дает ожидаемых положительных результатов, а приводит к разрушению существующего производства, поскольку российские и зарубежные компании используют в своей деятельности принципиально различные кооперационные связи. Именно такой стиль управления характерен для ТМХ — сегодняшнего собственника Коломенского завода.

До 2004 г., всего несколько лет после лихих 90-х, заводом владели и руководили представители «СЕВЕРстали». Это были талантливые менеджеры, доверявшие заводским техническим специалистам, которые благодаря своим способностям и отношению к кадрам сумели вместе с коллективом буквально спасти завод. Нового владельца ТМХ отличает невнятная кадровая политика и пренебрежительное отношение к инженерным кадрам, которая сводится к увольнению специалистов высокой квалификации, несогласных с провальными решениями руководства. На руководящие должности назначаются неквалифицированные люди, как правило, не имеющие профильного специального образования, во всем поддерживающие менеджеров управляющей компании. Так оказались обезглавлены отделы динамики, турбонаддува, прочности, фактически разгромлены лаборатории газодинамики, испытаний турбокомпрессоров, насосов и т. д. Отсутствуют первоочередные и стратегические планы разработки новой техники, опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ. Ряд менеджеров управляющей компании откровенно лоббирует закупку и сборочное производство дизелей иностранных фирм: GE, MTU, «Wartsila», «Cummins». И это в то время, когда Президентом и Правительством России поставлена задача импортозамещения.

В результате этих действий одно из сильнейших КБ России по дизелестроению ОАО «Коломенский завод» оказалось на грани развала. Перевод большинства сотрудников в ООО, не имеющее специальных лицензии и лабораторий для проведения ОКР и НИР, привел к тому, что для отправки конструктора в командировку на спецобъект его увольняют из ООО, принимают на завод, а после возвращения увольняют с завода и принимают обратно на работу в ООО.

Справедливости ради следует отметить, что ТМХ провозгласил, наконец, реконструкцию завода и даже начал некоторые работы по постройке дополнительных испытательных стендов и ремонту нескольких цехов (на заводе их около 20),

однако финансовых средств запланировано явно недостаточно, чтобы говорить о серьезной модернизации производства. Даже если модернизация будет проведена в полном объеме, это не решит главных проблем дизелестроения, таких как устаревшие технологии производства комплектующих, дефицит квалифицированных кадров и не достаточно хорошо оснащенная экспериментальная база.

Принятая ТМХ стратегия, направленная на расширение кооперированных поставок по принципу работы западных компаний привела к тому, что коленчатые валы начали заказывать в США, у нашего стратегического противника. Слепое копирование структуры зарубежных компаний и методов их работы, без радикальной модернизации специализированных производств, приводит к ухудшению качества продукции, как по технологии изготовления, так и по техническим показателям. Причина проста: технологическая отсталость наших машиностроительных предприятий, производящих комплектующие, в первую очередь турбокомпрессоры, топливную аппаратуру, подшипники качения и скольжения, поршневые кольца, теплообменники, литые базовых корпусных деталей.

Исключением в этом ряду является НПО «Турботехника», производящее неплохие турбокомпрессоры относительно небольших размеров. К сожалению, производство нужных для дизелей «Коломенского завода» типоразмеров ТК пока не освоено.

Ведущие иностранные производители дизелей отработывали схему кооперации при их производстве более ста лет. В результате они получили возможность комплектовать свои двигатели компонентами лучших мировых специализированных фирм, таких как «Mahle», «Goetze», «Bosch», «Heinzmann», «Duap», «Glico», ABB, «Alfing», «Karl Schmidt» и др. Новейшие научные разработки ведут всемирно-известные инжиниринговые центры: AVL, «Ricardo», «Few-Motorentech» при мощной поддержке Правительства Евросоюза (пример: европейский проект «Геркулес», в ходе выполнения которого фирмой «Wartsila» создан прогрессивный судовый дизельный двигатель). В результате введенных против России санкций завод теряет возможность закупки комплектующих у иностранных фирм, а попытка организации их изготовления на откровенно слабых российских предприятиях приводит к существенной потере качества продукции и все большему отставанию в области дизелестроения, что весьма болезненно сказывается на указанных выше стратегических отраслях. Ценой огромных усилий КБ Коломенского завода за период 2000–2014 гг., при поддержке Министерства

обороны и ВМФ, удалось создать серию новых модификаций двигателей для силовых установок кораблей и НАПЛ нового поколения проектов 20380, 22350, 11711, 22100, 667, 955А в мощностных диапазонах до 6000 л. с. в одном агрегате и до 24 000 л. с. в главной силовой установке. Следует обратить внимание на тот факт, что ОАО «Коломенский завод» — это единственное на сегодняшний день предприятие, изготавливающее двигатели такой агрегатной мощности. Существенная единовременная помощь заводу была оказана Правительством РФ в ходе выполнения работ по Государственной Программе «Национальная технологическая база». В ходе выполнения поставленных в программе задач были самостоятельно спроектированы и изготовлены головные образцы двух новых типоразмерных рядов Д300 и Д500: 12ЛДГ300 (12ЧН26/28) мощностью 2700 кВт; 12ЛДГ500 (12ЧН26,5/31) мощностью 4420 кВт; 16СДГ500 (16ЧН26,5/31) мощностью 5880 кВт и 20ЭДГ500 (20ЧН26,5/31) мощностью 7500 кВт, а также одноцилиндровая установка 1Д500 (1ЧН26,5/31) мощностью 370 кВт для выполнения научно-исследовательских работ. Результаты испытания головных образцов двигателей показали, что они имеют хороший потенциал для развития моделей двигателей двойного назначения. Однако после окончания государственного контракта объем доводочных работ был резко сокращен и практически остановлен из-за прекращения финансирования в необходимом объеме. С большим трудом испытания возобновили в середине 2019 г., потеряв много времени, из-за чего задачи, поставленные главным конструктором этих проектов для достижения параметров мирового уровня, полностью не были решены. Вместо активной творческой работы конструкторы оказались вовлечены в бесконечные дебаты о целесообразности постановки на производство новых двигателей, хотя совершенно очевидна крайняя необходимость в двигателях мощностью 4200–7500 кВт для ВМФ и АС, а для РЖД двигателей мощностью 3500–4420 кВт, предназначенных для вождения тяжелых составов в условиях Дальнего Востока и Сибири. Вместо развертывания производства новых отечественных двигателей ряд сотрудников ТМХ, при поддержке некоторых чиновников РЖД, настойчиво провозглашают целесообразность закупок двигателей GEVO12 (12ЧН25/32) фирмы GE или двигателей «Cummins» США, игнорируя задачи, поставленные Президентом РФ и Правительством по импортозамещению.

Дизельный двигатель — наукоемкий сложный технический агрегат, но он не является конечным продуктом, поэтому разработка стратегических и тактических планов развития дизелестроения

напрямую зависит от стратегических планов потребителей (отраслей, указанных выше). К сожалению, за последние 20 лет четкие планы их развития попросту отсутствуют. В РЖД, а следовательно, и в ТМХ ведутся постоянные споры о том, что же нужно отрасли, какие мощности, какие передачи, круговой или не круговой обзор, какие дизели ставить (высокооборотные или среднеоборотные, наши или не наши, какой параметр потока отказов, какой должен быть локомотив — четырех-, шести- или восьми-осный, газовый не газовый, дизельный или газодизельный и т. д. и т. п.). В результате этих дискуссий были возобновлены работы по газотурбовозам с чудовищно низким КПД (22 % против 45 % у дизеля) и ценой в несколько раз больше.

Не лучше ситуация и у корабелов в Объединенной судостроительной корпорации (ОСК), что несколько оправдывает растерянность владельцев ТМХ и ОАО «Коломенский завод» в выборе стратегии развития и выстраивании долгосрочной финансовой политики при возникающих больших рисках. К тому же обновлять производственную базу приходится только закупками по импорту из-за полного развала отечественного станкостроения и инструментальной промышленности, а это очень не дешево. Например, покупка новейшего обрабатывающего центра для изготовления блоков цилиндров обошлась ТМХ примерно в шестьсот миллионов рублей, а для обработки коленчатых валов — около трехсот миллионов. Отсюда и возникают вопросы у руководителей-экономистов о целесообразности поддержки отечественного дизелестроения. Изоляция России, санкции всякого рода и исторический опыт их почему-то ни чему не учат. Впрочем, они молоды, энергичны и историю всерьез не изучали.

На разных уровнях, в том числе на совещаниях в Минпромторге представителями промышленности и вузов, неоднократно было заявлено, что главными причинами отставания отечественного дизелестроения являются: устаревшая производственная база и дефицит кадров, при том что программные и аппаратные комплексы позволяют создавать проекты двигателей современного уровня, в том числе превосходящие зарубежные разработки. Из-за технологической отсталости специализированных предприятий и закрытия собственных специализированных производств создатели мощных среднеоборотных форсированных двигателей двойного назначения лишены возможности комплектовать свои изделия поршневыми кольцами, турбокомпрессорами, подшипниками скольжения и качения, топливной аппаратурой, элементами автоматики и системами управления. На фоне достижений оборонной

промышленности это выглядит, по меньшей мере, странно. Дизелестроение, которое во многом определяет характеристики современной военной техники, оказалось вне поля зрения Правительства РФ и профильных министерств, часто озабоченных правилами дорожного движения, введением четырехдневной рабочей недели (при нашей-то производительности труда), награждением спортсменов и звезд шоу-бизнеса, изготовлением штучных лимузинов, проблемами малого бизнеса и т. д. Не потому ли, что дизелестроение находится в частном и безответственном владении? Ситуация парадоксальная. Наши реформаторы, либеральные экономисты, не переставая твердят о неэффективности госпредприятий. Но вот пример города Коломна. Рядом два предприятия: ОАО «Коломенский завод» (частное), производящее технику для ВМФ и РЖД и Конструкторское бюро машиностроения (КБМ) — государственное. С первого люди постоянно бегут, во второе стоит очередь на прием, потому что там порядок, бережное отношение к специалистам, к подготовке кадров, высокая оценка престижности инженерного труда и рабочих профессий, поэтому и технику выпускают отличную. А на первом что? Постоянные сокращения кадров, приезжие менеджеры без базового образования, наплевательское отношение к высококвалифицированным кадрам, реплики: «Не нравится — уходите» и низкая зарплата без какой-либо социальной поддержки. Ну и где же оно, эффективное частное руководство? А ведь малый бизнес корабль, тепловоз, танк, самолет не построит.

Попытка привлечь внимание к сложившейся ситуации при проведении в декабре 2018 г. Всероссийского Форума дизелестроителей с привлечением ученых лучших российских университетов на десяти площадках Москвы и Санкт-Петербурга не дала ни каких результатов, поскольку крупные владельцы бизнеса, РЖД, Минпромторг и Министерство образования его решения попросту проигнорировали.

Казалось бы, задачи, поставленные Президентом РФ, должны образумить ретивых «реформаторов» и вместо псевдореформ заставить заняться реализацией хорошо продуманной технической и кадровой политики, обеспечением развития производственной базы, но нет.

По-прежнему чехарда с реформами высшей школы. Так, в утвержденных 28.02.2018 г. Федеральных государственных стандартах (ФГОС) высшего образования к направлению «Энергомашиностроение» отнесены добыча и переработка нефти и газа, электроэнергетика, атомная промышленность и производство машин и оборудования для переработки отходов, а кто и

каким образом будет готовить специалистов по тепловым двигателям внешнего и внутреннего сгорания (газотурбинным, турбовинтовым, турбовентиляторным, турбореактивным, реактивным, поршневым, комбинированным и т. д.)?

Создание современного двигателя, кроме общетехнических, требует серьезных, глубоких, специальных знаний, поэтому уровень бакалавра не отвечает требованиям профессии конструктора. С точки зрения профессионала, бакалавра до уровня специалиста необходимо доучивать в условиях хорошей конструкторской школы в течение нескольких лет. Магистр тоже не имеет конструкторской подготовки. Это испытатель, в лучшем случае исследователь, но не конструктор.

Нынешние бакалавр или магистр не знают методологии проектирования и не имеют навыков конструкторской работы, хотя прекрасно владеют ПК. Однако бездумное введение исходных данных и получение результатов нажатием на кнопку, не понимая при этом физического смысла моделируемых процессов и особенностей их взаимных связей в сопряженных процессах и агрегатах двигателя, может привести к серьезной неосознанной ошибке, и, в конечном итоге, к дефектной конструкции.

Таким образом, фрагментарно изложенные факты и размышления о состоянии двигателестроения для стратегических отраслей, приводят к следующим выводам.

1. Для подготовки специалистов в области двигателестроения необходимо ввести специалитет со сроком обучения 5,5 лет на дневном отделении и 6 лет на вечернем и пересмотреть стандарты высшей школы и образовательные программы.

2. Необходима разработка ряда государственных взаимоувязанных программ стратегического развития базовых отраслей промышленности, предусматривающих опережающее развитие инструментальной и станкостроительной промышленности, литейного и заготовительного производства, передовых технологий в области машиностроения и т. д.

3. Необходим жесткий государственный контроль за производственной деятельностью частных предприятий, выпускающих продукцию для стратегических отраслей.

4. В целях защиты отечественных производителей целесообразно введение заградительных пошлин, а в отдельных случаях и штрафных санкций за использование дизельной продукции зарубежного производства.

5. Принять ряд финансовых и налоговых льгот для предприятий, выпускающих дизельную продукцию для стратегических отраслей.

6. Ввести распределение выпускников вузов, обучающихся за счет бюджетного финансирования по ряду стратегически необходимых специальностей.

РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС В МГТУ ИМ. Н. Э. БАУМАНА: ОТ МЕТОДА ГРИНЕВЕЦКОГО ДО СОВРЕМЕННЫХ 3D-МОДЕЛЕЙ*

*Р.З. Кавтарадзе, д.т.н., профессор
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана*

Показана роль кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ имени Н.Э. Баумана в историческом развитии фундаментальной теории поршневых двигателей, начиная от отцов-основателей специальности «Двигатели внутреннего сгорания (ДВС)», до настоящего времени. Проанализированы актуальные задачи исследования, прежде всего, внутрицилиндровых процессов, решенные на разных этапах развития поршневого двигателестроения усилиями кафедры. Другие направления научно-исследовательских работ, связанные с газообменом и наддувом, топливоподачей, механикой и термочернотой ДВС упомянуты только по мере необходимости при анализе проблем совершенствования рабочего процесса. То же самое относится к работам других, российских и зарубежных научных школ, оказавших существенное влияние на развитие теории поршневых двигателей и достойных самой высокой оценки.

Продолжение. Начало см. № 2 (276), 2019

Три «скачка» в развитии теории ДВС. Развитие поршневого двигателестроения, начиная от первых двигателей Леньуара до современных машин, имеет в основном перманентный и эволюционный характер, тем не менее в его истории можно выделить три инновации, приводящие к скачкообразному изменению показателей двигателя:

- наддув, позволяющий резко повысить удельную мощность двигателя;
- механическое впрыскивание в дизелях и отказ от пневматической системы подачи топлива;
- электронное управление процессами в ДВС.

На кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана по всем этим направлениям были получены фундаментальные результаты.

По системам надува и газодинамики ДВС была создана научная школа профессоров А.С. Орлина и М.Г. Круглова, которая в настоящее время успешно развивается проф. Ю.А. Гришиным и его учениками. Форсирование двигателей стимулировало работы по механической и термической прочности двигателей, проведенные профессорами А.С. Орлиным и Н.А. Иващенко. В настоящее время эти работы выведены на

качественно новый уровень работами проф. Н.Д. Чайнова и его учеников. Традиции, которые заложили профессора Г.Г. Калиш, В.И. Крутов, О.Б. Леонов в развитие систем топливоподачи и управления двигателями в настоящее время успешно развиваются профессорами В.А. Марковым, А.Г. Кузнецовым, к.т.н. В.И. Шатровым и их учениками.

Работы А.С. Орлина (1902–1988) в области теории поршневых двигателей. Выдающийся ученый, профессор Андрей Сергеевич Орлин, возглавлявший кафедру Э2 в МГТУ им. Н.Э. Баумана в течение 28 лет (с 1947 по 1975 гг.), дважды утвержденный в звании профессора по кафедрам Сопротивление материалов и ДВС, является основателем научных школ по газообмену и прочности ДВС [1]. В теории рабочих процессов ему принадлежит ряд интересных работ, в том числе совместная с профессором М.Г. Кругловым монография [21], занимающая «особое место по актуальности, научному уровню и масштабности» [1].

Наряду с вопросами исследования и конструирования систем газообмена и наддува двухтактных двигателей А.С. Орлиным разработаны основы теории газообмена в цилиндре, в частности, предложен метод расчета сечений органов газораспределения двухтактных двигателей при изменяющихся в период свободного выпуска давления и объема цилиндра. Результаты этой работы имеют практическую значимость и сегодня, особенно при моделировании рабочего процесса двухтактных двигателей. Следует отметить, что во время руководства А.С. Орлиным кафедра МГТУ занимала лидирующую роль в стране и за рубежом по исследованиям двухтактных двигателей.

А.С. Орлин еще в 1950–60-х гг. инициировал работы по применению водорода в качестве моторного топлива (этой проблемой занимались О.Б. Леонов и В.П. Алексеев, позже С.Г. Роганов), заложив основу для решения проблем использования альтернативных топлив.

* Статья написана по материалам пленарного доклада на Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018», посвященной 150-летию факультета энергомашиностроения МГТУ им. Н.Э. Баумана 30 октября 2018 г.

А.С. Орлин вдохновитель издания и редактор многотомного учебника по двигателям — коллективного труда кафедры, первый том первого издания которого «Теория рабочих процессов ДВС» был издан в 1951 г. Вышедший в 1971 г. под редакцией А.С. Орлина и М.Г. Круглова учебник «Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей» в четырех томах [16] был удостоен в 1974 г. Государственной премии СССР и долгое время оставался настольной книгой студентов, аспирантов, исследователей и конструкторов ДВС.

Создатель практически двух научных школ А.С. Орлин воспитал лидеров, возглавивших соответствующие направления: профессор М.Г. Круглов — школу нестационарной газодинамики ДВС и профессор Н.Д. Чайнов — школу термодинамики ДВС, результаты деятельности которых известны как в России, так и за ее пределами.

Научная школа М.Г. Круглова (1921–2004) по нестационарной газодинамике ДВС. Профессор М.Г. Круглов является автором работ, сыгравших важную роль в становлении современной теории поршневых двигателей. Прежде всего, здесь следует отметить его известную монографию [22], в которой М.Г. Круглов не только развил методы расчета органов газораспределения двухтактных двигателей, разработанные его учителем А.С. Орлиным, а совершенно на другом уровне поставил и решил задачи одномерной нестационарной газодинамики, опираясь на метод характеристик.

Обращая внимание на название книги «Термодинамика и газодинамика двухтактных ДВС» [22], видно, что автор четко делит функции этих наук при исследовании процессов в цилиндре и смежных системах. В то время, когда методы решения трехмерных нестационарных задач еще не были разработаны, что в немалой степени было обусловлено отсутствием компьютерных технологий, а бесперспективность (с точки зрения практической значимости) постановки одно- и двумерных задач для внутрицилиндровых процессов были очевидны, М.Г. Круглов принял единственно правильное решение: использовать термодинамический, т. е. нульмерный подход для определения параметров рабочего процесса, необходимых при исследовании процессов газообмена. Книга стала настольной для специалистов, занимающихся двухтактными двигателями, а сам М.Г. Круглов и его школа — бесспорными лидерами в области нестационарной газодинамики ДВС. Чуть позже это еще раз было подтверждено изданием монографии [21], о которой было уже сказано выше. М.Г. Круглов всегда был сторонником использования современных методов прикладной математики в теории поршневых

двигателей. Под его непосредственным участием была выполнена работа [23], в которой для решения задач теплообмена ДВС впервые был применен численный метод контрольных объемов (КО), наиболее распространенный в настоящее время среди численных методов решения задач тепло-массообмена и гидрогазодинамики.

М.Г. Круглов был одним из авторов и редактором первой монографии [24], изданной в СССР по проблемам двигателя с внешним подводом теплоты (двигателя Стирлинга), а также инициатором открытия соответствующей специализации в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Говоря о приоритетах кафедры Э2 в области двигателей Стирлинга, нельзя не отметить заслуги доц. С.И. Ефимова (1932–2001), очень много сделавшего для развития этого направления. Несмотря на определенный интерес к альтернативным источникам энергии, с уходом из жизни М.Г. Круглова и С.И. Ефимова в МГТУ, к сожалению, перестали заниматься двигателями с внешним подводом теплоты.

Замечательный результат научно-педагогической деятельности тандема учителя и ученика — А.С. Орлина и М.Г. Круглова — последнее 4-е издание 4- томного учебника по ДВС, вышедшего в 1983 г. под их редакцией. Второй том учебника «Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей» [25] написана в добрых традициях метода Гриневецкого—Мазинга. Это очевидно, если судить по методу построения книги, когда подробно рассматриваются последовательные внутрицилиндровые процессы впуска, сжатия, сгорания-расширения и выпуска. При этом конечные результаты расчета одного процесса являются начальными условиями последующего. Можно утверждать, что в этой книге метод Гриневецкого—Мазинга достиг своего апогея.

Выдающаяся роль метода Гриневецкого—Мазинга в развитии поршневого двигателестроения. В последней четверти прошлого столетия внедрение информационных технологий оказало на теорию поршневых двигателей, как и на любую другую науку, заметное влияние и внесло свои коррективы. Метод Гриневецкого—Мазинга в своем традиционном виде стали применять все меньше и меньше, и он уступил место однозонной модели рабочего процесса, которая по существу является его детищем. Действительно, в однозонной модели, как и в методе Гриневецкого—Мазинга, исследуемой термодинамической системой является объем цилиндра, представляющий собой одну единственную зону, в которой для произвольного момента времени (или для произвольного положения поршня) значения термодинамических параметров во всех точках

объема являются одинаковыми, т. е. нет локальных изменений параметров в цилиндре и они изменяются только по углу поворота коленчатого вала. Правда, в отличие от модели Гриневецкого–Мазинга, в этой модели нет коэффициентов, подобных ξ и χ из (1), а вместо квазистационарных уравнений термодинамических процессов используются фундаментальные законы сохранения массы и энергии (первый закон термодинамики), записанные в виде обыкновенных дифференциальных уравнений [6, 26], решение которых осуществляется численными методами.

А что тогда с теорией Гриневецкого–Мазинга? Здесь уместны слова, высказанные одним из крупнейших физиков современности Ричардом Фейнманом в адрес классической физики — она теперь стала почтенной старой дамой, о которой можно сказать, что она очень хорошая мать и у нее очень хорошие дети.

«Дети» метода Гриневецкого–Мазинга, прежде всего, современные модели рабочего процесса ДВС, а также целая плеяда крупных специалистов-воспитанников МГТУ, среди которых 6 академиков РАН, 8 Героев социалистического труда, 28 лауреатов Государственных премий, 24 заслуженных деятелей науки РФ, 30 руководителей кафедрами других вузов [1].

Важно отметить, что превосходство советской военной техники в области авиационного, морского и танкового двигателестроения, особенно в заключительной части Второй мировой войны, было обусловлено трудами не только крупных специалистов и ученых, но и огромной армией рядовых инженеров, конструкторов и исследователей, воспитанных на методе Гриневецкого–Мазинга.

Однозонная термодинамическая модель. Работы Н.А. Иващенко (1940–2016) по моделированию рабочего процесса. Говоря о применении компьютерных технологий в области поршневого двигателестроения, следует упомянуть, прежде всего, имя профессора Н.А. Иващенко, автора одной из первых однозонных моделей современного типа, позволяющей проследить за изменениями параметров в рабочем цикле по времени. Н.А. Иващенко в начале 1970-х гг. активно стал внедрять компьютерные технологии по разным направлениям двигателестроения. Он был пионером применения численного метода конечных элементов (МКЭ) в теории прочности ДВС и автором соответствующей программы TDN для решения задач теплового и напряженного состояния деталей ДВС, созданной задолго до появления таких коммерческих программных продуктов, как COSMOS или ANSYS, основанных на МКЭ и широко используемых в последние годы. Параллельно им созданы однозонная математическая

модель рабочего процесса и программа НКІ, применяемые практически на всех ведущих заводах, КБ, в вузах СССР и РФ.

Простой перечень задач, методы решения которых проф. Н.А. Иващенко с учениками разработал на кафедре Э2, указывает на его способность не ограничиваться отдельными узкими направлениями теории ДВС и находить комплексный подход к решению проблемы развития двигателестроения. Н.А. Иващенко был, видимо, последним из современного поколения ученых-двигателистов, обладающим универсальным знанием и глубоким пониманием проблематики по различным направлениям двигателестроения. Несмотря на то, что время его руководства кафедрой совпало с тяжелыми годами перестройки, распада СССР и кризиса в системе образования, ему удалось не только сохранить кафедру, но и приумножить ее научный потенциал появлением молодых докторов и кандидатов наук в преподавательском составе кафедры.

Однозонные модели рабочего процесса. Как уже было отмечено, современные однозонные модели исходят из метода Гриневецкого–Мазинга. Действительно, по современным обозначениям, не связанным с коэффициентами ξ и χ из (1), используемое в цилиндре тепло $Q = \xi H_u$ представляет собой разность между тепловыделением $Q_x = \chi H_u$ и теплоотводом Q_w , т. е. $Q = Q_x - Q_w$. Тогда основные уравнения однозонной модели (уравнения сохранения массы, энергии и состояния) записываются так:

$$\begin{aligned} \frac{dm}{d\tau} &= \frac{dm_{en}}{d\tau} + \frac{dm_{en,m}}{d\tau} - \frac{dm_{вып}}{d\tau}; \\ \frac{d(mu)}{d\tau} &= \frac{dQ_x}{d\tau} - \frac{dQ_w}{d\tau} - p_{\infty} \frac{dV}{d\tau} + \\ &+ h_{вп} \frac{dm_{вп}}{d\tau} - h_{вып} \frac{dm_{вып}}{d\tau}; \\ \frac{dp_{\infty}}{d\tau} &= \frac{mR}{V} \frac{dT_{\infty}}{d\tau} + \frac{mT}{V} \frac{dR}{d\tau} + \frac{RT_{\infty}}{V} \frac{dm}{d\tau} - \frac{p_{\infty}}{V} \frac{dV}{d\tau}. \end{aligned} \quad (6)$$

Расчетная схема однозонной модели рабочего процесса поршневого двигателя приведена на рис. 1.

Сравнение однозонной модели с моделью (методом) Гриневецкого–Мазинга позволяет заключить:

1. Однозонная модель, как и метод Гриневецкого–Мазинга, построена на однозонном представлении объема цилиндра с одним давлением и одной температурой, одинаковыми по всему объему, изменение которых происходит нестационарно (по времени или по углу поворота коленчатого вала). Эти изменения описываются обыкновенными дифференциальными уравнениями

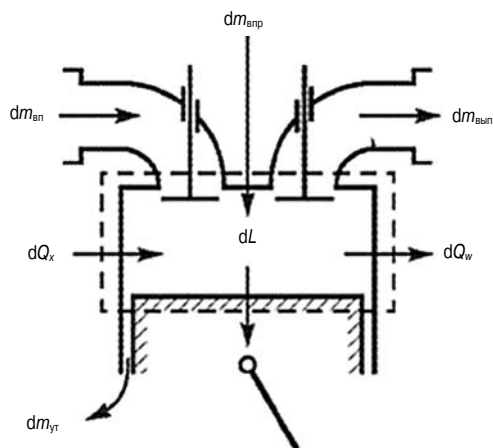


Рис. 1. Схема однозонной модели

ями (6), выражающими фундаментальные законы сохранения массы и энергии, а также состояния. В отличие от метода Гриневецкого–Мазинга, где квазистационарные изменения давлений и температуры рассматриваются в зависимости от перемещения поршня (объема цилиндра) и описываются алгебраическими уравнениями термодинамики, в однозонных моделях используются обыкновенные дифференциальные уравнения, в которых в качестве аргумента введено время.

2. Задание в методе Гриневецкого–Мазинга коэффициентов использования теплоты ξ и выделения теплоты χ затруднено, особенно при проектировании двигателей новых типов и размеров, для которых статистические данные по их значениям отсутствуют. Заметим, что задание этих коэффициентов по существу означает перевод P – V -диаграммы идеального термодинамического цикла, т. е. цикла без потерь, в замкнутую индикаторную диаграмму (в диаграмму реального цикла). В однозонной модели необходимость задания этих коэффициентов отсутствует, так как используются соотношения для тепловыделения (например, уравнение Вибера) и теплоотдачи (например, α -формула Вошни).

3. С помощью однозонной модели (6) можно решать две различные задачи расчета рабочего процесса:

➤ определить изменение давления $p_\infty(\tau)$. Для этого необходимо задавать законы тепловыделения $Q_x(\tau)$ и теплообмена $Q_w(\tau)$, чтобы найти количество теплоты, передаваемой к рабочему телу и идущей на повышение ее внутренней энергии (прямая задача расчета рабочего процесса);

➤ определить закон тепловыделения $Q_x(\tau)$, задавая при этом закон изменения давления $p_\infty(\tau)$, полученный либо экспериментальным, либо расчетным путем. Очевидно, что для определения $Q_x(\tau)$ следует также задать закон теплообмена $Q_w(\tau)$, так как непосредственно из $p_\infty(\tau)$ можно

определить количество теплоты $dQ = dQ_x - dQ_w$. В отличие от первой эту задачу можно назвать обратной задачей расчета рабочего процесса.

Из формулировки прямой задачи следует, что для определения эффективных показателей двигателя необходимо задание $Q_x(\tau)$ и $Q_w(\tau)$. Этим и объясняется стремление исследователей получить более или менее приемлемые соотношения для моделирования тепловыделения $Q_x(\varphi)$. В результате появились известные зависимости К. Неймана, Б.М. Гончара, Б.П. Пугачева, наконец, самая известная из них — формула И.И. Вибера, названные законами тепловыделения. Следует отметить, что увеличение количества уравнений для моделирования тепловыделения, как это делается, например, в работе Н.Ф. Разлейцева [27] или К. Schreiner [28], приводит к значительному увеличению задаваемых эмпирических коэффициентов, которые не отличаются универсальностью, так как получены для двигателей определенного типа и размеров. А критика, подобная тому, что «одно уравнение Вибера с двумя неизвестными может привести к любому результату», не уместна из-за отсутствия лучшего варианта расчета тепловыделения в термодинамических моделях.

Интересно, что если $Q_x(\varphi)$ представить как функцию распределения непрерывной случайной величины x — доли выгоревшего топлива, то все известные формулы для расчета скорости тепловыделения $dQ_x/d\varphi = f(\varphi)$ представляют собой плотности распределения вероятности и формально могут быть получены из классических выражений теории вероятности [6].

Еще больше формул, так называемых α -формул, существуют для моделирования процесса теплоотдачи в цилиндре, авторы которых В. Нуссельт, Н.Р. Брилинг, G. Eichelberg, Г.Б. Розенблит, G. Woschni и др. [10] не стали называть их законами. Заметим, что все эти формулы требуют задания индикаторной диаграммы $p_\infty(\tau)$ и полученной из нее средней по объему температуры $T_\infty(\tau)$ рабочего тела, т. е. они получены на основе однозонного представления объема цилиндра двигателя. В связи с этим их использование в двух или многозонных моделях, рассмотренных ниже, возможно только после некоторой модификации [10].

Подчеркнем, что принципиальная разница современных однозонных моделей от исторически первых моделей особенно заметна при моделировании процессов в ДВС с непосредственным впрыскиванием топлива, в которых мгновенное значение коэффициента избытка воздуха в рабочем цикле меняется от бесконечности (к началу впрыскивания) до его суммарного значения (к концу впрыскивания) [6, 26].

Необходимость создания новой теории поршневых двигателей. Переходный период. 1970–80-е годы в истории двигателестроения ознаменованы существенным форсированием по литровой мощности, что достигалось, прежде всего, путем наддува, и введением норм выбросов вредных веществ с ОГ. При этом увеличение литровой мощности двигателя привело к необходимости определения локальных термических граничных условий для основных деталей со стороны высокотемпературного рабочего тела, т. е. к разработке теории локального теплообмена, а моделирование процессов образования вредных веществ, в частности оксидов азота и твердых частиц сажи, потребовало определения локальных нестационарных параметров рабочего тела, прежде всего, локальных нестационарных температур в объеме КС.

Создалась ситуация, когда имеющиеся однозональные модели оказались бесполезными для решения указанных актуальных задач локального теплообмена и экологии, а надежных трехмерных моделей рабочего процесса еще не было. Переходный период к новой теории ознаменован появлением сначала двух-, а потом многозонных моделей рабочего процесса. Подчеркнем, что они, по аналогии с однозонной моделью, являются термодинамическими и нульмерными. Термодинамика в очередной раз заполнила вакуум, образованный в теории рабочего процесса ДВС при переходе от усредненных по объему цилиндра параметров к локальным параметрам. Переходный период длился почти до конца прошлого столетия.

Двухзонная модель рабочего процесса. Первой попыткой вычисления той реальной температуры, которая обуславливает образование оксидов азота в камере сгорания, являлась двухзонная модель. Идея двухзонной модели рабочего процесса проста: в цилиндре мгновенно, сразу после начала сгорания, образуются две зоны, одна — со свежим, еще не успевшим сгореть зарядом, и вторая — со сгоревшим зарядом. По мере развития сгорания первая зона сужается и к концу сгорания исчезает, а вторая — наоборот расширяется и к концу сгорания охватывает весь объем цилиндра. При этом в двухзонной модели в двигателях с непосредственным впрыском задается изменение мгновенного значения коэффициента избытка воздуха в зависимости от закона подачи топлива, аналогично однозонной модели [6]. Основные уравнения для двухзонной модели аналогичны уравнениям (6) однозонной модели и записываются отдельно для каждой зоны. Отличие заключается в отсутствии в уравнениях двухзонной модели энтальпии впускных и выпускных газов, так как двухзонная модель действует только в процессе сгорания, т. е.

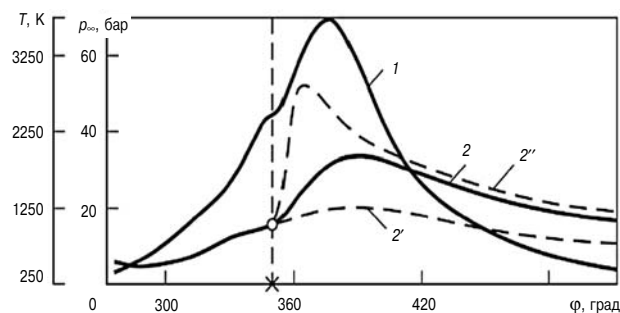


Рис. 2. Результаты, полученные с применением одно- и двухзонных моделей:

1 — давление p ; 2, 2', 2'' — температуры в случае одной зоны T , в несгоревшей T' и в сгоревшей T'' в зоне соответственно

при закрытых органах впуска-выпуска. До и после сгорания, т. е. в фазах низкого давления, действует однозонная модель. В связи с большой разницей между скоростями выравнивания давлений и температуры по объему цилиндра принимается, что для фиксированного момента времени давление p_∞ в обеих зонах одинаково, а температуры T и T' разные (это допущение принимается и для многозонных моделей, см. далее). Их значения для зон с несгоревшим и сгоревшим зарядами соответственно, вычисляется из первого закона термодинамики [6]:

$$\frac{dT_\infty^I}{d\tau} = \frac{1}{m^I c_{v\infty}} \left(\frac{p_\infty V^I}{m^I} \frac{dm^I}{d\tau} - p_\infty \frac{dV^I}{d\tau} - \frac{dQ_w^I}{d\tau} \right);$$

$$\frac{dT_\infty^{II}}{d\tau} = \frac{1}{m^{II} \left(\frac{\partial u^{II}}{\partial T_\infty^{II}} \right)} \times$$

$$\times \left(\frac{p_\infty V^{II}}{m^{II}} \frac{dm^{II}}{d\tau} - p_\infty \frac{dV^{II}}{d\tau} + \frac{dQ_x}{d\tau} - \frac{dQ_w^{II}}{d\tau} - m^{II} \left(\frac{\partial u^{II}}{\partial p_\infty} \right) \frac{dp_\infty}{d\tau} - m^{II} \left(\frac{\partial u^{II}}{\partial \alpha_g} \right) \frac{d\alpha_g}{d\tau} \right), \quad (7)$$

где верхними индексами «I» и «II» обозначены значения параметров в «несгоревшей» и «сгоревшей» зонах соответственно. Другие обозначения в (7) такие же, что в (6). На рис. 2 приведено сравнение результатов, полученных с помощью одно- и двухзонных моделей.

Температура T'' является определяющей в процессе образования оксидов азота и сажи. Следует подчеркнуть, что во всех случаях разумного использования двухзонные модели успешно применяются как для дизелей, так и для двигателей с принудительным зажиганием, и дают результаты вполне соответствующие экспериментальному значению эмиссии оксидов азота [29].

Многозонная модель рабочего процесса. Как видно, двухзонная модель (7) определяет некую условную температуру T'' в «сгоревшей» зоне, которая при условии $T'' > 1800$ К «включает» термически механизм (механизм Зельдовича) образования NO. Очевидно, что эта модель не способна определить локальные температуры в

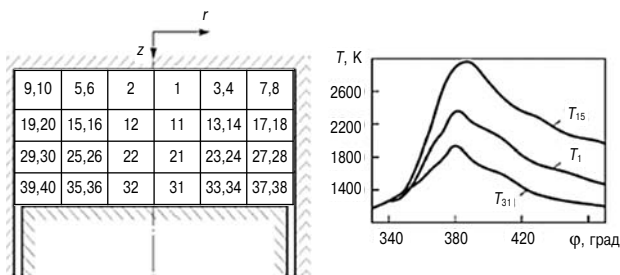


Рис. 3. Представление объема цилиндра в виде конечного числа зон (контрольных объемов) и результаты моделирования нестационарных температур в отдельных зонах

цилиндре и не может указать на очаги образования вредных компонентов, и, конечно, не может моделировать локальный теплообмен и определить термические граничные условия для основных деталей двигателя. Единственная термодинамическая модель, способная сделать это — многозонная модель рабочего процесса, основанная на следующей концепции. Расчетная область — объем цилиндра делится на конечное число фиксированных объемных зон произвольной формы (рис. 3). По ходу поршня эти зоны сжимаются и расширяются по направлению оси цилиндра. Определив количество топлива, попавшего в каждую из этих зон, и рассматривая зоны как мини-камеры сгорания с собственными процессами испарения и сгорания, а также учитывая тепло- и массообмен между зонами, можно определить термодинамические параметры, в частности температуру, в этих зонах [6, 26].

Из многозонных моделей иногда отдельно выделяют так называемые квазимерные модели, в которых топливная струя делится на множество отдельных зон, называемых пакетами. Для них соблюдаются законы сохранения и рассматриваются процессы испарения капель, сгорания и образования NO_x [30].

Таким образом, в качестве локальных параметров рабочего процесса в многозонной модели рассматриваются параметры в локальных зонах, равномерно (гомогенно) распределенные по объему зоны и изменяющиеся только по времени $\tau = \phi/\omega$ (ϕ — угол поворота, а ω — угловая скорость коленчатого вала). Зная локальную температуру, т. е. температуру данной зоны, с привлечением известных кинетических механизмов образования оксидов азота и сажи, моделируются локальные процессы образования этих вредных веществ.

Значения локальных температур рабочего тела в цилиндре, в частности температуры в локальных пристеночных зонах, используются в качестве термических граничных условий для расчета теплового состояния деталей, составляющих КС [31, 32].

Основанная на такой концепции многозонная модель впервые была разработана в МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре поршневые двигатели в конце 1980-х гг. [31]. В дальнейшем она нашла отражение в научных публикациях и учебниках МГТУ [6, 10, 32, 33]. Основное уравнение многозонной модели — это уравнение энергии, записанное для i -й зоны, рассматриваемой в качестве контрольного объема, для которого соблюдаются фундаментальные законы сохранения энергии:

$$\sum_k u_{ik} \frac{dm_{ik}}{d\tau} + \left(\sum_k m_{ik} c_{vk} \right) \frac{dT_i}{d\tau} + \Delta u_{исп} \frac{dm_{исп,i}}{d\tau} + \Delta u_{сж} \frac{dm_{сж,i}}{d\tau} =$$

$$= \sum_j^{nv} \lambda_{ij} \frac{T_j - T_i}{S_{ij}} F_{ij} + \sum_j^{nw} \alpha_{ij} (T_i - T_j) F_{ij} + \sum_j^{nv+nw} \psi_{ij} \sigma_0 (T_j^4 - T_i^4) -$$

$$- \frac{m_i R_i T_i}{V_i} \frac{dV_i}{d\tau} + \sum_j^{nv} \left(\sum_k h_k \frac{dm_k}{d\tau} \right)_{ij}, \quad (8)$$

где λ — коэффициент теплопроводности; α — коэффициент теплоотдачи; n_v — число зон (контрольных объемов (КО)), примыкающих к i -й зоне; n_w — число участков поверхности, примыкающих к i -й зоне; n_{vv} — общее число зон (или КО) в объеме цилиндра; n_{ww} — общее число участков поверхностей, ограничивающих этот объем; m — масса рабочего тела; S — расстояние между центрами зон (или КО); F — площадь поверхности теплообмена; ψ — взаимная поверхность обмена излучением; σ_0 — постоянная излучения. Остальные обозначения в (8) являются общепринятыми в термодинамике и уже были использованы выше.

Уникальность модели (8) заключается в введении в ней ψ — геометрического фактора процесса теплообмена с излучением, позволяющего моделировать локальный лучистый теплообмен в КС. Для определения этого параметра был использован метод, предложенный проф. П. Людвигом [34]. Алгоритм, лежащий в основе расчетной программы MZM и разработанной в МГТУ им. Н.Э. Баумана [35, 36], составлен так, что предусматривает использование в качестве исходных данных индикаторной диаграммы (желательно экспериментальной), что повышает достоверность результатов моделирования. Процессы испарения и сгорания топлива выражаются изменением внутренней энергии рабочего тела и связаны с характеристикой впрыскивания топлива. При этом отпадает необходимость задания функции тепловыделения в виде соотношений Гончара, Вибе или Разлейцева и можно воспользоваться брутто-реакцией полного (или неполного) сгорания топлива с известной химической формулой, когда тепловые эффекты указанных реакций известны. Основным результатом применения многозонной модели — это

локальные нестационарные температуры (т. е. температуры отдельных зон) [35], которые используются в моделях образования сажи и оксидов азота и играют решающую роль в оценке эмиссии вредных веществ [36].

Отметим, что при создании двух- и многозонных моделей, в отличие от однозонной, следует иметь в виду два фактора, учет которых имеет важное значение [6]:

1. Необходимость учета тепло- и массообмена между отдельными зонами.

2. Непригодность известных α -формул для моделирования осредненного по поверхности теплообмена, так как все они, от формулы Нуссельта до последних модификаций формулы Вошни [10], справедливы только для однозонной модели.

Завершая обсуждение нульмерных термодинамических моделей (одно-, двух- и многозонных), подчеркнем, что они используют обыкновенные дифференциальные уравнения первого порядка и для проведения расчетов требуют незначительных ресурсов оперативной памяти и времени. Следуя основному принципу моделирования, согласно которому любая модель должна быть простой по возможности и сложной по необходимости, можно констатировать, что для решения ряда задач теории ДВС нульмерные модели не потеряли свою актуальность.

Двумерные модели рабочего процесса. История развития науки моделирования учит, что естественный путь перехода от нульмерных моделей к реальным трехмерным моделям проходит через одномерные, а потом двумерные теории. На стыке XX и XXI столетий появились попытки создания упрощенных (двумерных) моделей внутрицилиндровых процессов двухтактных двигателей, в которых движение рабочего тела, особенно в период продувки-наполнения, носит более направленный характер, чем в четырехтактных ДВС. Это значительный фактор при разработке упрощенных моделей течения. Немаловажную роль здесь сыграл еще тот факт, что благодаря трудам, прежде всего, научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана, возглавляемых А.С. Орлиным и М.Г. Кругловым, был создан прочный фундамент для дальнейшего развития теории двухтактных двигателей. Поэтому закономерно, что впервые разработкой двумерных моделей внутрицилиндровых процессов в 1980-х гг. стали заниматься в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Полученные результаты нашли отражение в книге [37], содержащей численные решения двумерных нестационарных задач продувки-наполнения двухтактного двигателя методом крупных частиц. При этом использовалось допущение, что движение поступающего в цилиндр воздуха в случае

прямоточной схемы газообмена имеет винтообразный, симметричный относительно оси цилиндра характер, а давления, плотности и скорости на каждой окружности с центром, лежащим на этой оси, одинаковы. Что касается задач смесеобразования и сгорания, в [37] они описаны в общих чертах и в математическую модель внутрицилиндрового процесса не включены. Этой работой были инициированы ряд исследований аналогичного направления, характерных для переходного периода теории ДВС, и основанных на одном из двух подходов:

1. Использовались двумерные модели нестационарного турбулентного течения в цилиндре, при этом процессы химической кинетики совершенно не учитывались (см., например, [38]). В результате получилось так, что практическая ценность этой работы не превышала не только указанную работу [37], но и исторически первую модель течения в цилиндре двухтактного двигателя, опубликованную в 1934 г. академиком С.А. Чаплыгиным и проф. В.В. Голубевым, в которой течение рабочего тела принимается потенциальным, а полученные расчетные соотношения, основанные на эллиптических функциях, являются малоприменимыми для инженерных расчетов [39].

2. Разрабатывались модели течения в газоздушных трактах двигателя на основе системы уравнений Эйлера, т. е. без учета вязкости, в которых реальный процесс горения в цилиндре заменялся подводом теплоты ко всем ячейкам расчетной сетки камеры сгорания, например, по формуле Вибе (см., например, [40]).

Очевидно, что с точки зрения развития теории рабочих процессов значение таких работ существенно меньше по сравнению с многозонными термодинамическими моделями и их роль в настоящее время можно ограничить лишь изучением математической стороны, в частности исследованием алгоритмов и нюансов численного эксперимента при решении специфических задач теории ДВС с подвижными границами. Влияние турбулентности, имеющее существенное влияние на характер протекания исключительно всех внутрицилиндровых процессов, в этих работах не учитывалось. Позже в рамках двумерной газодинамики было исследовано влияние турбулентных пульсаций параметров рабочего тела на внутрицилиндровую химическую кинетику [41].

Следует подчеркнуть, что вышеуказанные, а также другие подобные им подходы к двумерному моделированию внутрицилиндровых процессов из-за заложенных в них ограничений могут быть использованы только для задания граничных условий со стороны цилиндра при сквозном расчете газоздушного тракта. Для прогнозирования эффективных, особенно экологических

показателей рабочего процесса они не пригодны, так как не могут давать адекватные количественные результаты. По этой причине в дальнейшем кафедра поршневых двигателей МГТУ разработкой двумерных моделей рабочего процесса особенно не увлекалась.

Литература

- 100 лет специальности «Двигатели внутреннего сгорания» в МГТУ им. Н.Э. Баумана под ред. Н.А. Ивашенко. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2007. 296 с.
- Гриневецкий В.И. Тепловой расчет рабочего процесса. Дополнение редактора перевода к книге Г. Гюльднера «Газовые, нефтяные и прочие двигатели внутреннего сгорания», Москва, типолитография «И.Н. Кушнерев и К», 1907. С. 569–594.
- Sittauer H.L. Nicolaus August Otto, Rudolf Diesel. 4. Auflage. Teubner, Leipzig, 1990. 220 p.
- Diesel R. Theorie und Konstruktion eines rationellen Warmemotors zum Ersatz der Dampfmaschine und der heute bekannten Warmemotoren. Berlin. Springer-Verlag, 1893. 96 p.
- Тринклер Г.В. Двигателестроение за полустолетие. Очерки современника. Л.: Государственное издательство водного транспорта, 1954. 160 с.
- Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. 2-е изд. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.
- Мазинг Е.К. Тепловой расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. 2-е изд., доп. М., 1935. (Первое издание в 1928 г.).
- Бринлинг Н.Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. М.: Изд-во ГНТИ, 1931.
- Либрович Б.Г. Рабочий процесс предкамерного двигателя, М.; Л.: ОНТИ НКТП СССР. 1937.
- Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 3-е изд., доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 515 с.
- Основатели научных школ МГТУ им. Н.Э. Баумана: Краткие очерки/под ред. Е.Г. Юдина, К.Е. Демикова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. — 632 с.
- Вырубов Д.Н. Теплоотдача и испарение капель // Журнал технической физики. Т. IX, вып. 21. 1939. С. 1923–1931.
- Sitkei G. Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Springer-Verlag. Berlin-Göttingen-Heidelberg. 1964. 222 p.
- Алексеев В.П., Вырубов Д.Н. Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых двигателей внутреннего сгорания. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1977. 84 с.
- Алексеев В.П. Уравнение для определения задержки воспламенения в камере сгорания дизеля // Известия ВУЗов, Машиностроение. 1974. № 6.
- Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей // А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, В.И. Ивин, М.Г. Круглов, О.Б. Леонов, Г.Н. Мизернюк / под ред. А.С. Орлина. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1971. 400 с.
- Кавтарадзе Р.З., Цайлингер К., Цитцлер Г. Задержка воспламенения в дизеле при использовании различных топлив // РАН. Теплофизика высоких температур. 2005. Т. 43, № 6. С. 947–965.
- Boehman A.L., Le Corre O. Combustion on Syngas in Internal Combustion Engines // Combustion Science and Technology. 008. № 6 (180). P. 1193–1206.
- Lata D.B., Misra A. Analysis of ignition delay period of dual fuel Diesel engine with hydrogen and LPG as secondary fuels. Int // Journal of hydrogen energy. 2011. № 36. P. 3746–3756.
- Lieuwen T., Yang V., Yetter R (eds.). Synthesis Gas Combustion. Fundamentals and Applications. CRC Press. New York, 2010. 403 p.
- Орлин А.С., Круглов М.Г. Комбинированные двухтактные двигатели. М.: Машиностроение, 1968. 576 с.
- Круглов М.Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей (процессы газообмена). Круглов М.Г. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания (процессы газообмена). М.: Машгиз, 1963. 272 с.
- Круглов М.Г., Кавтарадзе Р.З. Краевые задачи теплопроводности для транспортных энергетических установок и их решение численным методом // Известия Академии Наук СССР, Энергетика и транспорт. 1989. № 5. С. 149–157.
- Двигатели Стирлинга // В.Н. Даниличев, С.И. Ефимов, В.А. Звонов, М.Г. Круглов, А.Г. Шувалов/под ред. М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1977. 150 с.
- Двигатели внутреннего сгорания. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей. // Д.Н. Вырубов, Н.А. Ивашенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина и М.Г. Круглова. 4-е изд., переработ. и доп. М.: Машиностроение, 1983. 372 с.
- Ивашенко Н.А., Кавтарадзе Р.З. Многозонные модели рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. 58 с.
- Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. Харьков: Вища школа, 1980. 169 с.
- Schreiner K. Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotoren // MTZ. 1993. № 11. P. 554–563.
- Heider G., Woshni G., Zeilinger K. 2-Zonen Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emission von Dieselmotoren // MTZ. 1998. № 11. P. 770–775.
- Hiroyasu H., Kadota T., Arai M. Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emission // Bulletin of the JSME. 1983. Vol. 26. Part 1: Combustion Modeling. P. 569–575. Part 2: Computational Procedure and Parametric Study. P. 576–583.
- Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в камерах сгорания дизелей: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1991. 265 с.
- Кавтарадзе Р.З. Моделирование локальных нестационарных температур рабочего тела в объеме камеры сгорания дизеля // Двигателестроение. 1995. № 1. С. 14–17.
- Ивашенко Н.А., Кавтарадзе Р.З., Голосов А.С., Кавтарадзе З.Р., Скрипник А.А. Метод расчета локальных концентраций оксидов азота в поршневых двигателях с внутренним смесеобразованием на основе многозонной модели // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер.: «Машиностроение». 2004. № 1. С. 34–59.
- Ludwig P. Die Untersuchung der zeitlichen Wärmeübertragung in groben Dieselmotoren unter besonderer Berücksichtigung der Strahlung mit Hilfe der Zonenmethode // Schiffbau Forschung. 1981. № 1. P. 3–11.
- Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Голосов А.С. Численная методика расчета локальных нестационарных температур в камере сгорания дизеля. Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ № 2015617794. Дата государственной регистрации в Реестре программ для ЭВМ 22.07.2015.
- Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Голосов А.С. Численная методика расчета концентрации NO_x на основе многозонной модели рабочего процесса дизеля. Свидетельство о государственной регистрации программ для ЭВМ № 2015617793. Дата государственной регистрации в Реестре программ для ЭВМ 22.07.2015.
- Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1988. 360 с.
- Березин С.Р. Теория и расчет газодинамических процессов в быстроходном двухтактном турбопоршневом двигателе: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. М., 1994. 378 с.
- Чаплыгин С.А., Голубев В.В. К теории продувки цилиндров двигателей внутреннего сгорания. Труды ЦАГИ им. Н.Э. Жуковского. Вып. 175. 1934. С. 24–41.
- Лобов Н.В. Улучшение характеристик двухтактных ДВС оптимизацией газозооного тракта: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. М., 2005. 278 с.
- Чесноков С.А. Прогнозирование неравновесного образования токсичных веществ при горении в ДВС с искровым зажиганием: дис. ... докт. техн. наук: 05.04.02. Тула, 2006. 326 с.

МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ТРИБОМЕТРИИ ВАРИАНТОВ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВЫХ ГРУПП БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ

С.В. Путинцев, д.т.н., проф., С.С. Пилацкая, инж.
МГТУ им. Н.Э. Баумана

А.С. Ратников, ассист. ВлГУ им. А.Г. и Н.Г. Столетовых

Представлены результаты экспериментальной проверки трибологической эффективности применения гладкой трущейся поверхности цилиндра в сравнении с шероховатой и влияние условий маслоснабжения деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) на трение в сопряжении цилиндр–поршень. Экспериментально установлены потери на трение ряда конструктивных вариантов деталей ЦПГ универсального быстроходного дизеля типа 1С48,5/8,0 (ТМЗ-450Д) в зависимости от времени и скоростного режима испытаний с учетом погрешностей результатов прямых измерений контрольных величин. Показано, что применение опытной ЦПГ, включающей цилиндр с гладкой полированной поверхностью и модернизированные шатун с поршнем обеспечивают улучшение условий маслоснабжения цилиндра и снижение потерь на трение на 12–25 %.

В работах [1, 2] была поставлена и аналитико-расчетным путем решена задача сравнения трибологической эффективности по критериям снижения трения и изнашивания шероховатой (хонингованной) и гладкой (полированной) смазываемых трущихся поверхностей цилиндра ДВС.

Цель данного исследования состояла в экспериментальной проверке эффективности практического применения рекомендаций этих работ, а также в изучении влияния условий маслоснабжения деталей ЦПГ на трение в сопряжении цилиндр–поршень.

Для достижения указанной цели к решению ставились следующие задачи:

- выбор и изготовление объектов сравнительных испытаний;
- разработка методики эксперимента, отвечающей достижению поставленной цели с максимально возможными оперативностью, надежностью и точностью;
- выбор или изготовление средства испытаний;
- проведение отладочных работ с оценкой погрешностей измеряемых величин;
- выполнение основных экспериментов и обработка полученных результатов.

С учетом информации, представленной в других работах по данной тематике [3–5], для проведения сравнительного тестирования были выбраны, спроектированы и изготовлены объекты испытаний (табл. 1) — ЦПГ для универсального быстроходного дизеля с воздушным охлаждением 1С48,5/8,0 (ТМЗ-450Д). Особенностью условий смазки деталей ЦПГ этого дизеля является подача струи масла в зону сопряжения поршневой палец–бобышка поршня по схеме, аналогичной конструкции автомобильных двигателей FIAT, в которой маслоподающее отверстие, выполненное в стержне шатуна, лежит в плоскости оси коленчатого вала [6, 7].

Из сопоставления описаний объектов испытаний можно видеть, что серийный объект № 0 отличается от опытного объекта № 1 измененной топографией трущейся поверхности цилиндра, способствующей (согласно результатам работы [2]) более благоприятному протеканию режима гидродинамического трения в сопряжении цилиндр–поршень. Опытные объекты № 2 и 3 по расчетным и экспериментальным данным работ [8, 9] обеспечивали более рациональное с точки зрения снижения трения маслоснабжение указанного сопряжения.

Рабочая гипотеза, основанная на результатах исследования [2], содержала предположение о том, что замена регулярно-шероховатой хонингованной внутренней поверхности цилиндра на гладкую полированную поверхность, при условии гарантированного маслоснабжения последней, приведет к повышению гидродинамической несущей способности масляного клина, что в итоге вызовет снижение силы трения и, следовательно, потерь на трение поршня с кольцами в цилиндре.

Методика эксперимента базировалась на моделировании процессов смазки и трения, протекающих в реальной ЦПГ дизеля. С учетом сравнительного характера испытаний и стремления повысить чувствительность измерений прогнозируемо малых изменений показателей трения сравниваемых объектов, режимом проведения опытов была выбрана холодная прокрутка дизеля без сжатия, сгорания и охлаждения. В качестве контрольных показателей или величин, прямым образом характеризующих трение, были

Таблица 1

Обозначение, характеристики и отличительные признаки объектов сравнительных испытаний

№	Обозначение объекта испытаний	Характеристики и отличительные признаки объекта испытаний
1	Объект № 0 — серийный	ЦПГ, включающая цилиндр с хонингованной регулярно-шероховатой трущейся поверхностью 8-го класса чистоты ($R_z = 3-4$)
2	Объект № 1 — опытный	ЦПГ, отличающаяся от объекта № 0 наличием у цилиндра полированной гладкой трущейся поверхности 11-го класса чистоты ($R_z = 0,3-0,6$)
3	Объект № 2 — опытный	ЦПГ, отличающаяся от объекта № 1 наличием модернизированного шатуна, имеющего измененное количество и расположение маслоподающих отверстий, а также обладающего масло-распределительными канавками на втулке и верхнем шатунном вкладыше
4	Объект № 3 — опытный	ЦПГ, отличающаяся от объекта № 2 наличием сквозных маслосборных отверстий на ненагруженной стороне стенки поршня в зоне верхней кромки юбки

использованы: температура стенки в среднем по высоте поясе цилиндра t_c , температура моторного масла в главной масляной магистрали t_m и сила тока I в цепи приводного электродвигателя коленчатого вала, обеспечивающего вращение последнего.

Методика включала два последовательных режима испытаний: прокрутку на постоянной частоте вращения коленчатого вала $n = 1000$ об/мин (прогрев) до стабилизации значений контрольных величин трения; измерение значений контрольных величин трения при ступенчатом повышении частоты вращения коленчатого вала от 1000 до 2000 об/мин с шагом 200 об/мин.

Отладочные опыты позволили установить, что режим стабилизации значений контрольных величин трения наступает приблизительно к 45–50 мин прокрутки, что позволило ограничить время испытаний на указанном режиме до 60 мин без риска потери информации. В ходе отладки методики испытаний время измерений трех контролируемых величин составило не более 2 мин. Поэтому при использовании шага контрольных точек скоростной характеристики, равном 200 об/мин, получение достаточно информативного количества данных (конкретно шесть точек измерения в указанном диапазоне частот вращения коленчатого вала) обеспечивается за время не более 12 мин. Таким образом, общее время испытаний одного объекта с использованием принятой методики испытаний составило 72 мин, что соизмеримо с продолжительностью проведения типовых испытаний по определению механических потерь по ГОСТ 14846-81.

Методическая надежность экспериментов, реализуемая как повторяемость и воспро-

изводимость получаемых результатов при параллельных опытах, базировалась:

- на фундаментальном положении физики, согласно которому практически вся энергия (за исключением около 1 % потерь энергии на молекулярные превращения), затраченная на преодоление сопротивления движению, превращается в тепло, контролируемое в данном случае как приращение температуры трущихся тел и смазочного материала;

- соблюдении принципа прочих равных условий при сравнительных испытаниях объектов;

- отсутствии искажающего влияния на результаты измерения контролируемых величин, не связанных с трением факторов, таких как тепло, выделяемое при сжатии и сгорании топливовоздушной смеси в цилиндре и тепло, принудительно отводимое от цилиндра рабочим телом системы охлаждения;

- высокой точности измерений значений контролируемых величин, обусловленных трением в ЦПГ.

Методика предполагала испытание объектов в порядке их перечисления в табл. 2, при этом переход от объекта № 1 к объекту № 2 требовал разборки кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и шатунно-поршневой группы (ШПГ) дизеля, что было вызвано необходимостью замены шатуна.

Средство испытаний специально не изготавливали, поскольку для достижения указанной выше цели наилучшим образом подходила имеющаяся макетная установка, описание которой приведено в работах [10, 11], и детали ЦПГ и ШПГ которой при выполнении данного исследования заменялись на объекты, указанные в табл. 1.

В качестве смазочного материала, обладающего в условиях прокрутки соизмеримой с «горячим» моторным маслом вязкостью, использовалась смесь рекомендованного для данного двигателя минерального моторного масла с дизельным топливом в соотношении 2:1.

В результате выполнения пробных опытов было установлено, что прокрутка коленчатого вала в области частот вращения свыше 1000 об/мин с реальными парами трения ЦПГ требует применения более мощного приводного электродвигателя и, соответственно, повышения жесткости упругой армированной муфты соединительного вала (рис. 1). В ходе отладочных прокруток было выявлено существенное влияние несоосности вала электропривода и двигателя на контрольные показатели, особенно на силу тока в цепи приводного электродвигателя. Влияние этого фактора было минимизировано до уровня погреш-

Таблица 2

Погрешности измерений контролируемых величин

№	Наименование, обозначение и размерность контролируемой величины	Относительная погрешность измерений, %	Доверительный интервал погрешности измерения, % (°С или А)
1	Температура стенки цилиндра в среднем по высоте пояса t_c , °С	$\pm 0,5$	1 (0,7)
2	Температура моторного масла в главной масляной магистрали t_m , °С	$\pm 0,5$	1 (0,7)
3	Сила тока в цепи приводного электродвигателя коленчатого вала I , А	$\pm 0,2$	0,4 (0,01)

ности его измерения, что открыло возможность проведения высокоточных сравнительных испытаний объектов с погрешностью измерений контролируемых величин, приведенной в табл. 2.

Результаты расчета представленных в табл. 2 относительных и абсолютных значений погрешности измерений получены с использованием максимальных значений соответствующих контрольных величин, определенных в ходе выполнения пробных и отладочных прокруток, а именно для температур t_c и t_m , равных 70 °С; силы тока I , равной 2,7 А.

Обеспечение требуемой точности измерений достигалось применением соответствующих первичных преобразователей и приборов:

➤ для измерения температур t_c и t_m — термопар класса Х-К, связанных с двухканальным измерителем марки ОВЕН 2ТРМОА (класс точности 0,5);

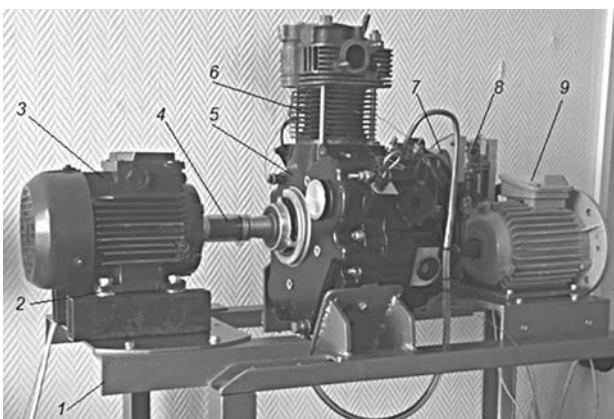


Рис. 1. Общий вид макетной установки на базе дизеля 1С48,5/8,0:

1 — рама; 2 — регулируемая опора; 3 — приводной электродвигатель коленчатого вала; 4 — гибкая армированная муфта; 5 — картер дизеля; 6 — цилиндр с установленной в нем ШПГ и термопарами; 7 — манометр для измерения давления моторного масла; 8 — регистратор температур цилиндра и масла; 9 — приводной электродвигатель масляного насоса

➤ для измерения силы тока I — амперметра лабораторного электродинамического марки Д5017 со встроенным трансформатором тока с пределом измерения 5 А и классом точности 0,2.

Контроль режимов испытаний осуществлялся на основе измерения показаний:

➤ давления масла в главной масляной магистрали манометром марки ТМ-510 М2 класса точности 1,5 с пределом измерения 1 МПа;

➤ частоты вращения приводных валов масляного насоса и коленчатого вала комбинированным тахометром марки ТНМ-30 с точностью в диапазоне измерений ± 1 об/мин.

Результат снижения силы трения считали значащим и принимали во внимание при анализе только в том случае, когда разница значений сравниваемых контрольных величин превосходила значение, приведенное в табл. 2.

Анализ результатов испытаний объектов № 0–3 как на первом (рис. 2), так и на втором (рис. 3) режимах прокрутки без сжатия, сгорания и охлаждения показал, что:

➤ характер изменения контрольных показателей при испытаниях сравниваемых объектов при прочих равных условиях является в целом идентичным, что свидетельствует об отсутствии какого-либо фактора или причины, приводящих к нарушению основных механизмов трения при смене объекта испытаний;

➤ наибольшее положительное изменение в виде значимого снижения значений всех контролируемых показателей трения вызвал переход от объекта № 0 к объекту № 1, а именно при замене регулярно-шероховатой хонингованной на гладкую полированную трущуюся поверхность цилиндра;

➤ улучшающая условия маслоснабжения модернизация деталей ШПГ, реализованная в объектах № 2 и 3, проявилась в заметно меньшем (а в случае температуры масла — неоднозначном) влиянии на снижение трения в ЦПГ.

Для уточнения и выявления вклада объектов № 2 и 3 в формирование потерь на трение в ЦПГ результаты прямых измерений контролируемых показателей при постоянной частоте вращения были обработаны и представлены в виде среднеарифметических значений, которые, как известно, наиболее достоверно отражают результат при случайном характере процесса (рис. 4).

Как можно видеть из сопоставления результатов оценки среднеарифметических значений контрольных показателей трения в ЦПГ, полученных для сравниваемых объектов № 0–3, в порядке увеличения номера объекта, переход от серийного исполнения ЦПГ (объект № 0) к опытным исполнениям (объекты № 1–3) сопровождался в каждом случае снижением потерь на трение и

имел характер этого снижения, аналогичный отмеченному выше при рассмотрении рис. 2 и 3. При этом наибольшее снижение трения дал переход с шероховатой (объект № 0) на гладкую (объект № 1) трущуюся поверхность цилиндра, наименьшее — применение улучшенных условий маслоснабжения гладкой поверхности цилиндра (объекты № 2 и 3).

Анализ относительных изменений среднеарифметических значений, характеризующих трение в ЦПГ контролируемых величин, для всех испытанных объектов с учетом определенных выше доверительных интервалов погрешности измерений, показал следующие результаты (табл. 3):

- вклад всех опытных объектов как по отдельности (сочетания номеров объектов 0–1; 1–2 и 2–3), так и в сумме (сочетание номеров объектов 0–3) проявился в превосходящем доверительный интервал погрешности измерения снижении каждой из контролируемых величин t_c , t_M и I , характеризующих трение в ЦПГ, т. е. сопровождался значимым снижением потерь на трение в этом сопряжении;

- для отдельных технических решений, реализованных в опытных объектах, наибольшее снижение потерь на трение обеспечило (при прочих равных условиях) изменение топографии трущейся поверхности цилиндра с регулярно-шероховатой хонингованной на гладкую поли-

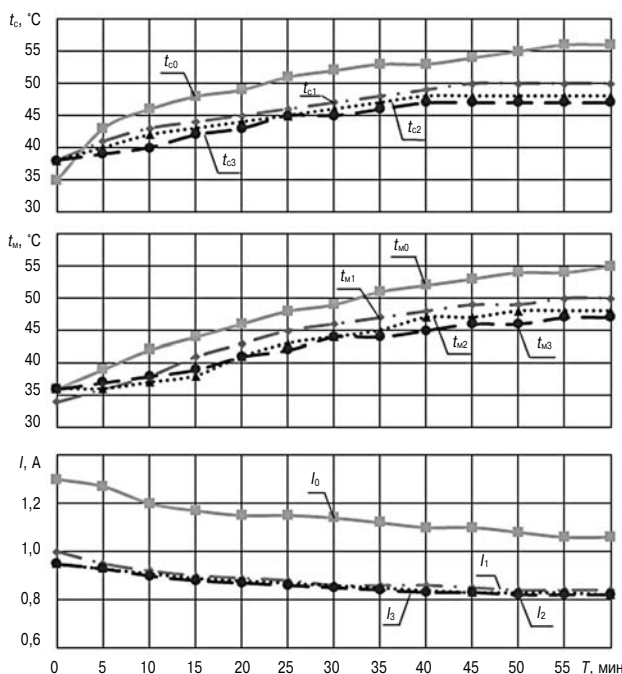


Рис. 2. Изменение контролируемых показателей трения в ЦПГ за время прокрутки при постоянной частоте $n = 1000$ об/мин (нижний индекс при обозначении контрольной величины соответствует номеру объекта испытаний согласно табл. 1)

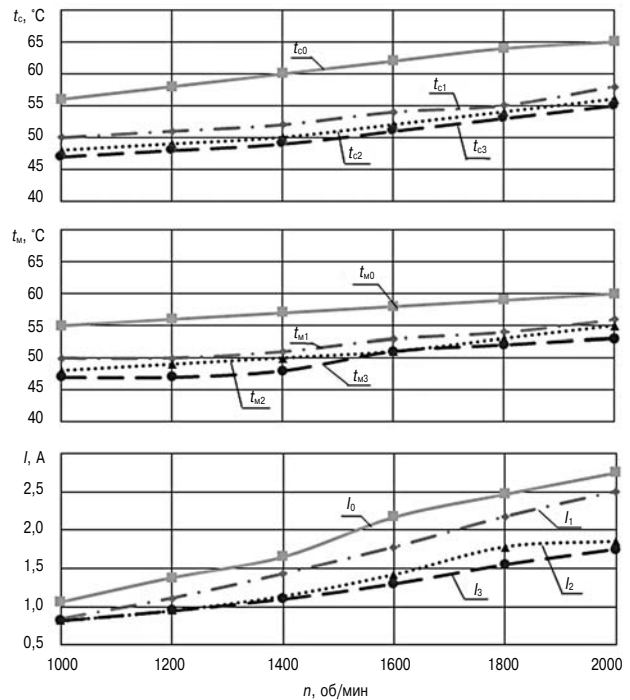


Рис. 3 Изменение контролируемых величин трения при прокрутке дизеля по скоростной характеристике для объектов испытаний № 0–3

рованную (замена объекта № 0 на объект № 1), что было зафиксировано по результатам измерения обусловленных трением температур t_c , t_M (на 8 %) и силы тока I (на 23 %) соответственно;

- улучшение условий маслоснабжения деталей ЦПГ, реализуемое в виде увеличения и более равномерного распределения по окружности цилиндра струйной подачи масла из специальных отверстий шатуна и поршня на трущуюся гладкую поверхность цилиндра (сочетания номеров объектов 1–2 и 2–3 соответственно), положительно, но при этом

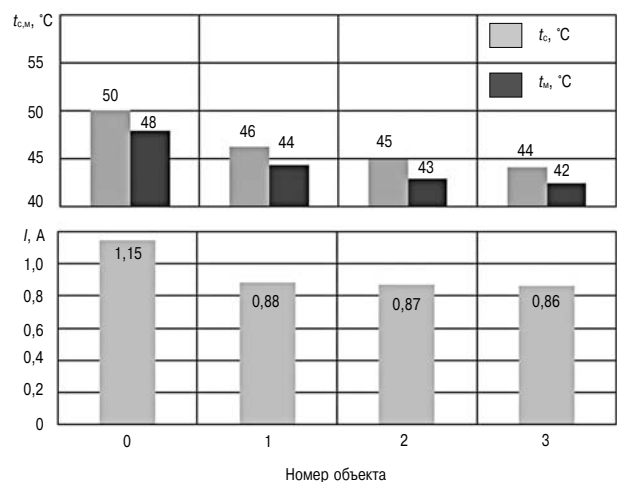


Рис. 4. Среднеарифметические значения контролируемых показателей трения в ЦПГ для объектов № 0–3 за время прокрутки на постоянной частоте вращения коленчатого вала $n = 1000$ об/мин

Таблица 3

Относительная разница среднеарифметических значений контролируемых показателей трения в ЦПГ сравниваемых объектов испытаний

№	Обозначение и размерность контрольной величины	Относительное изменение (снижение) значений контрольной величины, %				Доверительный интервал погрешности измерения контрольной величины, %
		Сочетания номеров сравниваемых объектов испытаний				
		0—1	1—2	2—3	0—3	
1	t_c , °C	8	2	2	12	1
2	t_M , °C	8	2	2	12	1
3	I , A	23	1	1	25	0,4

не так ощутимо как изменение топографии трущейся поверхности цилиндра;

➤ применением комплекса технических решений (сочетание номеров объектов 0–3) было получено максимальное для данного эксперимента снижение потерь на трение, выразившееся значениями 12 % (по температурам t_c и t_M) и 25 % (по величине силы тока I);

➤ испытания выявили существенно разную чувствительность способов оценки потерь на трение в ЦПГ, в частности: изменение топографии трущейся поверхности цилиндра привело к снижению контрольных температур t_c и t_M на 8 %, в то время как изменение силы тока I в цепи приводного электродвигателя коленчатого вала составило 23 % (т. е. измерительная чувствительность различается почти в 3 раза);

➤ в отношении изменения условий маслоснабжения способ контроля температур обнаружил, наоборот, в два раза большую чувствительность по сравнению со способом контроля силы тока (2 и 1 % соответственно);

➤ отмеченный выше характер проявления чувствительности способов измерений потерь на трение указал на то, что для оценки разных уровней изменения трения во избежание потери информации целесообразно выбирать различные способы, исходя из соответствия чувствительности способа к прогнозируемому уровню изменения потерь на трение: например, для контроля малых изменений потерь на трение (от 1 до 7 %) можно рекомендовать применение измерений обусловленных трением температур, а для измерения средних и значительных изменений этих потерь (от 8 % и выше) лучше подойдут способы, связанные с механическим и/или электрическим контролем момента сопротивления прокручивания вала.

Заключение

В результате сравнительного трибологического тестирования ряда вариантов ЦПГ быстроходного дизеля методом прокрутки коленчатого вала показана возможность снижения потерь на трение в сопряжении «цилиндр–поршень» на величину от 12 до 25 % (в зависимости от применяемого способа контроля).

При использовании опытного цилиндра с гладкой полированной трущейся поверхностью и улучшенными условиями ее маслоснабжения вместо серийного цилиндра с регулярно-шероховатой хонингованной трущейся поверхностью; показано, что для оценки прогнозируемо малых (от 1 до 7 %) изменений потерь на трение целесообразно использовать обладающий высокой чувствительностью метод контроля обусловленных трением температур деталей трущегося сопряжения.

Литература

1. Путинцев С.В., Кириллов А.Г., Ратников А.С. Обоснование и постановка задачи сравнительного анализа эффективности гладкой и шероховатой внутренних поверхностей цилиндров поршневых двигателей // Автомобильная промышленность. — 2018. — № 3. — С. 7–9.
2. Путинцев С.В., Аникин С.А., Ратников А.С. Аналитико-расчетное сопоставление гладкой и шероховатой поверхностей трения цилиндра поршневого двигателя с позиций гидродинамики и трибологии // Автомобильная промышленность. — 2018. — № 7. — С. 13–17.
3. Resource-efficient piston ring/cylinder liner pairing / K. Risse, M. Schorge, D. Bartel et al. // Industrial Lubrication and Tribology. — 2019. — Vol. 71, № 1. — P. 154–163. DOI: 10.1108/ILT-06-2018-0250.
4. Anderberg C., Dimkovski Z., Rosen B.G. Liner surface improvements for low friction piston ring packs // Surface Topography: Metrology and Properties. — 2013. — Vol. 2, № 1. — P. 014009. DOI: 10.1088/2051-672X/2/1/014009.
5. Mihalcea G.A., Mihaescu L. Structured surfaces used for improving tribological behaviour for the piston-ring cylinder-liner friction couples in internal combustion engines // The Annals of University «DUNAREA DE JOS» of Galati Fascicle VIII. — 2007. — № 13. — P. 77–87.
6. Хрулев А.Э. Ремонт двигателей зарубежных автомобилей. — М.: За рулем, 2000. — 440 с.
7. Дизели ТМЗ-450Д. Руководство по эксплуатации. 077 110 000 РЭ. URL: <https://freedocs.xyz/pdf-378051015> (дата обращения: 01.02.2019).
8. Пилацкая С.С. Анализ и предложения по модернизации элементов существующей конструкции системы смазки малоразмерного быстроходного дизеля 1Ч8,5/8,0 // Проблемы и перспективы студенческой науки. — 2018. — № 1 (3). — С. 36–39.
9. Visualization of piston engine cylinder oil-jet lubricating process / S.V. Putintsev, S.S. Pilatskaya, A.S. Ratnikov a.o. // IOP Publishing Journal of Physics: Conf. Series, Vol. 1177 (2019), 012006, P. 1–6.
10. Путинцев С.В., Бикташев А.Ф., Гуськов В.Ф. Обоснование и проект макетной установки для исследования условий маслоснабжения цилиндра четырехтактного быстроходного дизеля с воздушным охлаждением // Матер. XVIII Междунар. научно-практ. конференции «Актуальные проблемы эксплуатации автотранспортных средств»: Владимир, 24–25 ноября 2016. — С. 255–258.
11. Путинцев С.В. Экспериментальная макетная установка для исследования процессов маслоснабжения в основных сопряжениях поршневого двигателя // Вестник Чувашской ГСХА. — 2018. — № 8. — С. 107–110.

ОПТИМИЗАЦИЯ ФАЗ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕПЛОВОЗНОГО ДИЗЕЛЯ 8ЧН21/21

Н.С. Кочев, асп., Л.В. Плотников, к.т.н. доцент

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

Н.И. Григорьев, к.т.н., главный конструктор

ООО «Уральский дизель-моторный завод»

Выполнен краткий обзор литературы по тематике совершенствования рабочего процесса поршневых двигателей с применением цикла Миллера. Представлены результаты численного моделирования и стендовых испытаний тепловозного дизеля 8ЧН21/21, выполненные с целью улучшения технико-экономических и экологических показателей за счет оптимизации фаз газораспределения. Численное моделирование выполнялось в программном комплексе ACTUS (ABB Turbo Systems). Доводочные испытания проходили на стендах ООО «Уральский дизель-моторный завод». В результате оптимизации фаз газораспределения было достигнуто снижение удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме на 3,26 % при одновременном снижении вредных выбросов более чем на 30 %. Полученные результаты позволяют использовать двигатель при проектировании перспективных тепловозов с повышенными требованиями к показателям вредных выбросов.

Совершенствование поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) для повышения их топливной экономичности и снижение вредных выбросов неразрывно связано с воздействием на рабочий процесс [1–3]. Одним из направлений совершенствования рабочего процесса двигателя является использование специальных рабочих циклов с изменением фаз газораспределения. При этом происходят изменения в процессах газодинамики и тепломассообмена как внутри цилиндра, так и во впускных и выпускных системах поршневого ДВС. Это требует изменения настройки топливной системы двигателя, систем наддува, смазки и охлаждения.

На сегодняшний день одним из эффективных способов совершенствования рабочего процесса поршневого двигателя является применение так называемого цикла Миллера. Например, в экспериментальной работе Zhang и др. [4] было изучено влияния пяти различных вариантов фаз газораспределения на характеристики процесса сгорания и образования вредных веществ при различных нагрузках форсированного дизельного

двигателя. Авторами установлены оптимальные значения влияющих факторов, при которых выбросы вредных веществ снижаются при сохранении мощности двигателя. В обзорной статье Zhao [5] приводятся основные преимущества и недостатки поршневых двигателей, работающих по циклам Аткинсона и Миллера, а также кратко рассматриваются критические проблемы и перспективные решения для совершенствования ДВС. В работе Wu и др. [6] рассматривается оптимизация основных параметров поршневого ДВС при разных способах организации рабочего цикла (цикл Отто, Дизеля, Миллера, Отто-Миллера). Показано, что в зависимости от цели оптимизации можно снизить уровень вредных выбросов двигателя вплоть до 5,6 % или повысить мощность двигателя до 5,2 % за счет выбора способа реализации рабочего цикла. Wu и Chen [7] разработали физико-математическую модель термодинамических процессов в цилиндре двигателя, работающего по циклу Миллера, которая учитывает переменную во времени теплоемкость рабочего тела, потери тепла, потери на трение и другие необратимые потери. Разработанная модель позволяет рассчитывать и оптимизировать основные параметры двигателя — мощность, КПД и выбросы вредных веществ. В работе Molina и др. [8] исследуется потенциал цикла Миллера для снижения выбросов оксидов азота и сажи до пределов EURO VI, сохраняя расход топлива и среднее эффективное давление двигателя. В статье Zou и др. [9] приведены результаты экспериментального исследования влияния раннего закрытия впускного клапана и величины давления впрыска топлива в цилиндр дизельного двигателя на основные показатели. Показано, что раннее закрытие впускного клапана и повышение давления впрыска топлива приводит к улучшению тепловой эффективности ДВС на 2,5 % и существенному снижению вредных выбросов с отработавшими газами. В статье He и др. [10] показан положительный синергетический эффект от применения цикла Миллера и наддува, который заключается в росте КПД двигателя на величину от 2,5 до 5,5 % по сравнению с традиционными бензиновыми двигателями. В статье Imperato и

др. [11] представлены результаты экспериментальных исследований по снижению выбросов NO_x в судовом дизельном двигателе. В работе рассматривается комплекс мероприятий (применение цикла Миллера, рециркуляция отработавших газов и split fuel injection), при помощи которого удалось снизить выбросы NO_x на 90 %. Gopca и Sahin [12] представили результаты модернизации дизельного двигателя с турбонаддувом, работающего по циклу Миллера, и с впрыском пара в цилиндр. Установлено, что применение впрыска пара в цилиндр при работе по циклу Миллера приводит к существенному снижению выбросов оксида азота, но вызывает снижение эффективной мощности (однако это можно компенсировать повышением степени наддува).

В данной статье представлены результаты численного моделирования и стендовых испытаний в целях совершенствования рабочего процесса тепловозного дизеля 8ЧН 21/21 за счет изменения фаз газораспределения (на основе цикла Миллера). Целевыми функциями оптимизации являются соответственно снижение вредных выбросов и повышение экономичности двигателя.

На основе результатов анализа выполненных работ и пилотных исследований оптимизацию фаз газораспределения решено проводить по предложенному Ральфом Миллером пути — организацию рабочего процесса со слишком ранним или слишком поздним закрытием впускного клапана без изменения конструкции серийного поршневого двигателя [13].

В качестве объекта исследования был выбран дизель 8ЧН 21/21 производства ООО «Уральский дизель-моторный завод» (Екатеринбург). Он представляет собой 4-тактный двигатель с V-образным расположением цилиндров под углом 90° , с непосредственным впрыском топлива, жидкостной системой охлаждения закрытого типа, с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, системой смазки с «сухим» картером. Номинальная мощность двигателя составляет 882 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1400 об/мин, максимальный крутящий момент 6000 Н·м.

В табл. 1 представлены основные параметры базового дизеля, а также их прогнозируемые целевые значения после осуществления оптимизации фаз газораспределения.

Исследования проводились в два этапа. На первом этапе выполнялось численное моделирование рабочего процесса в программном комплексе ACTUS (Швейцария, ABB Turbo Systems) с целью оптимизации углов открытия и закрытия впускного и выпускного клапанов (в том числе перекрытия клапанов). На следующем этапе были проведены доводочные, стендовые испы-

Таблица 1

Базовые и целевые параметры дизеля 8ЧН 21/21

Параметр	Базовый дизель	Целевые значения после оптимизации
Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	214	210
Эффективная мощность, кВт	882	882
Удельные средневзвешенные выбросы при работе по скоростной (тепловозной) характеристике		
Выбросы NO_x , г/кВт·ч	21,63	16,6
Выбросы CO, г/кВт·ч	2,13	2,13
Выбросы CH, г/кВт·ч	0,83	0,83
Дымность, %	1,11	0,8

тания дизеля с оптимальными фазами газораспределения, а также выполнен сравнительный анализ полученных результатов.

Целевыми показателями оптимизации были выбраны удельный эффективный расход топлива и выбросы NO_x . Для ограничения теплонапряженности деталей двигателя был установлен предел максимального давления сгорания p_z на уровне базового дизеля, равный 15 МПа. Оптимизация фаз газораспределения на основе численного моделирования проводилась на режиме номинальной мощности двигателя (882 кВт) при частоте вращения коленчатого вала 1400 об/мин. Стендовые испытания проводились по скоростной тепловозной характеристике.

На первом этапе выполнено математическое моделирование рабочего процесса при сокращении процесса впуска (с 236 до 154 град ПКВ) и получены несколько алгоритмов работы впускных и выпускных клапанов (рис. 1). Алгоритмам впускных клапанов присвоены условные порядковые номера для удобства их идентификации (№ 1, № 2 и № 3). Было установлено, что алгоритм работы выпускного клапана оптимален и не требует значительной корректировки, поэтому дальнейшие исследования алгоритма ра-

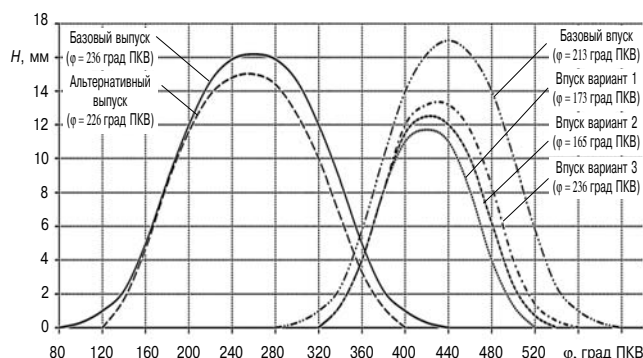


Рис. 1. Зависимости величины подъема клапанов H от угла поворота коленчатого вала φ для разных фаз газораспределения при оптимизации угла закрытия впускного клапана (в скобках указана продолжительность открытия впускного клапана)

боты выпускных данных клапанов не проводились.

В процессе моделирования установлено, что при работе впускных клапанов по вариантам № 1 (продолжительность открытого впускного клапана 173 град ПКВ) и № 2 (продолжительность 165 град ПКВ) не выполняется условие по ограничению максимального давления сгорания, равного 15 МПа (рис. 2), поэтому данные варианты в дальнейшем учитываться не будут. Рост расчетного значения максимального давления сгорания в данном случае, вероятно, вызван повышением давления наддува и корректировкой угла опережения впрыска топлива. Поскольку применение цикла Миллера приводило к частичному падению мощности дизеля, то было принято решение о компенсации данного негативного явления повышением давления наддува, используя конструктивные возможности базовых турбокомпрессоров путем подбора сопловых аппаратов и диффузоров, а также корректировкой угла опережения впрыска топлива в диапазоне 31–34° относительно ВМТ [14, 15].

Результаты изменения удельного эффективного расхода топлива Δg_e , коэффициента объемной эффективности V_e (аналога коэффициента наполнения — отношение действительной массы воздуха, поступившей в цилиндр, к массе воздуха, которая теоретически могла бы заполнить цилиндр при данных условиях), а также максимального давления сгорания p_z по результатам математического моделирования и оптимизации работы впускных клапанов представлены на рис. 2.

Из рис. 2 видно, что расход топлива практически не изменялся в исследуемом диапазоне закрытия впускного клапана, в отличие от коэффициента объемной эффективности, который предсказуемо снижался по мере «укорачивания» хода впускного клапана по причине ухудшения газообмена. Более раннее закрытие впускных клапанов вызывает постепенное снижение максимального давления сгорания. В результате анализа полученных данных был выбран угол закрытия впускного клапана, равный 540 град ПКВ (по сравнению с 582 град ПКВ у базового дизеля).

Далее было выполнено математическое моделирование рабочего процесса дизеля 8ЧН21/21 с разными величинами угла перекрытия клапанов $\varphi_{п.кл.}$. Здесь важно было учесть положительный эффект при увеличении время-сечения клапанов и нежелательные последствия вероятного обратного заброса продуктов сгорания во впускной трубопровод (так называемые «потери Миллера» [13]). В качестве основного алгоритма работы клапанов на основании выполненного этапа моделирования был принят вариант с максимальным перекрытием (107 град ПКВ). Дальнейший план оптимизации

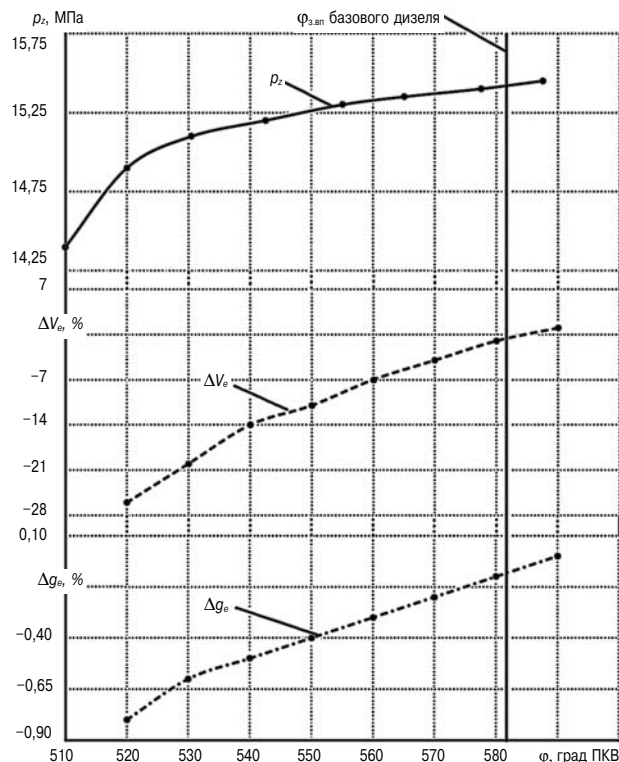


Рис. 2. Расчетные зависимости изменения удельного эффективного расхода топлива Δg_e , коэффициента объемной эффективности ΔV_e и максимального давления сгорания p_z от угла закрытия впускного клапана $\varphi_{з.вп}$ для дизеля 8ЧН21/21

фаз газораспределения предусматривал постепенное снижение продолжительности перекрытия клапанов (вплоть до 67 град ПКВ) с целью снижения «потерь Миллера», связанных с процессами газодинамики и теплообмена потоков воздушного заряда и отработавших газов в коллекторах и цилиндрах дизеля. Параметры исследуемых фаз газораспределения для оптимизации продолжительности перекрытия клапанов представлены на рис. 3.

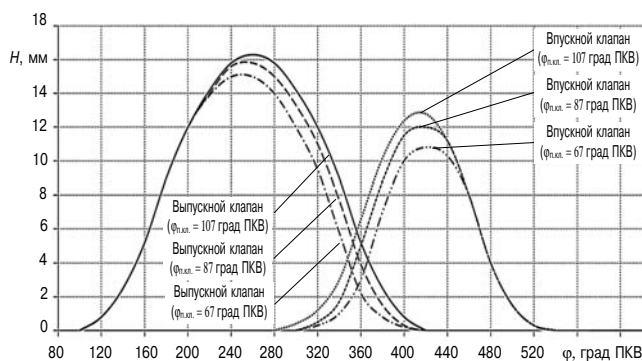


Рис. 3. Зависимости высоты подъема клапанов H от угла поворота коленчатого вала φ для разных вариантов фаз газораспределения при оптимизации продолжительности перекрытия клапанов $\varphi_{п.кл.}$ для дизеля 8ЧН21/21

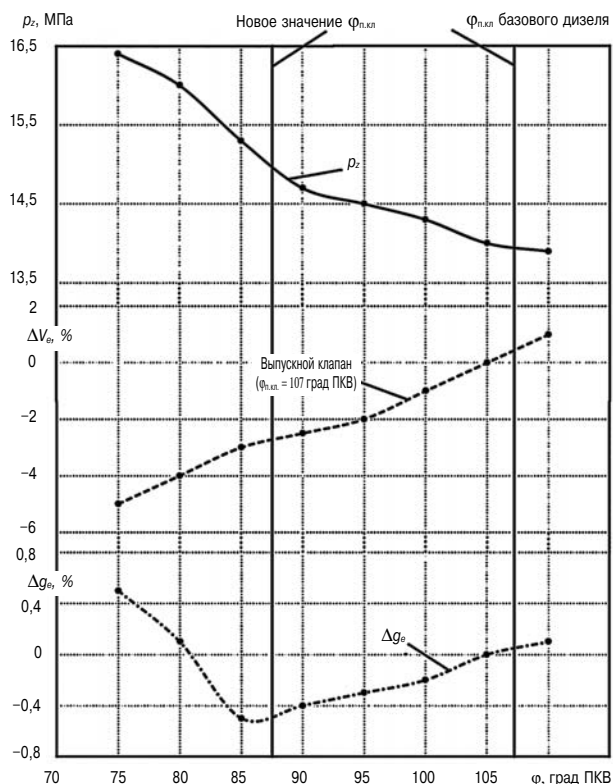


Рис. 4. Расчетные зависимости изменения удельного эффективного расхода топлива Δg_e , коэффициента объемной эффективности ΔV_e и максимального давления сгорания p_z от угла перекрытия клапанов $\phi_{пл.кл.}$ для дизеля 8CH 21/21

На основании результатов математического моделирования (рис. 4) рабочего процесса дизеля с разными величинами угла перекрытия клапанов, был определен оптимальный вариант перекрытия клапанов продолжительностью 87 град ПКВ.

Сравнительные диаграммы фаз газораспределения базового дизеля и оптимальных фаз газораспределения дизеля 8CH21/21 с циклом Миллера представлены на рис. 5.

Средствами математического моделирования были получены оптимальные алгоритмы работы впускных и выпускных клапанов, что позволило снизить расчетные значения удельного эффективного расхода топлива с 214 до 208,4 г/(кВт·ч) на номинальном режиме работы при сохранении концентрации вредных веществ в отработавших газах на уровне базового дизеля.

Стоит подчеркнуть, что «потери Миллера», связанные с уменьшением времени открытия впускных клапанов, были частично компенсированы увеличением давления наддува, что на реальном дизеле будет реализовано подбором оптимальных проточных частей турбокомпрессоров, а также корректировкой угла опережения впрыска топлива.

Далее были проведены доводочные стендовые испытания модернизированного дизеля (с оптимальными фазами газораспределения) с целью

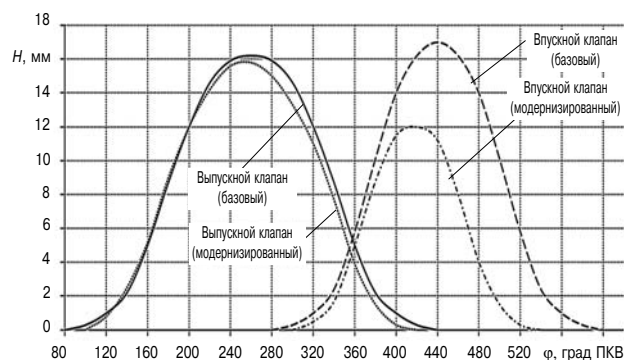


Рис. 5. Изменение высоты подъема впускного и выпускного клапанов H от угла поворота коленчатого вала ϕ для фаз газораспределения базового и модернизированного дизелей

подтверждения и уточнения результатов численного моделирования. Для данных целей был изготовлен новый распределительный вал с измененными профилями кулачков привода клапанов.

В качестве характеристических параметров выбраны:

- удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт·ч (рис. 6);

- удельные средневзвешенные выбросы вредных веществ (NO_x , CO , CH) и дымность ОГ (рис. 7).

Для измерения концентраций вредных веществ в отработавших газах использовались газоанализатор ГИАМ-29 с допускаемой погрешностью до $\pm 0,025$ об. % и анализатор отработавших газов FEVER с допускаемой погрешностью 1,0 %. Испытания проводились в соответствии с требованиями стандартов [16–18].

Как видно из графиков на рис. 6, результаты доводочных испытаний показали достаточно высокую степень согласованности с результатами моделирования (отличия в значениях не превышают 3 %). Поставленные цели по снижению

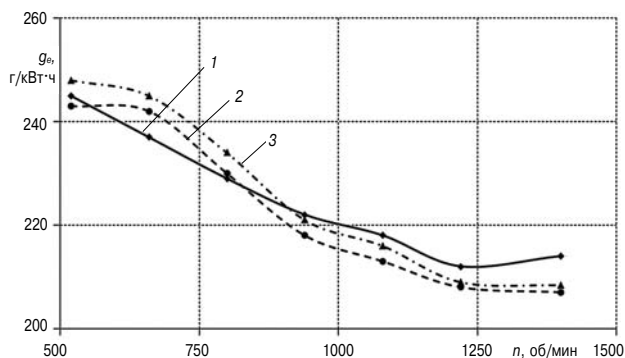


Рис. 6. Расчетные и экспериментальные зависимости удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения коленчатого вала двигателя:

1 — базовый дизель; 2 — модернизированный дизель (результаты испытаний); 3 — модернизированный дизель (численное моделирование)

Таблица 2

Результаты оптимизации фаз газораспределения тепловозного дизеля 8ЧН21/21

Параметр	Базовый дизель	Результаты		Измене- ние пара- метра, %
		моделиро- вания	испыта- ний	
Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	214	210	207,03	–3,26
Выбросы NO _x , г/кВт·ч	21,63	16,6	13,85	–35,9
Выбросы CO, г/кВт·ч	2,13	2,13	0,99	–53,5
Выбросы CH, г/кВт·ч	0,83	0,83	0,64	–22,9
Дымность, FSN	1,11	0,8	0,69	–37,8

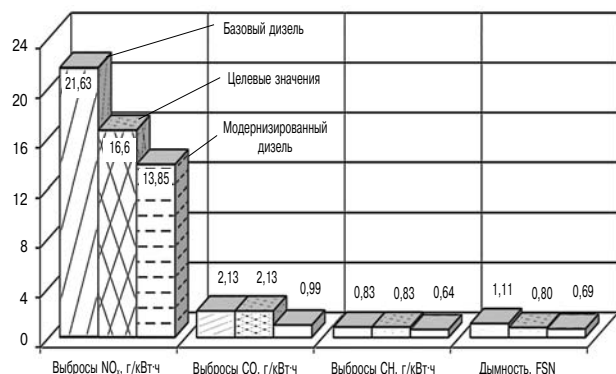


Рис. 7. Сравнительная диаграмма вредных выбросов и дымности по результатам стендовых испытаний дизеля 8ЧН21/21

удельного эффективного расхода топлива достигнута практически на всех исследуемых режимах работы дизеля. Кроме того, расход топлива на режиме холостого хода снижен с 5,95 до 5,8 л/ч (на рисунке не показано), что является очень важным достижением для дизеля маневрового тепловоза, поскольку данный режим может составлять до 90 % от общего времени наработки.

Анализ диаграмм, изображенных на рис. 7, показал, что целевые значения экологических показателей также достигнуты. По мнению авторов, это связано со снижением максимального давления сгорания с 15,2 до 14,7 МПа, а также оптимизацией фаз газораспределения, что позволило повысить эффективность процессов смесеобразования и сгорания. Основные результаты исследования по оптимизации фаз газораспределения тепловозного дизельного двигателя 8ЧН21/21 циклом Миллера сведены в табл. 2.

Таким образом, на основании результатов проведенного комплекса теоретических и экспериментальных исследований можно сделать следующие основные выводы.

Получена высокая степень согласованности результатов испытаний реального двигателя с результатами моделирования, что говорит о достоверности результатов современных средств математического моделирования, использованных в данном исследовании, и возможностях оптимизации рабочих процессов поршневых ДВС на основе современных программных комплексов.

По результатам доводочных испытаний модернизированного дизеля было достигнуто снижение удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме на 3,26 % по сравнению с базовым дизелем.

Стоит отметить, что коэффициент объемной эффективности (коэффициент наполнения) в результате изменения фаз газораспределения снизился с 0,86 до 0,78 на номинальном режиме, что может указывать на некоторое снижение

качества наполнения цилиндра свежим зарядом. Однако, судя по значениям экологических показателей и расхода топлива, он не оказался определяющим в условиях настоящего исследования.

Модернизация рабочего цикла дизельного двигателя 8ЧН21/21 в части оптимизации фаз газораспределения (при внедрении цикла Миллера), позволила добиться снижения выбросов NO_x — на 35,9 %, CO — на 53,5 %, CH — на 22,9 %, дымности ОГ — на 37,8 %.

Снижение содержания NO_x свидетельствует и о том, что оптимизация фаз газораспределения, а именно раннее закрытие впускных клапанов, позволило снизить среднюю температуру цикла (за счет дополнительного охлаждения свежего заряда в процессе впуска). Это позволит снизить теплонапряженность деталей цилиндропоршневой группы и выпускной системы, что приведет к снижению риска возникновения отказа двигателя, повышению его надежности в целом.

Внедрение цикла Миллера в перспективе даст возможность дальнейшего форсирования двигателя, за счет применения наддува с более высокой степенью повышения давления в компрессоре, без риска существенного ухудшения рабочих характеристик и обеспечить нормализацию выбросов NO_x в соответствии с требованиями действующих стандартов. Это позволит использовать данный двигатель при проектировании перспективных тепловозов с повышенными требованиями по защите окружающей среды.

*Работа выполнена при поддержке РНФ
в рамках научного проекта 18-79-10003.*

Литература

1. Шароглазов Б.А. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания» / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; под ред. засл. деят. науки РФ, профессора, д-ра тех. наук Б.А. Шароглазова. — Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. 525 с.

2. Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill, New York, 1988. — 546 p.
3. Кавтарадзе П.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов. — М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 720 с.
4. Zhang X., Wang H., Zheng Z., Reitz R.D., Yao M. Effects of late intake valve closing (LIVC) and rebreathing valve strategies on diesel engine performance and emissions at low loads // *Applied Thermal Engineering*. 2016. — Vol. 98. — P. 310–319.
5. Zhao J. Research and application of over-expansion cycle (Atkinson and Miller) engines — A review // *Applied Energy*. 2017. Vol. 185. — P. 300–319.
6. Wu Z., Chen L., Ge Y., Sun F. Optimization of the power, efficiency and ecological function for an air-standard irreversible Dual-Miller cycle // *Frontiers in Energy*. — 2018. — P. 1–11.
7. Wu Z., Chen L., Ge Y., Sun F. Thermodynamic optimization for an air-standard irreversible Dual-Miller cycle with linearly variable specific heat ratio of working fluid // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2018. — Vol. 124. — P. 46–57.
8. Molina S., García A., Monsalve-Serrano J., Estepa D. Miller cycle for improved efficiency, load range and emissions in a heavy-duty engine running under reactivity controlled compression ignition combustion // *Applied Thermal Engineering*. — 2018. — Vol. 136. — P. 161–168.
9. Zou X., Liu W., Lin Z., Wu B., Su W. An experimental investigation of the effects of fuel injection strategy on the efficiency and emissions of a heavy-duty engine at high load with gasoline compression ignition // *Fuel*. — 2018. — Vol. 220. — P. 437–445.
10. He Y., Sun D., Liu J., Zhu B. Optimization of a turbocharger and supercharger compound boosting system for a Miller cycle engine // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. — 2018. — Vol. 232, № 2. — P. 238–253.
11. Imperato M., Kaario O., Larmi M., Sarjovaara T. Emission reduction methods and split fuel injection in a marine four-stroke engine // *Journal of Marine Science and Technology (Japan)*. — 2018. — Vol. 23, № 1. — P. 94–103.
12. Gonca G., Sahin B. Effect of turbo charging and steam injection methods on the performance of a Miller cycle diesel engine (MCDE) // *Applied Thermal Engineering*. — 2017. — Vol. 118. — P. 138–146.
13. Белоусов Е.В. Цикл Миллера и его реализация в судовых дизельных двигателях / Е.В. Белоусов, В.В. Чернявский // *Двигатели внутреннего сгорания*. — 2013. — № 1. — С. 127–132.
14. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. Учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Ивашенко, В.А. Марков. — М. : Легион-Автодата, 2004. 344 с.
15. Шестаков Д.С. Доводка рабочего процесса тепловозных дизелей 8ЧН 21/21 с российскими турбокомпрессорами ТКР180 / Д.С. Шестаков, И.Е. Пронин // *Транспорт Урала*. — 2015. — № 4 (47). — С. 81–85.
16. ГОСТ 31967–12. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения. — М. : ИПК Издательство стандартов, 2014. — 18 с.
17. ГОСТ 24028–13. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Дымность отработавших газов. Нормы и методы определения. — М. : ИПК Издательство стандартов, 2014. — 15 с.
18. ГОСТ 30574–98. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов. Циклы испытаний. — М. : ИПК Издательство стандартов, 1999. — 15 с.

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КШМ W-ОБРАЗНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРИЦЕПНЫМИ ШАТУНАМИ

А.П. Маслов, к.т.н., гл. специалист, М.В. Левцов, инженер
ГСКБД ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК», г. Челябинск

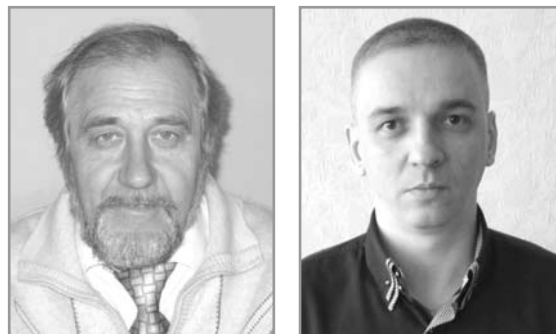
Рассмотрены особенности проектирования W-образного двигателя с прицепными шатунами. Предложен способ создания КШМ такого двигателя, обеспечивающий одинаковый ход поршней за счет согласования геометрических параметров элементов главного и прицепного шатунов. Выполнен анализ кинематики КШМ с использованием программного конструкторско-технологического комплекса Creo-Parametric со встроенным расчетным приложением Matcad, что позволяет оценить особенности, преимущества и недостатки конструкции. Полученные графические материалы позволяют приступить к проектированию шейки коленчатого вала и шатунного подшипника.

Введение

Развитие производства и современных методов проектирования позволяет ставить перед конструкторско-технологическими организациями предприятий задачи по разработке оригинальных конструктивных схем ДВС. К одной из таких схем можно отнести двигатели с конструктивной схемой W. Как отмечено в работе [1], основное преимущество этой схемы заключается в том, что она позволяет при одинаковой размерности цилиндра создавать двигатели с уменьшенной длиной коленчатого вала и блок-картера, то есть создавать двигатели для малогабаритных транспортных средств с минимальными весогабаритными характеристиками. При этом жесткость коленчатого вала и блок-картера при равных геометрических размерах будет выше, чем у V-образных двигателей.

Известно, что одним из недостатков V-образных двигателей с прицепными шатунами является разный ход главных и прицепных поршней. Например, для двигателей семейства V-2 ход поршня главного шатуна составляет 180 мм, а ход поршня прицепного шатуна 186,7 мм. Очевидно, что разный ход поршней создает проблему уравниваемости двигателя и необходимость корректировки объема подаваемого топлива по цилиндрам, что вызывает определенные технологические сложности при изготовлении двигателя.

На рис. 1 представлена 3D-модель W-образного двигателя с прицепными шатунами. Как видно из рисунка, на одной шатунной шейке установлено



четыре поршня. При этом, как было показано в работе [1], за счет согласования геометрических размеров элементов КШМ был обеспечен одинаковый ход главных и прицепных шатунов.

При разработке конструкции W-образного двигателя с прицепными шатунами, в качестве прототипа, был взят W-образный двигатель фирмы Volkswagen [2].

В разрабатываемом проекте КШМ с прицепными шатунами для W-двигателя был сохранен развал блоков цилиндров 72 градуса, а развал между цилиндрами по блокам был изменен с 15 до 21 градуса, что позволило исключить пересечение поверхностей поршней при их положении в районе НМТ.

Логический анализ кинематики поршней (рис. 2) показывает, что действие максимальных сил на такте «Рабочий ход» во всех четырех цилиндрах происходит не одновременно, а «растянуто» по углу поворота коленчатого вала, так как соответствующее положение ВМТ поршни занимают при значениях ПКВ равных углам 360, 384, 435 и 459 градусов. Учитывая, что кинематическая схема всех четырех поршней замыкается

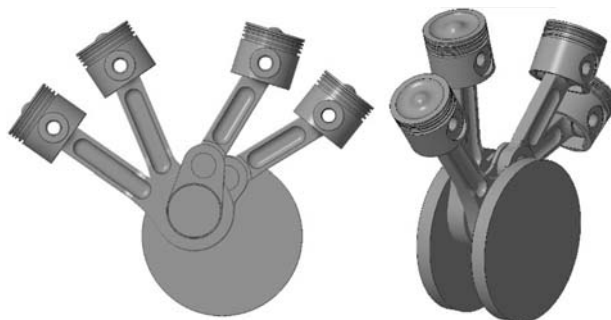


Рис. 1. 3D-модель кривошипно-шатунного механизма W-образного двигателя с прицепными шатунами

на одной шатунной шейке, организация работы этого сегмента двигателя может быть осуществлена по следующим вариантам:

- во всех четырех цилиндрах последовательно осуществляется такт «Рабочий ход» (вариант 1);
- в главном первом и в прицепном первом выполняется такт «Рабочий ход», а в главном втором и прицепном втором — такт «Впуск» (вариант 2);
- в главном первом и в прицепном втором выполняется такт «Рабочий ход», а в главном втором и в прицепном первом такт «Впуск» (вариант 3).

Очевидно, что момент от действия газовых сил (по варианту 1) суммируется с моментами, которые возникают в результате действия соответствующих газовых сил через 24 градуса ПКВ, 75 и 99 градусов после начала рабочего цикла в первом главном цилиндре.

Преимущества и недостатки вариантов организации работы по циклам данного сегмента двигателя могут быть рассмотрены в дальнейших публикациях при анализе работы полноразмерных 12- или 16-цилиндровых двигателей. Ясно, что анализ вариантов организации работы двигателя возможен только после оценки результатов расчетных исследований крутильных колебаний и уравниваемости этих двигателей.

Как следует из алгоритма разработки и анализа конструкции W-образного двигателя с прицепными шатунами, 3D-модели деталей КШМ были получены на основе результатов теплового и прочностного расчетов, выполненных с использованием расчетного приложения модуля Matcad в конструкторско-технологическом комплексе Creo-Parametric.

В результате анализа данных теплового расчета дизеля с использованием метода Вибре были определены значения действующих сил и выполнен прочностной расчет. Это позволило сформировать геометрические параметры поршня и других сопрягаемых деталей, таких как поршневой палец и верхняя головка шатуна.

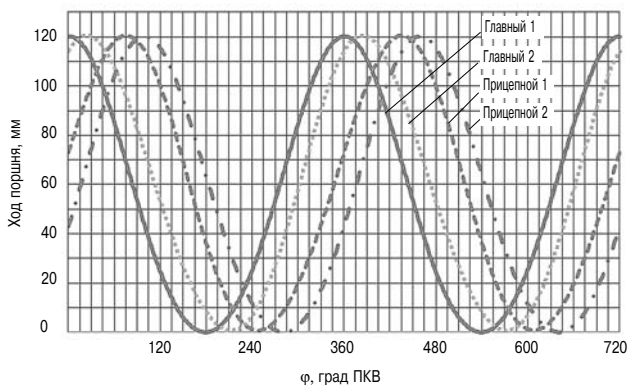


Рис. 2. Кинематика поршней W-образного двигателя

Кинематический анализ W-образного двигателя с прицепными шатунами

Представленная на рис. 3 кинематическая схема двигателя с прицепными шатунами, с действующими силами и кинематическими связями позволяет выполнить необходимые расчеты для оценки возможности достижения одинакового хода поршней главных и прицепных шатунов. Расчетная схема действующих сил одной секции W-образного двигателя представлена в анализе кинематики поршней первого главного и первого прицепного цилиндров, а также второго главного и второго прицепного цилиндров.

Так как кривошипно-шатунный механизм является дезаксиальным, то за нулевое принимается такое положение, при котором кривошип будет параллелен оси цилиндра.

Как следует из графического анализа схемы, положение верхней мертвой точки и нижней мертвой точки, определяются углами φ_1 и φ_2 , φ_3 и φ_4 , где $k = e/r$ (e — дезаксаж, r — радиус кривошипа) [2, 3].

Определение углов отклонения (в ВМТ и НМТ) главного шатуна представлено в виде выражений:

$$\sin \varphi_1 = \frac{\lambda \cdot k}{1 + \lambda} = 0,048; \sin \varphi_2 = \frac{\lambda \cdot k}{1 - \lambda} = 0,076;$$

$$\varphi_1 = \arcsin(\varphi_1) = 2,739^\circ; \varphi_2 = \arcsin(\varphi_2) = 4,351^\circ.$$

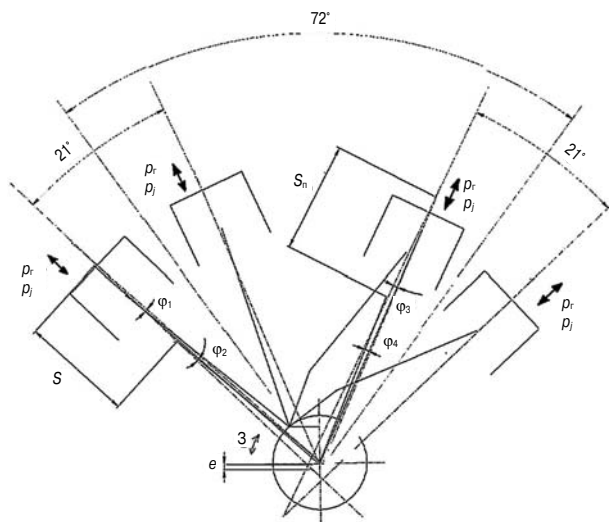


Рис. 3. Кинематическая схема W-образного двигателя с прицепными шатунами:

γ — угол развала рядов цилиндров ($\gamma = 72^\circ$); δ — угол развала цилиндров в одном ряду ($\delta = 21^\circ$); φ_1 — угол отклонения главного шатуна от оси движения поршня в ВМТ; φ_2 — угол отклонения главного шатуна от оси движения поршня в НМТ; φ_3 — угол отклонения прицепного шатуна от оси движения поршня в ВМТ; φ_4 — угол отклонения прицепного шатуна от оси движения поршня в НМТ; e — дезаксаж ($e = 15,5$ мм) характеризует смещение пересечения осей движения поршней относительно оси коленчатого вала; α — угол поворота коленчатого вала; p_r — сила давления газов; p_j — сила инерции, s_n — ход поршня

Определение углов отклонения (в ВМТ и НМТ) прицепного шатуна также представлено в виде:

$$\sin \varphi_3 = \frac{\lambda_{\text{п}} \cdot k_2}{1 + \lambda_{\text{п}}} = 0,038; \sin \varphi_4 = \frac{\lambda_{\text{п}} \cdot k_2}{1 - \lambda_{\text{п}}} = 0,059;$$

$$\varphi_3 = \arcsin(\varphi_3) = 2,16^\circ; \varphi_4 = \arcsin(\varphi_4) = 3,401^\circ.$$

Из формул видно, что $\sin(\varphi_2) > \sin(\varphi_1)$ и $\sin(\varphi_4) > \sin(\varphi_3)$, следовательно, $\varphi_2 > \varphi_1$ и $\varphi_4 > \varphi_3$. Таким образом, угол поворота кривошипно-шатунного механизма при прямом ходе (от верхней мертвой точки) меньше 180° , а при обратном ходе (от нижней мертвой точки) — больше 180° .

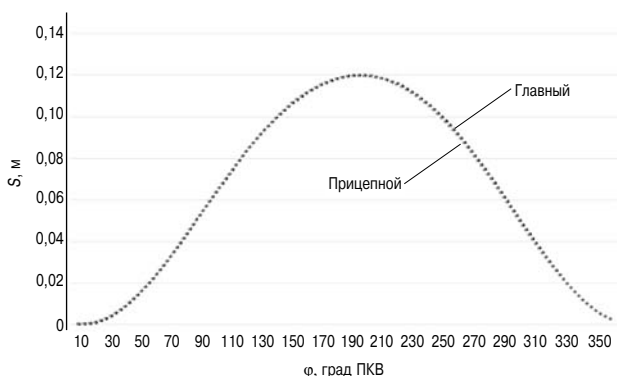


Рис. 4. Перемещение поршня на главном и прицепном шатунах

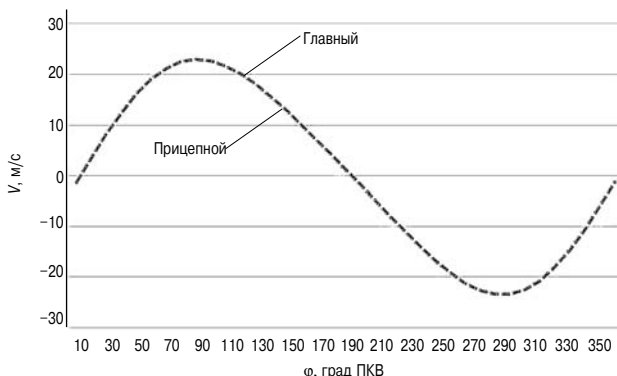


Рис. 5. Изменение скорости поршня на главном и прицепном шатунах

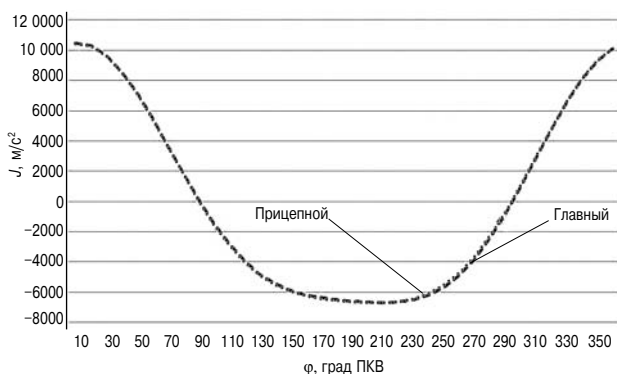


Рис. 6. Изменение ускорения поршня на главном и прицепном шатунах

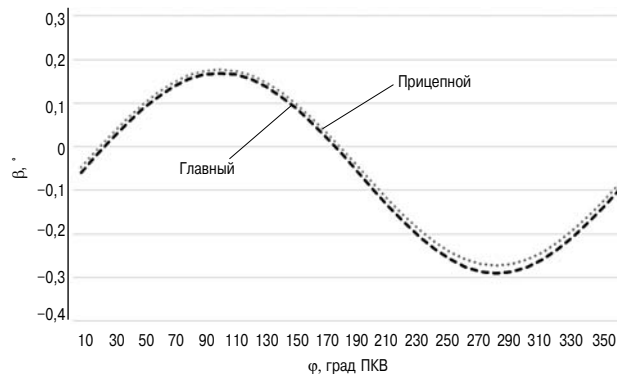


Рис. 7. Угол отклонения главного и прицепного шатуна

На рис. 4–6 представлены графики перемещения, скорости и ускорения главного и прицепного поршней в дезаксиальном кривошипно-шатунном механизме, а на рис. 7 — отклонение главного и прицепного шатунов.

Далее представлены зависимости для определения угловой скорости и углового ускорения качания главного и прицепного шатунов, а на рис. 8, 9 графики изменения этих величин.

$$\omega_{\text{ш.д}} = \lambda \cdot \omega \frac{\cos(\varphi)}{(1 - \lambda^2 (\sin(\varphi) - k)^2)^{1/2}};$$

$$\omega_{\text{ш.д.п}} = \lambda_{\text{п}} \cdot \omega \frac{\cos(\varphi)}{(1 - \lambda_{\text{п}}^2 (\sin(\varphi) - k_2)^2)^{1/2}};$$

$$\xi_{\text{ш.д}} = \lambda \cdot \omega^2 \times$$

$$\times \frac{\lambda \cdot \cos(\varphi) \cdot \cos(\varphi) \cdot (\sin(\varphi) - k) - (1 - \lambda^2 (\sin(\varphi) - k)^2) \cdot \sin(\varphi)}{(1 - \lambda^2 (\sin(\varphi) - k)^2)^{3/2}};$$

$$\xi_{\text{ш.д.п}} = \lambda_{\text{п}} \cdot \omega^2 \times$$

$$\times \frac{\lambda_{\text{п}} \cdot \cos(\varphi) \cdot \cos(\varphi) \cdot (\sin(\varphi) - k_2) - (1 - \lambda_{\text{п}}^2 (\sin(\varphi) - k_2)^2) \cdot \sin(\varphi)}{(1 - \lambda_{\text{п}}^2 (\sin(\varphi) - k_2)^2)^{3/2}}.$$

Как видно из графиков рис. 4–6 и 8, характер и амплитуда изменения параметров КШМ W-образного двигателя главного шатуна идентична амплитуде изменения параметров прицепного шатуна, а характер и амплитуда изменения углов отклонения (рис. 7) и углового ускорения качания

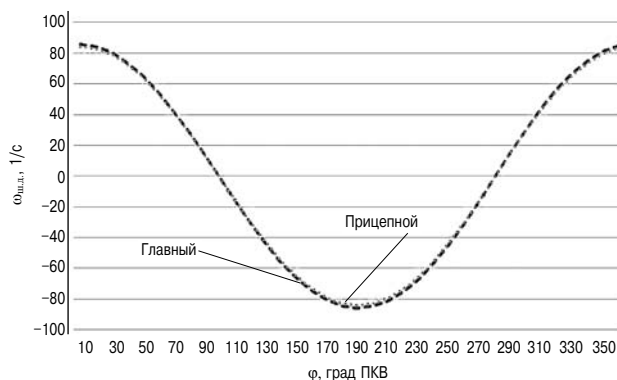


Рис. 8. Изменение угловой скорости главного и прицепного шатунов

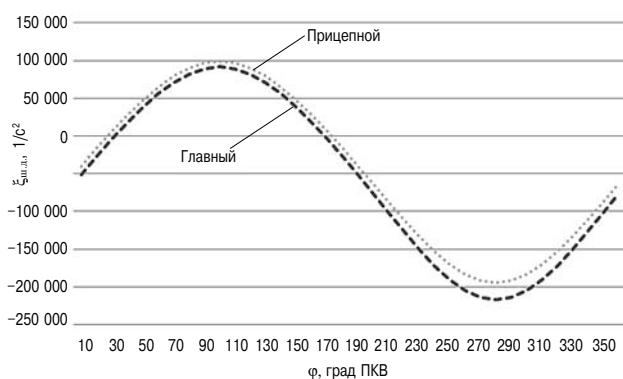


Рис. 9. Изменение углового ускорения качания главного и прицепного шатунов

главного и прицепного шатунов (рис. 9) — отличаются. Это можно объяснить диаксиальным расположением поршней (см. рис. 3). Результаты выполненного анализа достаточно хорошо согласуются с основными положениями теории диаксиального кривошипно-шатунного механизма.

Динамический анализ W-образного двигателя с прицепными шатунами

Совместный кинематический и динамический анализ работоспособности W-образного двигателя с прицепными шатунами позволит выполнить гидромеханический расчет подшипников скольжения, что позволит определить геометрические параметры шатунного подшипника и их конструкцию.

Для определения геометрических параметров нижней головки главного и прицепного шатунов на рис. 10 представлены годографы сил, действующих на шатунную шейку. Как следует из конструкции КШМ W-образного двигателя (см. рис. 3), главные шатуны располагаются параллельно на одной шатунной шейке. Соответственно, результирующие силы, действующие на шатунную шейку, будут находиться в плоскостях, расположенных перпендикулярно оси шатунной шейки на длинах, равных одной четвертой ее длины от соответствующей щеки коленчатого вала. Годограф А характеризует действие сил на шатунную шейку первого главного и первого прицепного шатунов. Годограф Б характеризует действие сил на шатунную шейку второго главного и второго прицепного шатунов.

Анализ годографов действующих на шатунную шейку сил позволяет определить место подачи смазочного масла в зону подшипников, характеризующуюся наиболее нагруженным сопряжением. Учитывая, что точка приложения действующих результирующих сил располагается на расстоянии четверти длины шатунной шейки от щеки коленчатого вала, это позволяет перейти

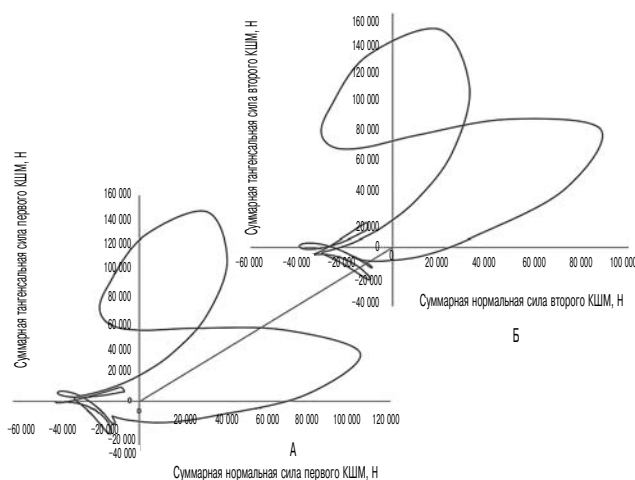


Рис. 10. Годографы сил, действующие на шатунную шейку

к этапу определения размеров и конструктивных параметров шатунной шейки коленчатого вала и шатунного подшипника.

Вывод

Как следует из результатов выполненного анализа, конструктивные особенности КШМ W-образного двигателя могут быть использованы при разработке конструкции двигателей с повышенными требованиями к минимизации весогабаритных параметров.

Соотношение геометрических размеров и конструкции шатунов позволяет на стадии проектирования обеспечить одинаковый ход поршней на главных и прицепных шатунах.

Результаты кинематического и динамического анализа позволяют перейти к этапу проектирования шатунного подшипника и шатунной шейки коленчатого вала.

Логический анализ организации работы двигателя (см. рис. 2) с возможностью электронного или электрогидравлического управления МГР позволяет расширить возможности управления режимами работы двигателя.

Литература

1. Задорожная Е.А., Маслов А.П., Левцов М.В. Методология формирования единого информационного пространства для создания силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий // Двигателестроение. — 2018. — № 4 (274). — С. 18–23.
2. Программа самообучения 248. Семейство двигателей W. Устройство и принцип действия.
3. Гоц А.Н. Кинематика и динамика кривошипно-шатунного механизма поршневых двигателей: учебное пособие. — Владимир, 2014. — 142 с.

ПОВЫШЕНИЕ СТОЙКОСТИ ИНСТРУМЕНТА, ИСПОЛЪЗУЕМОГО В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

*Д.А. Иванов, к.т.н., доц., А.А. Колосков, асп., В.С. Зюкин, асп.,
Санкт-Петербургский государственный университет гражданской авиации*

Выполнено исследование возможности повышения стойкости металлорежущего, а также штампового инструмента из углеродистых и легированных, быстрорежущих сталей, включая готовый инструмент, путем обработки пульсирующим дозвуковым газовым потоком.

Результаты проведенного исследования показали высокую эффективность воздействия пульсирующего газового потока на эксплуатационные свойства инструментальных сталей, в том числе готового инструмента, что повышает его производительность при изготовлении и ремонте деталей двигателей.

Сочетание термической обработки с обработкой пульсирующим дозвуковым газовым потоком, обеспечивает сокращение в 2–4 раза продолжительности технологического процесса упрочняющей термообработки инструмента, что ведет к снижению его стоимости, притом что инструмент обладает более высокими значениями показателей твердости.

Углеродистые инструментальные стали, содержащие более 0,8 % углерода (заэвтектоидные), широко используют для изготовления различных инструментов, таких как вытяжные штампы для холодной штамповки с диаметром пуансона до 25 мм, другой инструмент, применяемый при холодном пластическом деформировании, а также режущий инструмент, не испытывающий в процессе работы нагрева выше 190–200 °С, а именно: инструмент для удаления забоин на рабочих лопатках компрессоров авиадвигателей, ручные метчики, метчики машинные мелко-размерные, плашки, мелкоразмерные развертки, надфили, измерительный инструмент простой формы (гладкие калибры, мерительные скобы и т. д.).

Стандартная упрочняющая термическая обработка подобных изделий из данных сталей заключается в неполной закалке с температуры 760–780 °С, соответствующей аустенитно-цементитной структуре с получением структуры, состоящей из мартенсита закалки и вторичного цементита и последующего отпуска при нагреве до температуры, не превышающей 150–170 °С



(это обеспечивает сохранение твердости на уровне 62–63 HRC) с последующей выдержкой при данной температуре продолжительностью 1–2,5 ч в зависимости от сечения изделия. Отсутствие отпуска после закалки делает инструмент слишком хрупким, закалочные остаточные напряжения сохраняются, а микроструктура его материала остается метастабильной, что в совокупности ведет к выкрашиванию режущей кромки и образованию трещин.

Задача повышения стойкости инструмента всегда актуальна, так как ее решение позволяет снизить затраты при изготовлении и восстановительном ремонте любых изделий, в том числе элементов двигателей.

Первоначально исследовалась возможность сокращения продолжительности технологического процесса упрочняющей термической обработки заэвтектоидных углеродистых инструментальных сталей с целью обеспечения более высоких значений показателей твердости, при этом инструмент не должен становится более хрупким.

В ходе исследования образцы углеродистой инструментальной стали У10–У13 подвергались закалке при температуре 760–780 °С на структуру, состоящую из мартенсита закалки и вторичного цементита, после чего при комнатной температуре осуществлялась обработка в течение 10–15 минут пульсирующим дозвуковым воздушным потоком частотой 1130–2100 Гц и звуковым давлением 120–140 дБ, который оказывает комплексное влияние на метастабильную структуру мартенсита и способствует протеканию в ней процессов, аналогичных превращениям при низком отпуске, вызывая при этом более значительное снижение остаточных напряжений, чем при низком отпуске.

Испытания, проведенные на образцах из углеродистой инструментальной стали У12 показали, что после описанной технологии обработки их твердость до двух единиц HRC превышает твердость после стандартного отпуска.

При этом ударная вязкость после обработки не уступает ударной вязкости образцов после аналогичной закалки и стандартного отпуска, что может быть объяснено, прежде всего, более интенсивной, чем при отпускном нагреве релаксацией остаточных закалочных напряжений в результате распространения в стали механических волн, генерируемых пульсациями газового потока.

Данная технология позволяет применять обработку пульсирующим газовым потоком к режущему, штамповому и другому инструменту из заэвтектидных углеродистых инструментальных сталей, подвергаемых закалке на мартенситно-цементитную структуру.

Таким образом, достигнуто сокращение в 2–4 раза продолжительности технологического процесса упрочняющей термической обработки углеродистых инструментальных сталей, что снижает стоимость инструмента и обеспечивает более высокие значения показателей твердости, притом что инструмент не становится более хрупким.

В дальнейшем были проведены исследования влияния обработки пульсирующим воздушным потоком (газоимпульсной обработки) [1, 2] закаленных инструментальных сталей на их теплостойкость с использованием образцов из углеродистой инструментальной стали У8.

Закалку начинали от температуры 760 °С в воду на твердость 62–63 HRC с последующим обдувом без нагрева пульсирующим дозвуковым воздушным потоком частотой до 1200 Гц и звуковым давлением порядка 130 дБ, продолжительностью 15 мин. В результате обработки твердость образца снизилась до 61 HRC, что свидетельствует о протекании в закаленной стали под действием пульсаций газового потока процессов, соответствующих низкому отпуску.

Контрольные образцы вместо обдува подвергались отпуску при температуре 200 °С по стандартной технологии, в результате чего их твердость составила 58 HRC.

Затем осуществляли сравнительные испытания образцов на теплостойкость, нагревая их до температур 200, 225, 250, 275 и 300 °С. Продолжительность нагрева составляла 30 минут, после чего выполнялось измерение твердости.

Результаты испытаний, представленные на рис. 1, убедительно свидетельствуют о положительном влиянии газоимпульсной обработки после закалки стали У8 на ее теплостойкость.

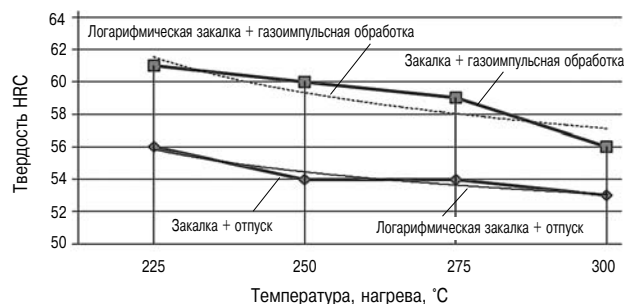


Рис. 1. Влияние газоимпульсной обработки после закалки стали У8 на ее теплостойкость

Повышенная теплостойкость обработанных образцов карбидной фазы может быть объяснена высокой дисперсностью выделяющейся из мартенсита при газоимпульсной обработке, в результате чего их коагуляция и снижение твердости происходили при более высокой температуре.

На следующем этапе осуществлялось исследование влияния газоимпульсной обработки на стойкость готового металлорежущего инструмента, широко применяемого как при изготовлении деталей двигателей, так и при их ремонте, например в случае газотурбинных авиадвигателей, для восстановления отверстий статорных колец после наплавки.

Износ режущей кромки инструмента происходит вследствие совокупности таких факторов, как повреждение режущей кромки, происходящее под действием механических и термических нагрузок, изнашивание вследствие сваривания под давлением инструмента и заготовки (адгезия), механическое изнашивание, представляющее собой отрыв частиц режущей кромки под действием внешних сил, а при значительных температурах и угорание материала режущей кромки (тепловое изнашивание).

Стойкость инструмента обычно оценивается по износу передней и задней поверхности режущей кромки.

Для оценки влияния газоимпульсной обработки на стойкость готового металлорежущего инструмента использовались сверла из легированной инструментальной стали перлитного класса 9ХС диаметром 7,6 мм. Такая сталь обладает повышенной в сравнении с углеродистыми инструментальными сталями теплостойкостью, составляющей 250–260 °С.

Стандартная термическая обработка металлорежущего инструмента из данной стали заключается в закалке в масле с температуры 860–880 °С с последующим низким отпуском при температуре 140–160 °С. Значения теплостойкости после стандартной термообработки представлены в таблице.

Значения теплостойкости стали 9ХС

Температура нагрева, °С	Продолжительность нагрева, мин	Твердость, HRC
150–160	60	63
240–250	60	59

Газоимпульсная обработка готовых сверл осуществлялась воздействием без нагрева на их рабочую часть пульсирующего дозвукового воздушного потока частотой до 1200 Гц и звуковым давлением порядка 130 дБ в течение 20 минут. Сверла при этом размещались вдоль пульсирующего потока, рабочей частью ему навстречу.

Сравнительный анализ стойкости инструмента после газоимпульсной обработки и стандартно обработанного осуществлялся методом сверления пластины из титанового сплава BT14 при одинаковой продолжительности процесса.

В результате износ задней поверхности режущей кромки составил 1,6 мм для обработанного сверла и 2,6 мм для необработанного, то есть более чем в 1,5 раза (1,63) меньше в результате газоимпульсной обработки. Износ передней поверхности режущей кромки (рис. 2) составил 1,5 мм у обработанного сверла против 2,5 мм у необработанного, то есть в 1,67 раза меньше.

Сравнительные данные стойкости инструмента представлены на диаграмме рис. 3.

Повышение стойкости было достигнуто, в основном, за счет инициирования колебаниями газового потока мартенситного превращения остаточного аустенита со снятием остаточных микронапряжений, чем обеспечивается благоприятное расположение дислокаций вокруг карбидных включений.

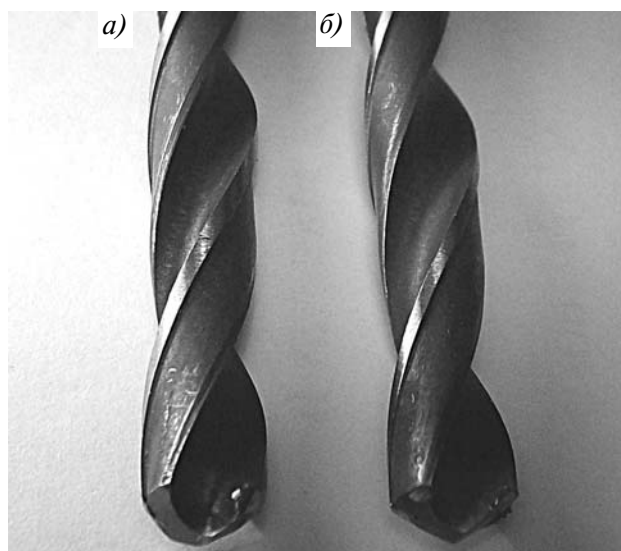


Рис. 2. Износ передней поверхности режущей кромки сверла из 9ХС:

а — необработанного; *б* — обработанного пульсирующим дозвуковым газовым потоком

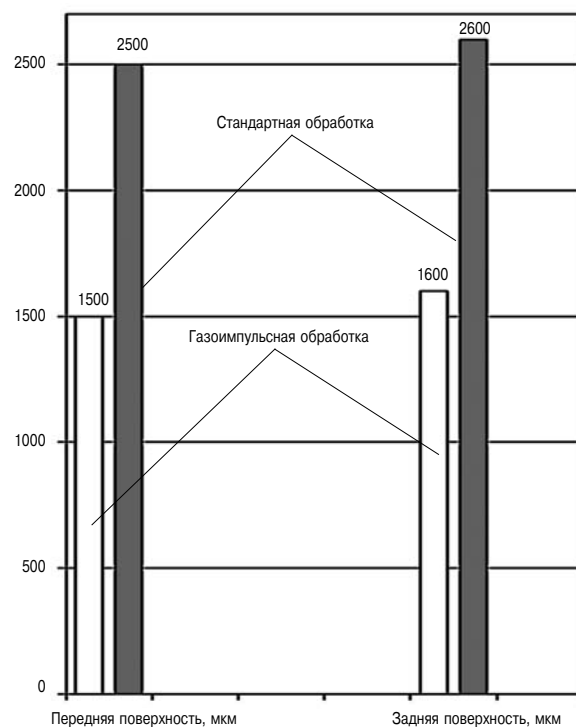


Рис. 3. Сравнительный износ за одинаковый промежуток времени передней и задней поверхностей режущей кромки стандартно термообработанных сверл из инструментальной легированной стали 9ХС диаметром 7,6 мм и сверл, того же материала и диаметра после дополнительной газоимпульсной обработки без нагрева в течение 20 минут

Также исследовалось влияние газоимпульсной обработки на стойкость готового металлорежущего инструмента из быстрорежущей стали Р6М5, являющейся на сегодняшний день одной из наиболее распространенных легированных сталей для подобного инструмента.

Стандартная упрочняющая термообработка стали Р6М5 заключается в закалке с температуры 1230 °С в машинном масле и последующем двух- и трехкратном отпуске при температуре 570 °С продолжительностью 1 час каждый.

После такой термообработки инструмент из быстрорежущей стали Р6М5 имеет структуру, представляющую собой смесь отпущенного высоколегированного мартенсита, первичных и вторичных карбидов и некоторого количества остаточного аустенита, что обеспечивает высокую износостойкость и теплостойкость стали.

Газоимпульсная обработка готовых сверл из стали Р6М5 диаметром 9,5 мм осуществлялась по той же технологии, что и в случае стали 9ХС: воздействием без нагрева на их рабочую часть пульсирующего дозвукового воздушного потока в течение 15 минут без использования нагрева изделия. Сверла при этом размещались вдоль пульсирующего потока рабочей частью ему навстречу.

Различие состояло в том, что газоимпульсная обработка осуществлялась на двух режимах. На

первом режиме частота пульсаций воздушного потока составляла 1130 Гц, а звуковое давление достигало 120 дБ благодаря избыточному давлению на входе в генератор 0,5 атмосферы.

Второй режим характеризовался частотой пульсаций 1200 Гц и звуковым давлением до 130 дБ, достигаемым при избыточном давлении на входе в генератор 0,9 атмосферы. На этом режиме существенно возрастает скорость газового потока без значительного роста частоты пульсаций.

Сравнительный анализ стойкости инструмента выполнялся в два этапа. Первоначально многократно сверлили пластину из холоднокатаной листовой среднеуглеродистой стали толщиной 6 мм (по 7 отверстий каждым сверлом), чтобы проверить, сохранится ли эффект газоимпульсной обработки при многократном нагреве режущей кромки. Затем сверлили пластину из титанового сплава ВТ14 толщиной 10 мм (одно отверстие). В результате износ задней поверхности главной режущей кромки у необработанного инструмента составил более 0,5 мм (близко к полному износу). После обдува пульсирующим воздушным потоком при частоте пульсаций 1130 Гц и звуковом давлении до 120 дБ износ составил 0,25 мм и 0,2 мм при частоте пульсаций 1200 Гц и звуковом давлении до 130 дБ (рис. 4, 5).

Таким образом, за счет применения газоимпульсной обработки удалось повысить стойкость готового быстрорежущего инструмента в 2–2,5 раза.

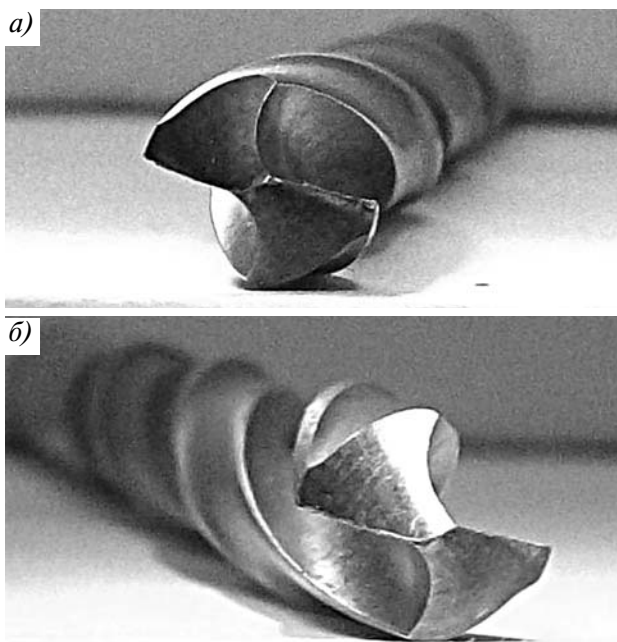


Рис. 4. Износ задней поверхности главной режущей кромки из стали Р6М5:

а — без обработки; *б* — газоимпульсная обработка в течение 15 минут при частоте пульсаций 1200 Гц и звуковом давлении до 130 дБ

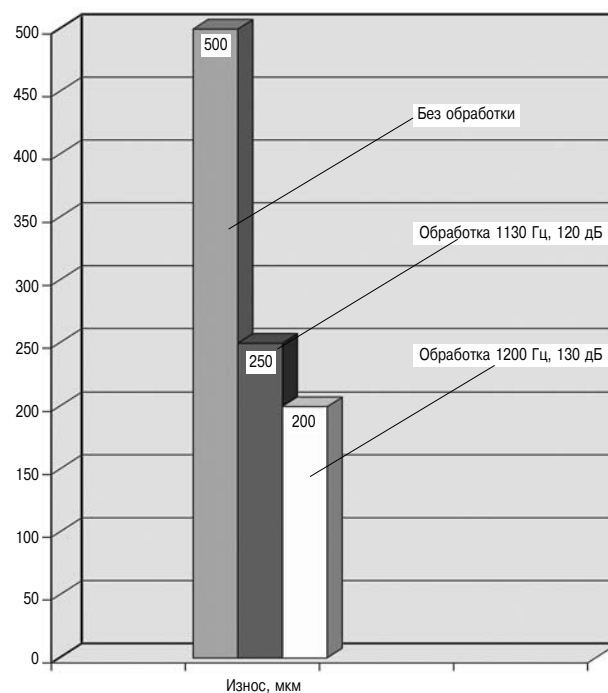


Рис. 5. Сравнительный износ режущей кромки стандартно термообработанных сверл из быстрорежущей стали Р6М5 и сверл того же материала и диаметра, подвергнутых дополнительной газоимпульсной обработке без нагрева в течение 15 минут при прочих равных условиях

По всей видимости, газоимпульсная обработка позволяет инициировать процессы, соответствующие начальным стадиям распада мартенсита, — выделение из него высокодисперсных карбидных частиц — дисперсионное твердение. Наличие значительного числа мелких карбидных частиц сдвигает процесс коагуляции карбидов, а следовательно и разупрочнение в область более высоких температур. Кроме того, можно предположить, что в ходе описанного воздействия на быстрорежущий инструмент происходит продолжение мартенситного превращения остаточного аустенита.

Таким образом, показано, что газоимпульсная обработка позволяет повысить стойкость металлорежущего инструмента, в том числе готового.

Также испытывались на стойкость к износу машинные полотна по металлу из материала Bi-Metal и полотна по металлу для ножовки из стали У10А после газоимпульсной обработки без использования нагрева. Подобный инструмент при восстановительном ремонте может служить, к примеру, для срезки уголков пера на лопатках вентилятора.

Обдув плоской поверхности полотна пульсирующим воздушным потоком осуществлялся в течение 15 минут при частоте пульсаций порядка 1130 Гц и звуковом давлении до 120 дБ.

В ходе испытания оценивался износ после пропила титановой пластины из ВТ14 толщиной

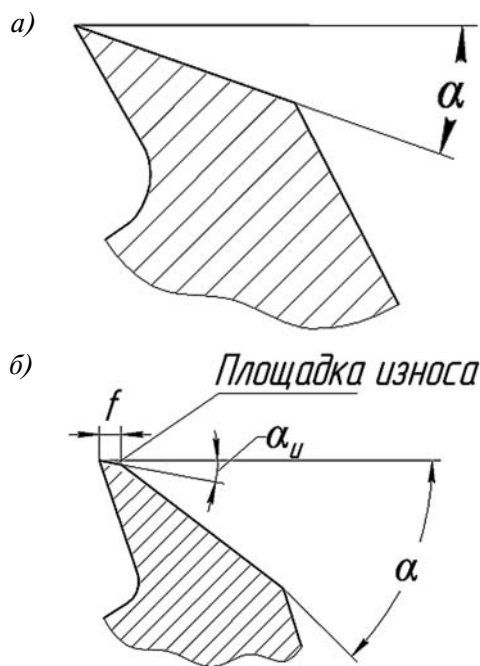


Рис. 6. Измерение износа по задней поверхности:
 а — зуб до испытания; б — зуб с площадкой износа на задней поверхности

10 мм на глубину 8,5 мм для полотна Bi-Metal и на 4 мм для У10А.

Для определения стойкости использовали метод измерения износа по задней поверхности (рис. 6).

В результате испытаний установлено, что размер площадки износа f для обработанного импульсным потоком инструмента из Bi-Metal и У10А составил 0,1 мм, а для необработанного — 0,2 мм или в 2 раза больше (рис. 7).

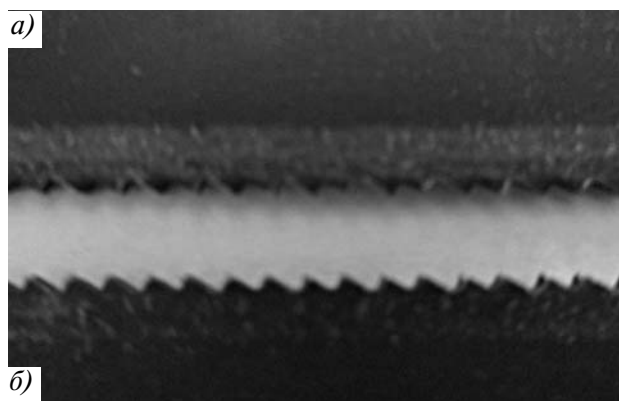


Рис. 7. Полотно для ножовки из стали У10А после испытания:

а — стандартный инструмент; б — инструмент, дополнительно обработанный пульсирующим газовым потоком

Обработке пульсирующим воздушным потоком с аналогичными параметрами подвергали в течение 15 минут без нагрева полотна лобзика из стали У10А со стороны плоской поверхности и повернутые под 45 градусов (зубья со стороны натекающего потока). В ходе испытаний пилилась сталь 5Х10Г15СФ2АЦР, при этом толщина листа составляла 1,8 мм, глубина реза 4 мм. Для обработанного полотна f составила до 0,1 мм, как при первом, так и при втором варианте положений полотна при обдуве. Величина f для необработанного полотна составила 0,2 мм или в 2 раза больше.

Также газоимпульсной обработке подвергалась штамповая сталь 3Х3МЗФ, широко применяющаяся в двигателестроении, как материал для инструмента при операциях обработки давлением.

Термообработка перед газоимпульсной обработкой включала закалку 1040–1080 °С и последующий отпуск при 660 °С. Среднее значение твердости после термообработки составляло 34 HRC. Обдув в установке без нагрева в течение 15 минут осуществлялся при тех же параметрах воздушного потока, что и в предыдущем исследовании. Испытание на теплостойкость осуществлялось при 700 °С. После испытания среднее значение твердости необработанных образцов составило 24 единицы HRC, а у обработанных — 29 HRC, или на 5 единиц больше, что свидетельствует о повышении теплостойкости в результате газоимпульсной обработки.

Газоимпульсная обработка режущего и штампового инструмента из твердых сплавов, таких как ВК8, ВК15, Т15К6, не дала заметного повышения его стойкости, вероятно, потому, что механические волны оказывают воздействие преимущественно на кобальтовую связующую.

Результаты проведенных исследования показали высокую эффективность воздействия пульсирующего газового потока на эксплуатационные свойства инструментальных сталей и в том числе готового инструмента, используемого при изготовлении и восстановительном ремонте деталей двигателей.

Литература

1. Иванов Д.А., Засухин О.Н. Сочетание закалки сталей с обработкой пульсирующими газовыми потоками // Двигателестроение. — 2015. — № 4. — С. 34–36.
2. Иванов Д.А., Засухин О.Н. Влияние условий газоимпульсной обработки на механические свойства сталей // Двигателестроение. — 2016. — № 4. — С. 30–34.

СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ ПОТРЕБИТЕЛЕЙ СПЕЦИАЛЬНЫХ ОБЪЕКТОВ

П.Ю. Полозов, ст. преп., Е.Г. Поршнева, к.пед.н., доц.
«Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Представлен альтернативный метод определения частоты вращения коленчатого вала дизель-генератора с применением датчика Холла. Для реализации метода собрана измерительная схема, которая включает датчик Холла, осциллограф, элемент питания. Для регистрации результатов измерений использовалась программа «DisCo» и осциллограф «BM8020». При использовании штатного частотомера погрешность измерений составила 2 %, а в предложенном методе измерения — 1 %. Эксперименты подтвердили, что данный метод более точный, простой и надежный в эксплуатации. Достоинство работы состоит в том, что для проведения настроечных работ на агрегате питания можно, используя компьютерную программу и осциллограф «BM8020», с высокой точностью определить частоту вращения коленчатого вала двигателя.

Введение

Современный этап развития общепромышленных электросетей характеризуется ростом потребляемых мощностей и, как следствие, увеличением интенсивности эксплуатации энергооборудования. Системы электроснабжения испытывают дефицит генерирующих мощностей. В Вооруженных силах Российской Федерации потребители специальных объектов электроэнергию заданных параметров получают от электроустановок, входящих в состав систем автономного электроснабжения. Под системой электроснабжения понимается взаимосвязанная совокупность электроустановок, предназначенных для выработки, преобразования и распределения электрической энергии между потребителями специального объекта.

Одна из актуальных задач, поставленных «Энергетической стратегией России на период до 2030 года», — обеспечение режимной надежности, безопасности и управляемости электроэнергетических систем с обязательным поддержанием качества электроэнергии (КЭ) на высоком уровне» [1]. Повышение КЭ, поступающей к потребителям специальных объектов, весьма актуально. Поэтому возникают вопросы выбора наиболее эффективных устройств и способов регулирования параметров, способствующих повышению надежности электроснабжения [2].

В настоящей работе был проведен эксперимент по стабилизации напряжения дизель-генератора дизельной электрической станции (ДЭС 5И57А), предназначенный для электроснабжения потребителей специальных объектов, с автоматической системой регулирования частоты вращения. Широкое применение дизельных электрических станций обусловлено их достоинствами: возможностью местного и дистанционного управлений, постоянной готовностью дизель-генераторов к пуску и приему нагрузки (с помощью блоков управления и трубчатых электронагревателей, поддерживающих температуру охлаждающей жидкости в заданных пределах); возможность параллельной работы не только двух дизель-генераторов, но и двух дизельных электрических станций; возможность перехода потребителей с дизель-генераторов на промышленную сеть и обратно без перерыва в электропитании и др.

ДЭС 5И57А состоит из двух дизель-генераторов мощностью по 100 кВт каждый. Конструкция дизельных электрических станций проста и надежна, однако возникают вопросы, связанные с поддержанием стабильной частоты выходного напряжения.

Цель данной работы — повышение точности определения частоты вращения дизель-генератора с использованием новых измерительных датчиков [3]. Для определения частоты вращения с высокой точностью был проведен эксперимент по минимизации погрешностей при проведении регулировок.

Теоретическая часть исследования

В работе представлены результаты эксперимента с использованием датчика определения положения распределительного вала (ДПВР) на основе эффекта Холла в дизель-генераторе дизельной электрической станции [4]. Датчик, представленный на рис. 1, разработан для широкой области применения, включая автомобильную и военную технику [5, 6]. Датчик рассчитан на диапазон рабочих температур от -40°C до $+150^{\circ}\text{C}$, напряжение питания 4,5–24 В, имеет частотную характеристику до 100 кГц — 10–3600 об/мин. Датчик в данном эксперименте был применен для определения частоты вращения коленчатого вала дизель-генератора.



Рис. 1. Датчик для определения положения распределительного вала двигателя внутреннего сгорания

Измерительные датчики рассматриваемого типа получили широкое применение в автомобильной технике, горной промышленности, медицинской, космической и военной технике и различаются конструкцией в зависимости от области применения [7]. Датчики обладают следующими достоинствами: наличием гальванической развязки, малыми весом и габаритами, безопасностью при обслуживании, низким уровнем напряжения выходного сигнала, высокой точностью измерений и др. [8]. Поскольку методы измерений токов, основанные на законе электромагнитной индукции, не могут применяться в цепях постоянного тока, наиболее распространенным и недорогим способом измерения тока становятся измерения с помощью датчиков, основанных на эффекте Холла [9, 10]. Эффект, открытый Эдвином Холлом в 1879 году, является результатом действия силы Лоренца на заряженные частицы (носители тока) проводника или полупроводника, которые движутся в поперечном магнитном поле [8, 11, 12]. Датчики Холла очень удобны, так как имеют малые размеры и обеспечивают высокую точность измерений.

Датчики на основе эффекта Холла используют физический эффект, в котором магниточувствительный статор реализует весь потенциал элементной базы интегральных датчиков, позволяющий упрощать, улучшать измерительные системы, а также удешевлять их [13, 14]. Датчики позволяют проводить точные измерения практически в любых условиях окружающей среды (температура, вибрация, загрязнение), имеют низкую цену компонентов, требуют минимум обрабатывающей электроники, поэтому широко используются в технике [15, 16, 17].

В работе [18] выделены три основные группы повышения качества электроэнергии:

- рационализация методов электроснабжения (например, повышение мощности сети в электропитании потребителей);
- улучшение структуры сети (например, обеспечение номинальной загрузки двигателей, использование корректирующих устройств потребителей);
- использование устройств коррекции качества (например, регуляторов одного или нескольких показателей качества электроэнергии или связанных с ними параметров потребляемой мощности).

Экономически выгодным является третья группа, не связанная с изменениями структуры сети и потребителей. Измерения выходных параметров энергетических установок, в частности частоты вращения вала, необходимо определять с высокой точностью. Штатные частотомеры не удовлетворяют этим требованиям, поэтому необходимо использовать более точные методы измерения. В работе был проведен сравнительный анализ результатов измерения частоты вращения коленчатого вала дизель-генератора с применением датчика Холла с данными измерения, полученными от штатных приборов.

Отклонения электрической частоты от номинальных значений могут происходить из-за некорректной работы блоков контроля напряжения и частоты (временной увод уставок или разрегулирование блоков), неисправности датчиков частоты вращения или топливного насоса высокого давления и др.

Практическая часть исследования

На военной кафедре факультета военного обучения при проведении практических занятий по изучению работы дизельной электрической станции одним из заданий является проверка величины угла наклона регуляторной характеристики дизель-генератора.

Проверка угла наклона регуляторной характеристики проводится в следующей последовательности. Сначала необходимо нагрузить дизель-генератор на номинальную мощность (100 кВт) при частоте тока 50 Гц. Далее снять нагрузку и проверить частоту тока, которая при 3 %-ном основном наклоне регуляторной характеристики должна быть 51,5 Гц, что соответствует частоте вращения вала 1545 об/мин. Затем для регулировки наклона характеристики регулятора ослабить гайку упора 1 (рис. 2) крепления рычага 3 и, перемещая рычаг в нужном направлении, найти такое положение, при котором частота тока будет равна требуемой величине при сбросе нагрузки.

Для повышения точности измерений и, соответственно, точности регулировки частоты вращения коленчатого вала двигателя на блок-

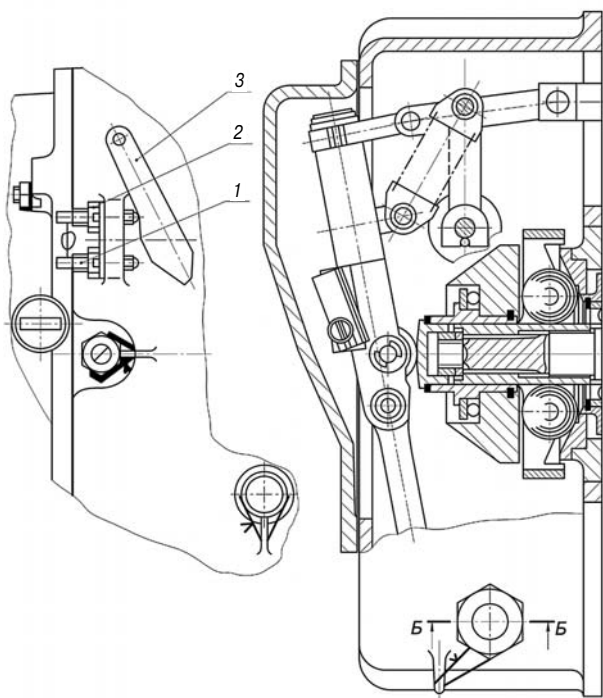


Рис. 2. Регулятор скорости:

1 — упор максимальных оборотов; 2 — упор останова дизеля; 3 — рычаг управления

картере закрепляем датчик, а металлический элемент, воздействующий на датчик, крепим на маховике (рис. 3).

Для регистрации показаний была собрана электрическая измерительная схема с датчиком Холла, показанная на рис. 4. Принцип действия основан на регистрации сигнала осциллографом «ВМ8020» при прохождении болта мимо датчика, т. е. в момент когда происходит замыкание цепи. Программа DisCo в режиме «Осциллограф» регистрирует частоту сигнала в Гц. Принцип работы программы DisCo приведен в интернет-ресурсе [19].

Согласно результатам эксперимента среднее значение частоты сигнала составило 25,7 Гц, следовательно, искомая частота вращения —

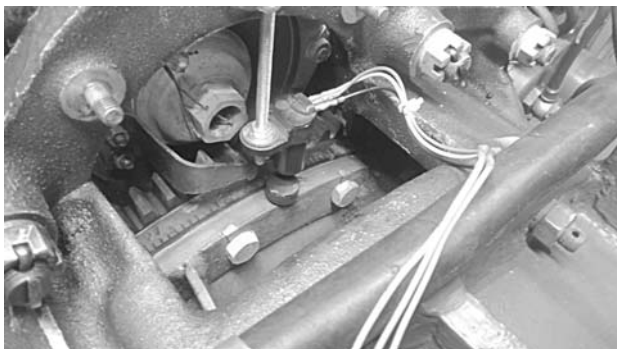


Рис. 3. Установка датчика Холла в дизель-генераторе 1Д20

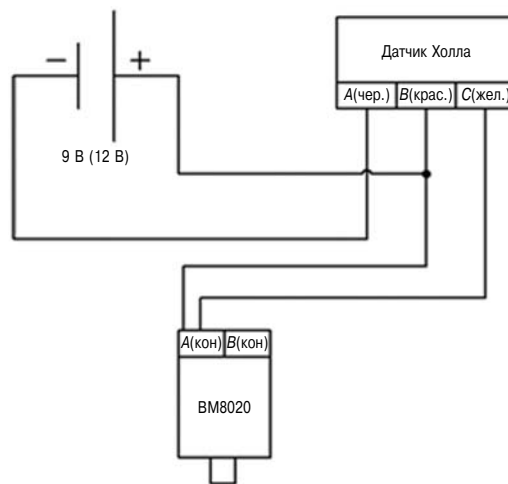


Рис. 4. Схема подключения осциллографа к датчику

1542 об/мин. При снятии показаний со штатного частотомера погрешность измерений составляет 2 %, а в случае применения датчика Холла — 1 %.

Заключение

В результате работы был реализован альтернативный метод определения частоты вращения коленчатого вала дизель-генератора. Эксперимент подтвердил, что данный метод более точный, простой и надежный в эксплуатации. Достоинство работы состоит в том, что для проведения настроечных работ на агрегате питания можно, с использованием компьютерной программы и осциллографа «ВМ8020», с высокой точностью определить частоту вращения коленчатого вала двигателя. Найдено наиболее приемлемое решение точного определения частоты вращения коленчатого вала дизельного агрегата. Данный метод определения частоты вращения вала возможно применять практически в любых установках стационарного типа.

Литература

1. Дудкова В.И., Макашева С.И. Анализ системы стандартов на качество электроэнергии: история и перспективы развития // Научно-техническое и экономическое сотрудничество стран АТР в XXI веке. — 2016. — Т. 1. — С. 299–307.
2. Карташев И.И., Рыжов Ю.П. Способы и средства управления режимами электроэнергетических систем и качеством электроэнергии // Электричество. — 2007. — № 9. — С. 20–25.
3. Миниатюрные датчики микроперемещения, углового положения и силы на эффекте холла / П.П. Моисеев [и др.] // Решетневские чтения. — 2015. — Т. 1, № 19. — С. 289–290.
4. Возможность использования датчика холла в физическом практикуме для определения концентрации носителей тока в полупроводниках / Т.Е. Абенов [и др.] // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. — 2016. — № 1–3. — С. 331–333.

5. Белобородова М.Е., Юдин Б.Д. Методика проведения физического практикума на примере лабораторной работы «Изучение эффекта Холла в полупроводниках» // Преподаватель XXI век. — 2016. — Т. 1, № 4. — С. 260–266.
6. Hall effect and its application in the design & operation of electronically controlled brushless DC Motors / N. Chaudhary [etc.] // International journal of application or innovation in engineering and management. — 2012. — Vol 1, Is. 2. — P. 201–207.
7. Авдоченко Б.И., Карлова Г.Ф., Цырендоржиева А.М. Датчик слабых магнитных полей на основе эффекта холла // Электронные средства и системы управления. — 2017. — № 1–1. — С. 228–230.
8. Онохин Д.А., Бабкин И.М. Перспективные технологии токовых измерений в электроэнергетике // Материалы I Международного заочного конкурса научно-исследовательских работ. Научно-образовательный центр «Знание». — 2010. — С. 194–202.
9. Шарафутдинова Г.Г. Эффект холла // Вопросы науки и образования. — 2017. — № 8(9). — С. 12–13.
10. Preston D.W., Dietz D.W. The art of experimental physics. USA, 1991. — 432 p.
11. Кобус А., Тушинский Я. Датчики Холла и магниторезисторы / М. : Изд-во «Энергия», 1971. — 352 с.
12. Ashcroft N.W., Mermun N.D. Solid state physics. USA. : Saunders college, 1976. — 848 p.
13. Сотников А.Г., Петрушенко А.С. Обеспечение надежности контроля тока и напряжения в приборах морской техники // Морской вестник. — 2015. — № 3 (55). — С. 41.
14. Ramsden E. Hall-effect sensors. Theory and applications. USA, 2006. 250 p.
15. Сыроева С. Автомобильные датчики положения. Современные технологии и перспективы. Часть 1. Потенциометры и датчики Холла — лидеры современного рынка // Компоненты и технологии. — 2005. — № 2. — С. 52–59.
16. Popovic R.S. Hall effect devices second edition. USA, 2004. — 426 p.
17. Методика определения частоты вращения вала центробежного компрессора и дизель-генератора / В.А. Миляев [и др.] // Вестник ЮУрГУ. Сер.: «Машиностроение». — 2018. — № 3. — С. 5–12.
18. Садыкбек Т.А., Матов Р.Е. Способы и технические средства повышения качества электроэнергии // Вестник Казахской академии транспорта и коммуникаций им. М. Тынышпаева. — 2014. — № 6 (91). — С. 149–154.
19. Снятие осциллограммы. URL: <http://motor-master.ru/component/content/article/9-disco/3-snyatie-ostsillogrammy>, свободный (дата обращения: 21.11.2018).

МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОЦЕНКИ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ (материалы конгресса CIMAC-2016)

Надежность и прочностные характеристики коленчатых валов во многом определяют ресурс современных форсированных двигателей. Настоящий обзор посвящен развитию современных методов проектирования и оценки усталостной прочности элементов конструкции кованого стального коленчатого вала при многоосных циклических нагружениях в зависимости от размеров неметаллических включений в структуре его материала.

Для проектирования коленчатых валов форсированных судовых среднеоборотных дизелей компания Вяртсила (Wartsila Corporation) использует цифровые модели, созданные с использованием фирменной модели виртуального двигателя (Wartsila Virtual Engine). В модели реализованы современные цифровые методы расчета усталостной прочности различных элементов конструкции коленчатого вала при многоосном нагружении, позволяющие с большой точностью вычислять местные напряжения в реальной конструкции. Верификация расчетных моделей выполнена в ходе репрезентативных испытаний на реальных двигателях в условиях эксплуатации. Возможности разработанных методов проектирования позволяют с большой точностью моделировать влияние процессов обработки металлов (таких, как объемная штамповка, накатка и ковка) на усталостную прочность элементов конструкции коленчатого вала. В докладе также описаны принципы создания полной модели судовой силовой установки, предназначенной для оценки влияния внешних переменных условий на напряжения, возникающие в элементах конструкции коленчатого вала судового дизеля.

Любой коленчатый вал, изготовленный методомковки, неизбежно содержит неметаллические включения, образующиеся в ходе отливки и последующей механической обработки крупных стальных слитков. Как известно, подобные включения зачастую становятся источником возникновения усталостных трещин. Специалистами компании Kobe Steel Ltd. (Япония) совместно с учеными университета Хиросимы (Hiroshima University) выполнено исследование влияния количества и размеров неметаллических включений в структуре стали на усталостную прочность элементов конструкции кованого коленчатого вала форсированного судового дизеля.

Для проведения испытаний были изготовлены два кованых образца коленчатых валов из углеродистой и низколегированной стали, причем оба с разными размерами включений. Из материала этих валов были вырезаны образцы для испытаний на усталостную прочность. Результаты испытаний позволили оценить зависимость между усталостной прочностью и размером включений при различных условиях нагружения. Было установлено, что расчетная величина усталостной прочности коленчатого вала, определенная согласно расчетам по официальной методике МАКО М53, соответствует нижнему пределу усталостной прочности материала, полученному при проведении экспериментальных исследований. При этом критический размер включений, влияющих на усталостную прочность, зависит от условий нагружения и предела прочности на разрыв, однако усталостная прочность при наличии включений во всех случаях снижается.

Перевод выполнен к.т.н. Г. Мельником

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МОДЕЛИ ВИРТУАЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Tero Frondelius, Pasi Halla-aho, Antti Mantyla,
Wartsila Corporation*

Введение

Моделирование с помощью модели виртуального двигателя (Virtual Engine) основано на положениях динамики многотельных систем, теория и основные принципы которой изложены в работах Shabana [1]. Применение этого метода для моделирования коленвалов описано в работе Drab и др. [2]. Этого, однако, недостаточно, поскольку для корректного определения коэффициентов запаса по усталостной прочности необходимо иметь также критерий запаса по усталостной прочности при многоосном нагружении. Сравнительный обзор всех известных критериев подобного типа выполнил Papadopoulos [3].

Безопасность и надежность являются важнейшими требованиями при разработке каждого нового изделия. Но не менее важно — обеспечение высокого КПД, что невозможно без повышения максимального давления сгорания. Это всегда вызывало значительные трудности у проектантов, поскольку именно давление сгорания определяет изгибные усилия, действующие на коленвал. Преодоление этих трудностей стало возможным благодаря моделированию с использованием виртуального двигателя.

В книге рекордов Гиннеса за 2015 год зафиксирован факт создания 4-тактного двигателя внутреннего сгорания с максимальным КПД, обусловленным рекордно высоким давлением сгорания [4]. Речь шла о новом двигателе Wartsila. Дело в том, что именно стремление достичь этого рекордного значения заставило конструкторов обратиться к моделированию с использо-

Таблица 1

Значения максимального давления в цилиндре и фазовый сдвиг точек максимального давления относительно ВМТ

p_z \ Φ_{pz}	–30–5	5–10	10–15	15 →
15–45	492 771	60 324	1 293 280	5525
45–140	1536	116 591	30 224 791	365 520
140–150	0	0	115 131	11 659
150–160	0	1	55554	625
160–170	0	1	6632	276
170–180	0	2	132	111
140–150	0	4	25	13
180–190	0	2	10	2
190–210	0	0	1	1
210 →	0	0	0	0

ванием виртуального двигателя. Кроме того, это позволяет более эффективно решать вопросы, связанные с обеспечением параллельной работы генераторов и со все усложняющейся конфигурацией гибридных движительных систем. В целях ускорения разработки классификационных правил для гибридных систем была создана новая рабочая группа 20 CIMAC [6].

На разработку первых Правил МАКО M53 ушло 17 лет. В итоге к моменту их опубликования в 1986 году они оказались уже устаревшими, поскольку методы моделирования с тех пор ушли далеко вперед. Возникла необходимость в пересмотре Правил, однако, для этого понадобилось еще 17 лет, и первая исправленная редакция вышла лишь в 2004 году. К этому времени темпы нормотворчества заметно возросли, и на разработку второй исправленной редакции, утвержденной в 2011 году, ушло всего два года [7]. Ожидается, что эта работа будет продолжена, и третья редакция появится в 2016 году*.

В любом случае разработка нормативов по своим темпам всегда будет отставать от непрерывно меняющегося мира. Таким образом, возникает конфликт между методикой моделирования с использованием виртуального двигателя Wartsila и весьма консервативными правилами, основанными на прошлом опыте. В результате для новых разработок фирма Wartsila в качестве нормативной базы вместо Правил МАКО теперь использует метод моделирования с использованием виртуального двигателя.

Верификация нагрузочных режимов

Среди показателей качества двигателя одним из важнейших, с точки зрения заказчиков, в настоящее время становится его приемистость, т. е. способность к быстрому приему нагрузки. Для проектантов это означает необходимость повышения точности моделирования, в частности разработки реалистичной модели виртуального двигателя, которая позволила бы достоверно воспроизводить не только переходные процессы, свойственные любой энергосистеме, такие как, например, короткие замыкания и отключение генераторных автоматов [9], но и динамику всей силовой установки судна с электродвижением. В качестве такой установки могут рассматриваться, в частности, гибридная (электромеханическая) пропульсивная установка современного судна, небольшая автономная электростанция, обслуживающая буровые агрегаты, или морская буровая платформа.

Wartsila постоянно ведет сбор данных о работе своего оборудования по всему миру. В частности,

производится сбор и статистический анализ данных по амплитуде и фазе максимального давления в цилиндре (табл. 1). В столбцах таблицы содержатся значения фазового сдвига точки максимального давления относительно ВМТ, а в строках — соответственно пиковые значения максимального давления. Данный тип двигателя используется в установках, работающих преимущественно при частичных нагрузках, что видно из таблицы, где максимальное число циклов нагружения приходится на двигатели с максимальным уровнем давления в цилиндре в диапазоне 45–140 бар, тогда как расчетное значение этой величины для данного типа двигателя составляет 190 бар. Кроме того, следует отметить, что в 14 циклах имело место превышение рас-

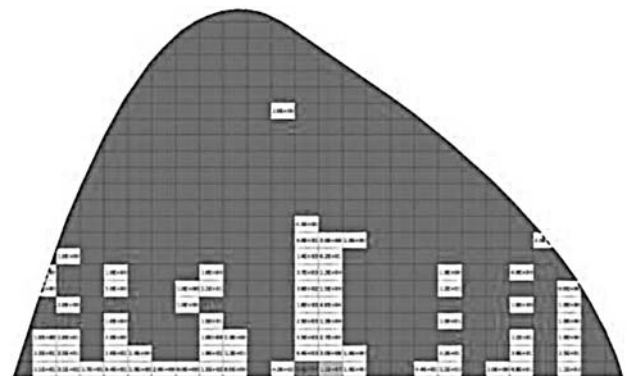


Рис. 1. Показания тензодатчиков, установленных на коленвалах двигателей, в 2D-гистограмме. Горизонтальная и вертикальная оси представляют соответственно средние и амплитудные значения напряжений. Двухмерная диаграмма ограничена пределами усталостной прочности материала коленвала

* Действующая (третья) редакция была утверждена в июне 2017 года. На 2024 год планируется выход четвертой редакции.

четного значения максимального давления. Статистически эту величину можно считать пренебрежимо малой, так как она соответствует вероятности примерно четырех событий на десять миллионов циклов. Однако в расчетах малоциклового усталости эти циклы должны быть учтены.

Нашими специалистами было также выполнено исследование усталостных напряжений методом больших данных в трех различных локациях. Каждый из соответствующих массивов данных содержит по три терабайта информации, полученной от тензодатчиков, установленных на коленвалах двигателей. Эти результаты иллюстрируются диаграммой усталости Хей (Haigh-diagram), показанной на рис. 1, где по осям абсцисс и ординат отложены соответственно средние и максимальные значения усталостных напряжений. Обе оси рассматриваются в качестве гистограмм, где указано число циклов двигателя по каждой локации, для которой строились диаграммы Хей. Точные значения напряжений в данном случае не столь важны, и во избежание путаницы они исключены из рассмотрения. Наиболее интересные точки на рис. 1 — это точки пересечения кривой с диаграммой Хей (пунктирная линия). Всего было обнаружено десять циклов, которые должны быть учтены в расчетах малоциклового усталости.

Высокое значение среднего эффективного давления в цилиндре — весьма серьезная проблема для проектантов двигателя, решение которой требует значительно более продвинутой методики выбора геометрических параметров машины. Помимо механической нагрузки (высокого давления), тепловая нагрузка (т. е. температура компонентов двигателя) с увеличением его КПД тоже возрастает. Рост пиковых значений давления вызывает усиление высокочастотной вибрации, что может вызывать, например, стук в зубчатых передачах. Порядок чередования всплесков также очень важен, и его правильный выбор оказывает большое влияние на усталостную прочность коленвала и других компонентов двигателя.

Верификация влияния свойств материалов и технологии изготовления коленчатого вала

Для того чтобы преимущества новых методов моделирования были использованы в полной мере, необходимы особенно тщательное изучение и учет свойств материалов вала. В ходе совместной с поставщиками коленвалов работы была проведена серия испытаний новых материалов. При этом был применен ряд новых методов их экспериментальной проверки, что позволило использовать преимущества от использования новых методов моделирования и от повышения усталостной прочности материала коленвалов с максимальной эффективностью [10, 11].

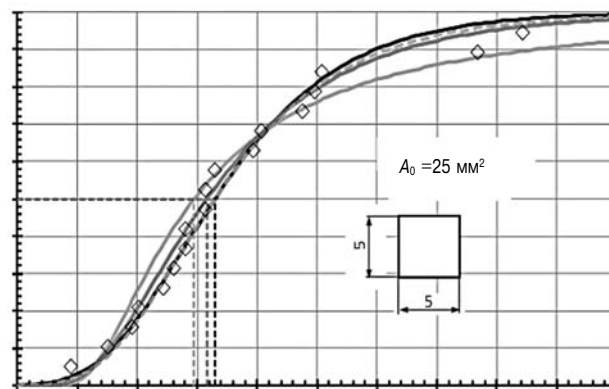


Рис. 2. Зависимость распределения включений в стали от статистической плотности распределения

Современный метод ультразвукового исследования дефектоскопом с фазированной решеткой, описанный в [12], использовался не только как надежное средство проверки материала на качество и чистоту, но и как инструмент для сбора статистических данных о наличии и характере внутренних дефектов стали. По базе статистических данных определялось распределение включений в стали (рис. 2). Горизонтальная и вертикальная оси представляют соответственно эффективный размер и относительную кумулятивную плотность распределения.

Уравнение Мураками (1) показывает влияние включений на предел усталости материала

$$\sigma_{af} = \sigma_{aR=-1} \left(\frac{a_{med}}{a} \right)^p, \quad (1)$$

где σ_{af} — предел усталости (который уменьшился); $\sigma_{aR=-1}$ — предел усталостной прочности материала при коэффициенте асимметрии цикла, равном минус единице; a_{med} — медианный размер дефекта материала; a — измеренный размер дефекта; p — постоянная материала.

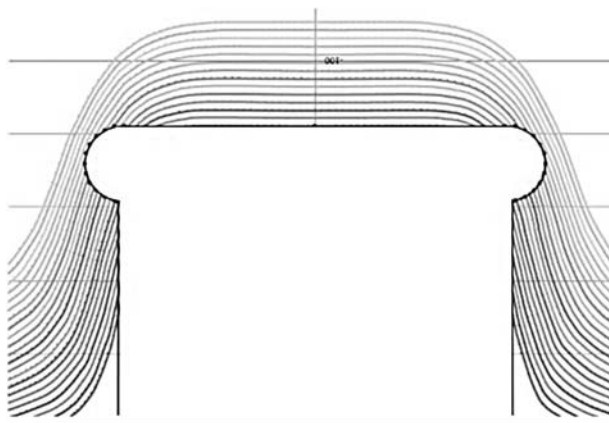


Рис. 3. Направление волокон материала в поперечном сечении коленвала

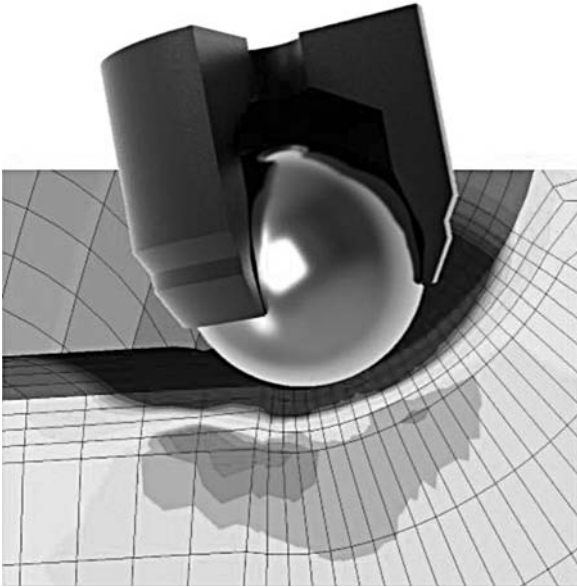


Рис. 4. Накатка галтели коленвала. Распределение напряжений сжатия (более темных) и растяжения (более светлых)

Из уравнения со всей очевидностью следует, что с ростом размеров дефекта предел усталостной прочности материала уменьшается.

Направление волокон материала в поперечном сечении коленвала показано на рис. 3. Эти данные могут быть использованы для представления локальных свойств материала в математических моделях. При этом сначала были измерены значения пределов усталостной прочности материала и среднеквадратических отклонений, после чего были построены соответствующие зависимости для вертикальной и горизонтальной осей координат в поперечном сечении коленвала.

Совместно с изготовителями коленвалов были разработаны прогрессивные технологии упрочнения металла, направленные на повышение его усталостной прочности, такие как, например, объемная штамповка [14] (рис. 4), накатка [13] и ковка. Технологический процесс моделировался с использованием

нелинейного метода конечных элементов (МКЭ), а измерение остаточных напряжений на стороне сжатия проводилось рентгенодифракционным методом.

На рис. 4 показано распределение напряжений сжатия (т. е. желательные, обозначены темным цветом) и растяжения (т. е. нежелательные, обозначены более светлым цветом). Для более наглядной иллюстрации технологического процесса на рисунке также показан использованный для накатки инструмент (ролик).

Были также разработаны методы моделирования распределения усталостных напряжений при многоосном нагружении и методы испытаний для верификации результатов измерений. Модель виртуального двигателя Wartsila учитывает все наиболее сложные варианты распределения нагрузок, и включает в себя самые достоверные модели материалов, что особенно ценно для расчетов таких элементов, как, например, радиусы галтелей.

Продвинутое моделирование с помощью виртуального двигателя

Моделирование динамики силовой установки с учетом характера нагружения современного среднеоборотного двигателя является далеко не про-

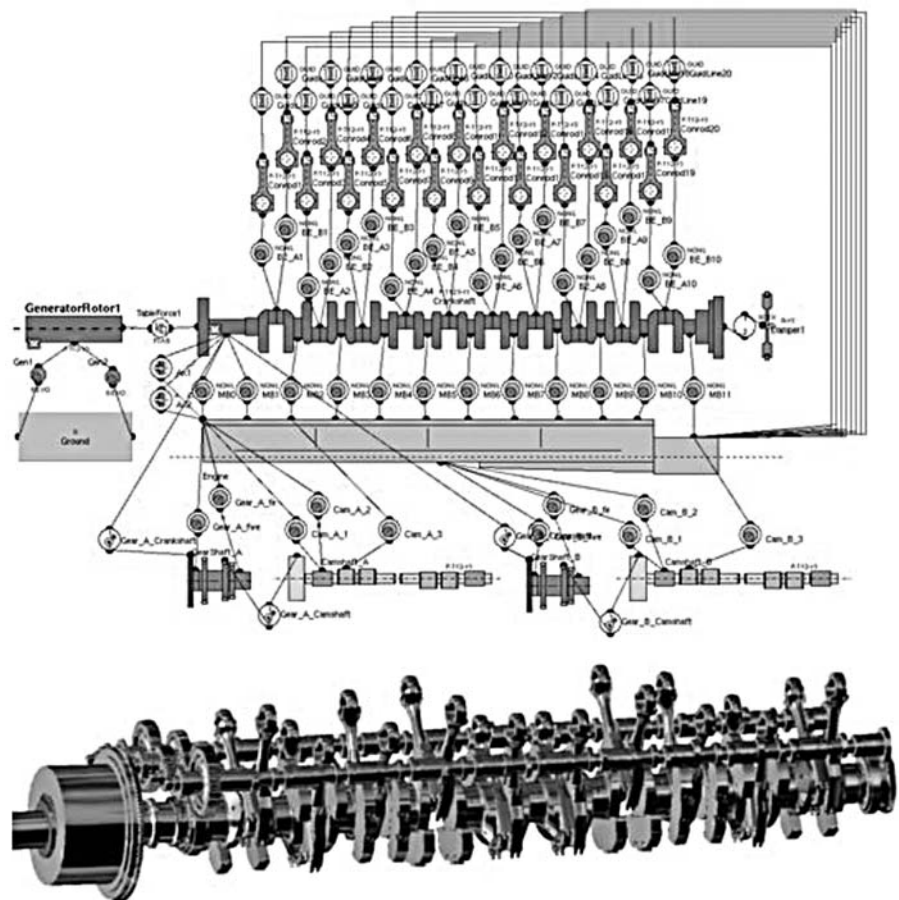


Рис. 5. Модель виртуального двигателя для дизель-генератора типа W20V31

стой задачей. Во-первых, трудно составить реалистичное представление взаимодействия компонентов установки с учетом вариативности компонентов и разнообразия связей между ними. Во-вторых, параметры нагружения отдельных компонентов тесно взаимосвязаны, следовательно, для точного расчета компонентов необходимо рассматривать динамику системы в целом. Модели виртуального двигателя Wartsila являются отображением многотельных динамических систем, таких, например, как дизель-генераторы и пропульсивные силовые установки с изменяемой конфигурацией.

Главным достоинством использования метода виртуального двигателя является то, что он позволяет эффективно воспроизводить реальную геометрию подобных систем, параметры жесткости и инерции отдельных компонентов, включая подшипники, а также связей между ними. Наличие координаты времени дает возможность воспроизводить нелинейности системы, в частности, в том, что касается свободных и вынужденных колебаний. Одно из наиболее ценных качеств метода моделирования — способность реалистично воспроизводить условия нагружения подшипников и элементов зубчатых передач.

Наиболее тяжелыми для коленвала являются изгибающие и торсионные нагрузки, возникающие под действием давления газов в цилиндре. Эти нагрузки для каждого колена не одинаковы, а зависят, в частности, от порядка чередования вспышек. Важную роль играют при этом силы инерции от поступательно движущихся масс и осевые вибрации, вызывающие дополнительные напряжения изгиба в материале коленвала. Кроме того, моделирование с использованием виртуального двигателя Wartsila позволяет учесть нелинейности и демпфирование в муфте, а также высокочастотные напряжения, возникающие, например, в результате вибрации в зубчатой передаче и в подшипниках.

Более того, включение в модель виртуального двигателя Wartsila системы автоматики и генератора дает возможность имитировать переходные процессы в реальной установке, вызываемые внеш-

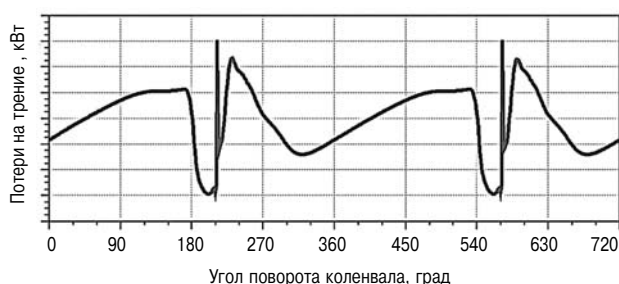


Рис. 6. Потери на трение в гидродинамическом режиме

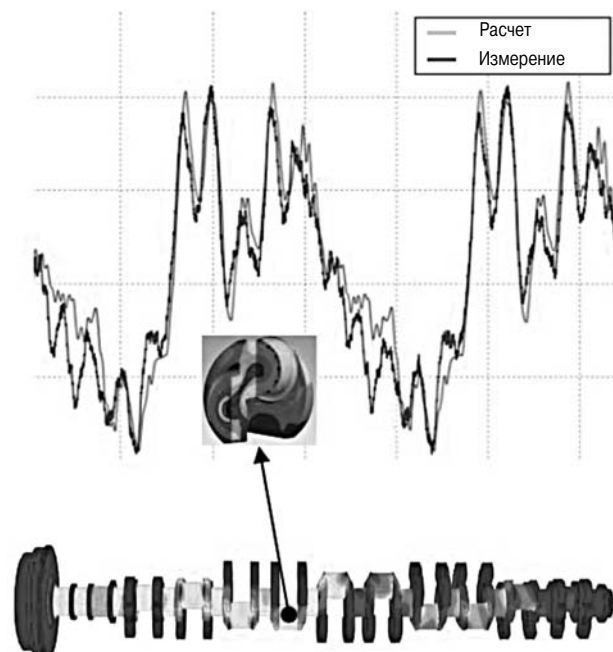


Рис. 7. Крутящий момент в средней точке коленвала. Крутящий момент — результат расчета по модели MBS. Описание методики измерения реального значения крутящего момента выходит за пределы темы настоящего доклада

ними возмущающими воздействиями со стороны сети или пропульсивной системы.

Модели подшипников и редукторов в многотельных системах основаны на их реальных физических параметрах, таких как, например, величины зазоров и расхода масла в подшипниках, поэтому они достаточно достоверны и не нуждаются в таком количестве допущений, как традиционные (более простые) методы. Столь подробные ЭГД-модели могут быть использованы для минимизации трения в двигателе [16]. На рис. 6 приведена характеристика потерь на трение в двигателе. По вертикали отложены фактические потери на трение, а по горизонтали — значения угла ПКВ.

Разумеется, сложные модели требуют тщательной верификации с помощью измерений, которые показали, что применение модели виртуального двигателя Wartsila позволяет чрезвычайно точно имитировать динамику механических передач даже с учетом высоких частот, например, при наличии вибраций противовесов. В качестве примера на рис. 7 показаны временные характеристики крутильных колебаний, измеренные на реальном двигателе и совпадающие с результатами моделирования с удивительной точностью. Это свидетельствует о том, что все динамические характеристики коленвала и его компонентов учтены и оценены правильно.

Динамические граничные условия, найденные по результатам моделирования с помощью мо-

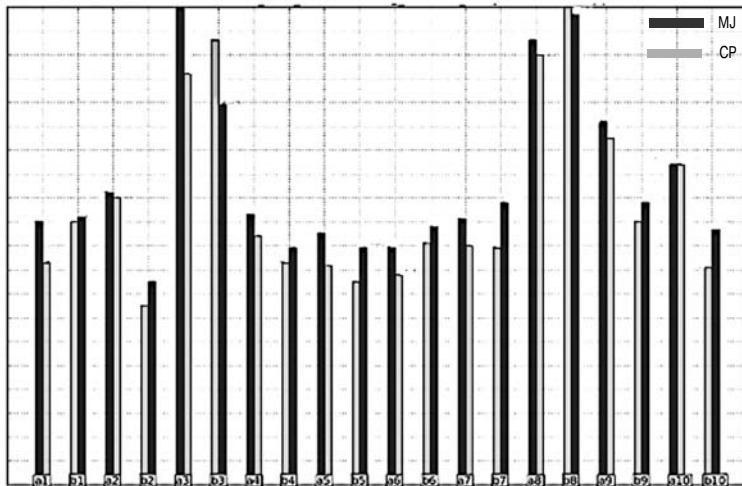


Рис. 8. Распределение коэффициентов запаса прочности в компонентах коленвала. Темные столбцы представляют коэффициенты запаса (MJ) в главном подшипнике, а светлые (CP) — в галтели мотылевой шейки вала

дели виртуального двигателя Wartsila, могут быть использованы для моделирования на уровне компонентов, чтобы применить реалистичные граничные условия при анализе напряжений, который необходим для точного расчета усталостной прочности.

Усталость, анализ, надежность

Принимая во внимание сложный характер действующей нагрузки на коленчатый вал, его проектирование должно вестись на основе статистического анализа с учетом многоосевого нагружения. Вероятность отказа из-за синергетического разрушения описывается уравнением 2 (см. [17]),

$$P = 1 - \int_{-\infty}^{\infty} f_s(\sigma_s) d\sigma_s \int_{\sigma_s}^{\infty} f_f(\sigma_{af}) d\sigma_{af}, \quad (2)$$

где P — предельно допустимая вероятность отказа с учетом случайного характера усилий и напряжений; $f_s(\sigma_s)$ — плотность распределения напряжения σ_s ; $f_f(\sigma_{af})$ — плотность распределения предела усталостной прочности σ_{af} .

В нашем случае расчет напряжений в каждой детали коленвала ведется с использованием соответствующих моделей МКЭ по нагрузкам, вычисленным в результате моделирования с помощью модели виртуального двигателя Wartsila. В качестве примера на рис. 8 приведено неравномерное распределение коэффициентов запаса прочности внутри коленвала. Результаты отчетливо демонстрируют преимущества данного метода по сравнению с правилами MAKO UR M53. Модель для вычислений методом конечных элементов учитывает факторы, обусловленные технологией

изготовления коленвала, такие как направление волокон материала и остаточные напряжения, поскольку они оказывают существенное влияние на его усталостную прочность. Кроме того, данная модель учитывает механизм образования мелких трещин, отражающий влияние включений на усталостную прочность коленвала. При этом учитываются переменные нагрузки, возникающие в материале коленвала под действием внешних возмущений в виде моментов сопротивления со стороны сети или пропульсивной установки. Разумеется, все упомянутые возмущения носят статистический характер, поэтому необходимо учитывать колебания нагрузки и параметров материала. Для этого необходимы интенсивные эксплуатационные испытания на реальных объектах заказчиков.

Заключение

В настоящем докладе описан процесс верификации модели виртуального двигателя Wartsila. Как показало сравнение результатов моделирования и испытаний на реальном двигателе, модель виртуального двигателя Wartsila практически полностью адекватна реальному двигателю. Данный метод обеспечивает робастное проектирование, нечувствительное к колебаниям различных параметров при работе двигателя.

Конструкция коленвала, разработанная с применением данного метода, отличается повышенной надежностью и безопасностью. Это достигнуто за счет повышенной точности всех исходных данных для расчета, т. е. фактических нагрузок и свойств материала, которые получены в результате статистической обработки данных реальных измерений, применения самых современных методов расчетов усталостной прочности, фреттинга и механизмов излома. Метод обеспечивает создание коленвалов со сверхвысоким ресурсом, что позволяет дать гарантию необслуживаемой работы в течение всего срока службы изделия.

Максимальный диапазон рабочих условий может быть гарантирован с необходимым запасом в отношении как вида используемого топлива, так и условий эксплуатации.

Модель виртуального двигателя Wartsila может учитывать различные характеристики сгорания в газовых, двухтопливных и дизельных двигателях, а также переходные процессы при выходе за пределы установленного диапазона рабочих нагрузок. Уменьшение потерь на трение в подшипниках увеличивает КПД двигателя и уменьшает выбросы.

В двигателе, спроектированном на основе указанных выше принципов, достигнут рекордный для своего класса уровень КПД, что подтверждает книга рекордов Гиннеса за 2015 год.

Условные обозначения и сокращения

МАКО UR M53 — Международная Ассоциация Классификационных Обществ. Единые требования к расчетам коленвалов двигателей внутреннего сгорания

МКЭ — метод конечных элементов

ММС — моделирование многотельных систем

ЭГД — эластогидродинамика

Робастное проектирование — принцип создания конструкции, нечувствительной к колебаниям различных параметров при работе двигателя

Литература

1 *Shabana A.A.* Flexible Multibody Dynamics: Review of Past and Recent Developments, Multibody System Dynamics, 1997, Vol. 1, Issue 2, P. 189–222.

2 *Drab C.B., Engl H.W., Haslinger J.R., Offner G., Pfau R.U., Zulehner W.* Dynamic simulation of crankshaft multibody systems, Multibody System Dynamics, 2009, Vol. 22, Issue 2, P. 133–144.

3 *Papadopoulos I. V., Davoli P., Gorla C., Filippini M., Bernasconi A.*, A comparative study of multiaxial high-cycle fatigue criteria for metals", 1997, Int. J. Fatigue Vol. 19, No. 3, P. 219–235.

4 *Astrand U.* W31 world's most efficient 4-stroke engine, CIMAC, 2016.

5 *Kumar P., Singh A.K.* Grid Codes: Goals and Challenges, 2014, Renewable Energy Integration, Part of the series Green Energy and Technology, P. 17–39.

6 CIMAC WG20 System Integration, <http://www.dmac.com/working-groups/wg20-system-integration/index.html>

7 *Bakken G.M.* IACS UR M53 | Milestones, CIMAC WG4 'Crankshaft Rules' Stockholm meeting minutes, 2015, DNV GL.

8 *Savolainen M., Tienhaara H., Resch T., Smiljanic B.* 'Comparison of Crankshaft Calculation Methods with Reference to Classification Societies Requirements.', CIMAC, 2010.

9 *Konno J., Frondelius T., Resch T., Santos-Descalzo M.J.* Simulation-based Grid Compliance, CIMAC, 2016.

10 *Yakura R., Shinozaki T., Sakai T., Ueno A., Kikuchi S., Miura T., Mori H., Fujitsuna N., Matsuda M.* Fatigue Strength of Super Clean Solid type Crankshafts, CIMAC, 2013.

11 *Tezanos J., Elvira R., Postigo C., Llanos M.* Steel Making Process for Increasing the Fatigue Life of Continuous Grain Flow Monoblock Crankshafts, Proceedings of Conference Sidenor I+D IFM-16 (2006).

12 *Silvonen A., Halla-Aho P., Hakkarainen T.* «Modern Ultrasonic Quality Evaluation of Large Crankshafts.», CIMAC, 2010.

13 *Altenberger I.* Deep rolling-the past, the present and the future. Proceedings of 9th international conference on shot peening. 2005.

14 *Alfing Kessler* Large Crankshafts: Surface treatment, <http://www.alfing-crankshafts.com/en/large-crankshafts/surface-treatment.html>

15 *Fitzpatrick M.E., Fry A.T., Holdway P., Kandil F.A., Shackleton J., Suominen L.* Determination of Residual Stresses by X-ray Diffraction — Issue 2, Measurement Good Practice Guide No. 52, 2005. ISSN 1744-3911.

16 *Knauder C., Allmaier H., Sander D. E., Salhofer S., Reich F.M., Sams T.* Analysis of the Journal Bearing Friction Losses in a Heavy-Duty Diesel Engine, ISSN 2075-4442, Lubricants, 2015.

17 *Rabb R.* Todennakoisyysteoriaan pohjautuva vasyymis-analyysi. ISBN: 978-952-286-210-5.

ОЦЕНКА УСТАЛОСТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В КОВАНОМ КОЛЕНЧАТОМ ВАЛУ ПРИ МНОГООСНОМ НАГРУЖЕНИИ И ВЛИЯНИЕ РАЗМЕРОВ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВКЛЮЧЕНИЙ НА ЕГО УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Tomoya Shinozaki, Mariko Matsuda, Masato Ota,
Tomonori Ikegami, Nobuyuki Fujitsuna,
Kobe Steel Ltd.

Atsushi Sugeta, Hiroshima University

1. Введение

Одним из важнейших компонентов двигателя является коленвал, преобразующий с помощью шатунов возвратно-поступательное движение поршней во вращательное. В течение всего срока службы коленвал подвергается непрерывным циклическим нагрузкам, вызывающим изгибные и касательные напряжения. Это означает, что при расчете коленвала решающее значение имеют усталостные напряжения от изгибающих и крутящих моментов.

В большинстве случаев коленвалы мало- и среднеоборотных двигателей изготавливаются методомковки из крупных заготовок (слитков). В кованых коленвалах неизбежно присутствуют неметаллические включения, возникающие во время литья и механической обработки слитка. Как известно, такого рода неметаллические включения (далее именуемые просто «включениями») существенно влияют на показатели усталостной прочности металла, являясь источниками возникновения усталостных трещин [2]. Вот почему важно исследовать вопрос о влиянии размеров включений на усталостную прочность коленвалов в интересах как производителей, так и пользователей.

Расчетная усталостная прочность коленвалов судовых двигателей регламентируется требованиями классификационных обществ. Согласно правилам МАКО (UR M53 [3]) усталостная прочность коленвала определяется его геометрией и временным сопротивлением (на разрыв) используемого материала, что обеспечивает достаточный запас его прочности даже при наличии крупных включений.

Однако в настоящее время значительный прогресс в технологиях литья и обработки стали сделал возможным получение «чистой» стали, содержащей гораздо меньше таких включений, как по количеству, так и по размерам. К тому же продолжает повышаться качество производства стали, что делает возможным получение стали высокой чистоты в достаточных количествах. Можно предположить, что более глубокое изучение вопроса о влиянии посторонних вклю-

чений на усталостную прочность коленвалов позволит повысить предельно допустимые расчетные напряжения для чистой стали. Исходя из этого авторы поставили перед собой следующие задачи.

1. Установить соотношение между усталостной прочностью и максимальным размером включения в материале коленвала.

2. Убедиться в том, что это соотношение может быть распространено на все коленвалы.

3. Рассчитать усталостную прочность вала, находящегося под воздействием сил и крутящих моментов, действующих в различных плоскостях, с учетом имеющихся включений.

2. Экспериментальная часть

2.1. Материалы

Для эксперимента были подготовлены два вида типичных кованых коленвала (табл. 1). Они были выполнены соответственно из угле-

Таблица 1

Конструкция и материалы коленвалов, проходивших испытания

Конструкция коленвала	Диаметр цилиндра, мм	Материал	Обозначение по ClassNK	Материал, №	S, (ppm)	O, (ppm)	(Н/мм ²)
Полусборный	700	Углеродистая сталь	KSF65	65-A	18	12	698
				65-B	50	11	724
				65-C	110	10	668
Цельнокованный	320	Низколегированная сталь	KSFA 90	A90-A	5	8	941
				A90-B	97	17	980

родистой стали, временное сопротивление на разрыв которой составляет 640 Н/мм² (KSF65 согласно Nippon Kaiji Kyokai (ClassNK)) и низколегированной стали, временное сопротивление на разрыв которой составляет 880 Н/мм² (KSFA 90). Чтобы установить влияние включений на прочность обоих видов стали, были изготовлены стали с различной степенью чистоты. Как отмечалось в нашем предыдущем докладе [4], включения, встречающиеся в кованых коленвалах, содержат, главным образом, серу (S) и кислород (O). Чистота стали для испытываемых коленвалов проверялась на содержание S или O.

Кривошипные для коленвала полусборного типа были изготовлены из слитков весом от 50 до 70 тонн методом объемной штамповки [5]. Колена для цельнокованого вала были изготовлены по технологии фирмы RR-forging (материал с постоянным наложением волокон (CGF)) [6].

2.2 Испытания на усталостную прочность

Были проведены две серии испытаний на усталостную прочность для двух образцов коленвала — уменьшенного и полномасштабного. Уменьшенный образец — это образец, вырезанный из опытного коленвала. Вначале были

Таблица 2

**Условия испытаний образцов
на усталостную прочность**

	Малый образец	Образец реальных размеров
Нагрузка	1. Осевое (двунаправленное) нагружение 2. Скручивание 3. Осевое нагружение и скручивание ($\tau/\sigma = 0,43$ и $1,0$)	Резонансный изгиб
Метод испытаний	Пошаговое увеличение нагрузки	
Форма волны	Синусоида	
Коэффициент асимметрии цикла	-1 (полностью симметричный)	
Частота	10~30 Гц	20~30 Гц
Количество циклов	$5 \cdot 10^6$ циклов	$1 \cdot 10^7$ циклов

проведены всесторонние испытания уменьшенных образцов. Цель этих испытаний — исследование соотношений между усталостной прочностью и размерами включений при различных условиях нагружения. Затем были проведены испытания полномасштабного образца для верификации результатов предыдущей серии испытаний. Условия испытаний на усталостную прочность уменьшенного и полномасштабного образцов приведены в табл. 2. Методы испытаний описаны ниже.

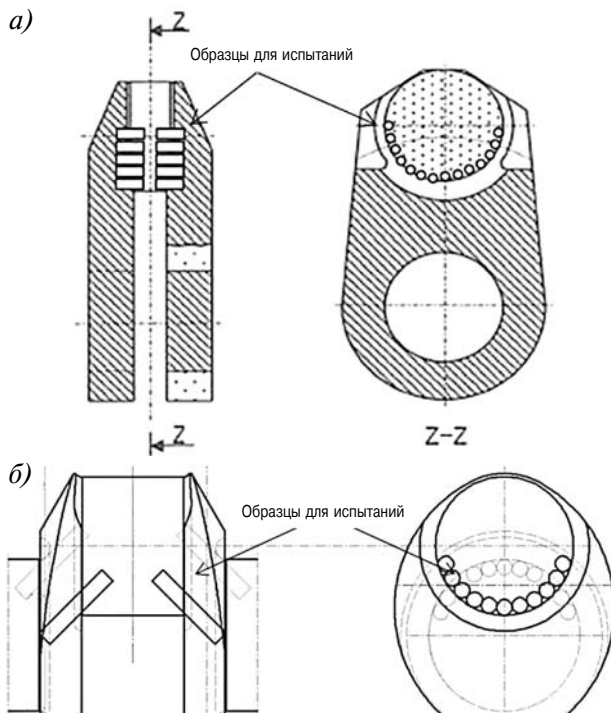


Рис. 1. Схема испытываемых образцов материала полусборного (а) и цельнокованого (б) коленвалов

Испытания уменьшенного образца

Образцы материала вырезались из колена фрагмента полномасштабного вала (рис. 1), после чего нарезались на стандартные элементы для испытаний длиной 20 мм и диаметром 15–20 мм с чистой поверхностью. Они были отполированы и отшлифованы наждачной бумагой № 1200.

Кроме того, в некоторых из них просверлили отверстие, чтобы затем сравнить результаты испытаний гладких и «дырчатых» элементов. Диаметр и глубина отверстий были в пределах от 100 до 1000 мкм.

При проведении усталостных испытаний производилось осевое нагружение (двунаправленное) и скручивание, а также комбинированное нагружение (с пошаговым увеличением нагрузки). При пошаговом увеличении нагрузки напряжение в первом образце, очевидно, не достигало предела усталости. Испытания первого образца были продолжены с пошаговым увеличением нагрузки ступенями по 20 Н/мм² (KSF65) или по 40 Н/мм² (KSFA 90), вплоть до его разрушения. Испытания с комбинированным (многоосным или одноосным) нагружением в сочетании со скручиванием проводились при двух значениях соотношения амплитуд — соответственно $\tau/\sigma = 0,43$ и $1,0$. Число

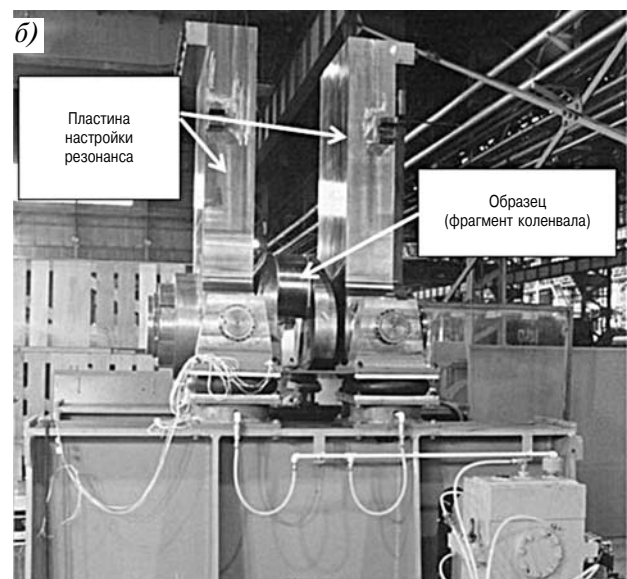
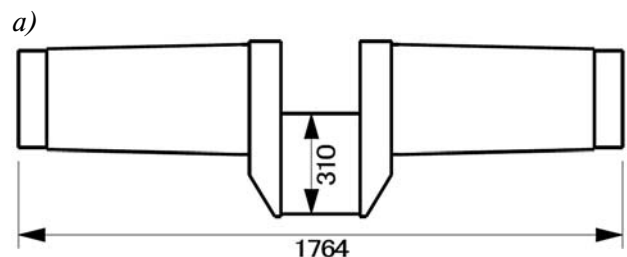


Рис. 2. Опытный полноразмерный образец (а) и общий вид машины для усталостных испытаний (б)

циклов до разрушения оценивалось величиной $5 \cdot 10^6$.

Испытания полноразмерного образца

Испытания на усталостную прочность при изгибе проводились на цельнокованом коленвале с диаметром мотылевой шейки 310 мм. Форма полноразмерного образца коленвала и общий вид машины для испытаний на усталостную прочность показаны на рис. 2. Реальные амплитудные значения напряжений при испытаниях определялись по показаниям тензодатчиков, расположенных на галтели мотылевой шейки. Нагрузка при этом увеличивалась такими же шагами, как и при испытаниях уменьшенного образца.

2.3. Обследование поверхностных трещин

Трещины на поверхности всех испытываемых образцов обследовались с помощью сканирующего электронного микроскопа. При этом особое внимание уделялось точкам образования трещин. При обнаружении включений в таких точках их размер, оцениваемый по $\sqrt{\text{area}}$, определялся методом Мураками [2].

3. Результаты исследования

3.1. Результаты испытаний на усталостную прочность при осевом нагружении

В качестве примера на рис. 3 показаны результаты испытаний на усталостную прочность при осевом (двунаправленном) нагружении гладкого образца KSFA90 пошаговым методом. Этот метод позволяет определить предел усталостной прочности для каждого образца. Как видно из рис. 3, разброс значений усталостной прочности образца A90-B, содержащего большое количество включений, гораздо больше, чем у образца

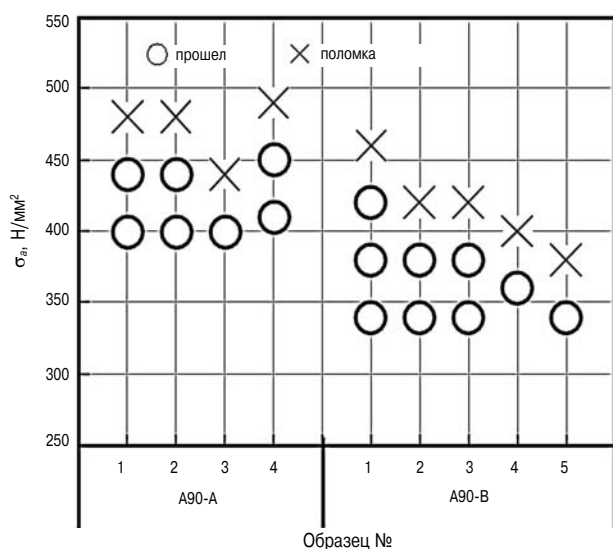


Рис. 3. Пример результатов испытаний гладкого образца на усталостную прочность при ступенчатом увеличении нагрузки. Цифры показывают значения результатов испытаний при осевом (двунаправленном) нагружении гладкого образца KSFA90

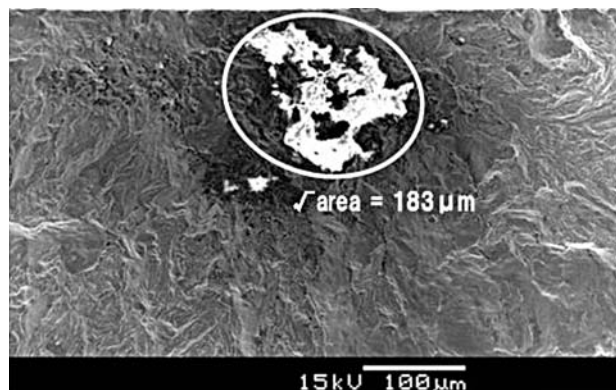


Рис. 4. Типичный вид поверхности образца KSFA90, содержащего включения. Фото сделано сканирующим электронным микроскопом SEM

A90-A, при этом нижний предел усталостной прочности у него значительно меньше. Типичный пример включения (в точке начала развития трещины в образце A90-B) показан на рис. 4. Известно, что в большинстве случаев именно зоны включений являются источниками развития устало-

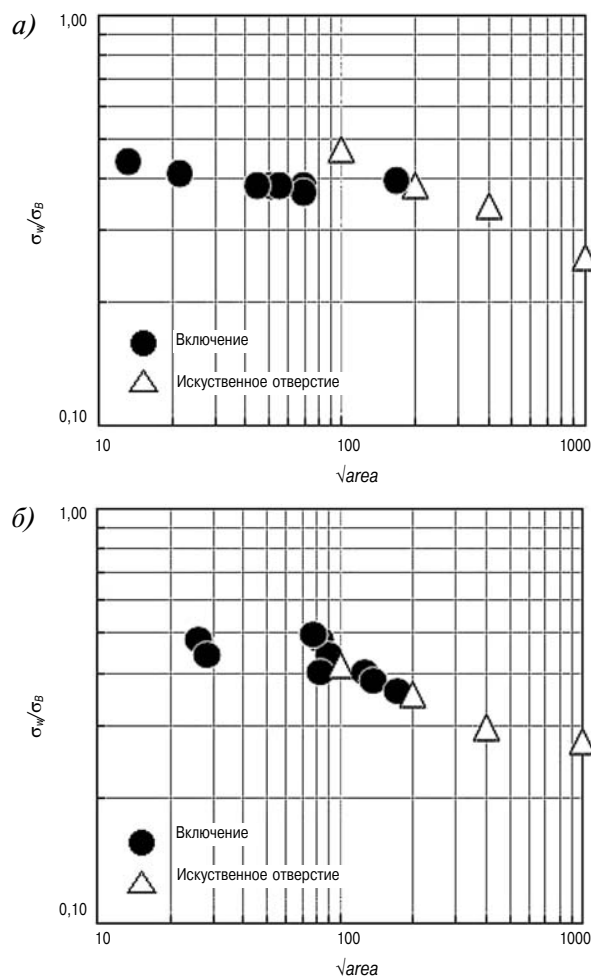


Рис. 5. Соотношение между коэффициентом усталостной прочности и малым размером дефекта при осевом нагружении для (а) KSF65 и (б) KSFA90

стных трещин. Максимальный размер включений, наблюдавшихся в ходе опытов, составил порядка 90 мкм для образца A90-A, и 183 мкм — для образца A90-B. На рис. 5 показано соотношение между усталостной прочностью при осевом нагружении и размерами небольшого дефекта, т. е. включения или искусственного сверления в точке начала развития трещины соответственно для образцов KSF65 (рис. 5, а) и KSFA90 (рис. 5, б). Поскольку значения усталостной прочности испытываемых материалов несколько различаются, приведем относительные величины данного параметра для каждого материала. Сравнение эффекта от наличия включений (естественных) и сверлений (искусственных) на рис. 5 показывает, что характер зависимостей в обоих случаях совпадает. Это подтверждает возможность использовать искусственные сверления для имитации эффекта включений.

Как видно из рис. 5, по мере роста размеров включений осевые усталостные напряжения возрастают. Однако, по-видимому, существует не-

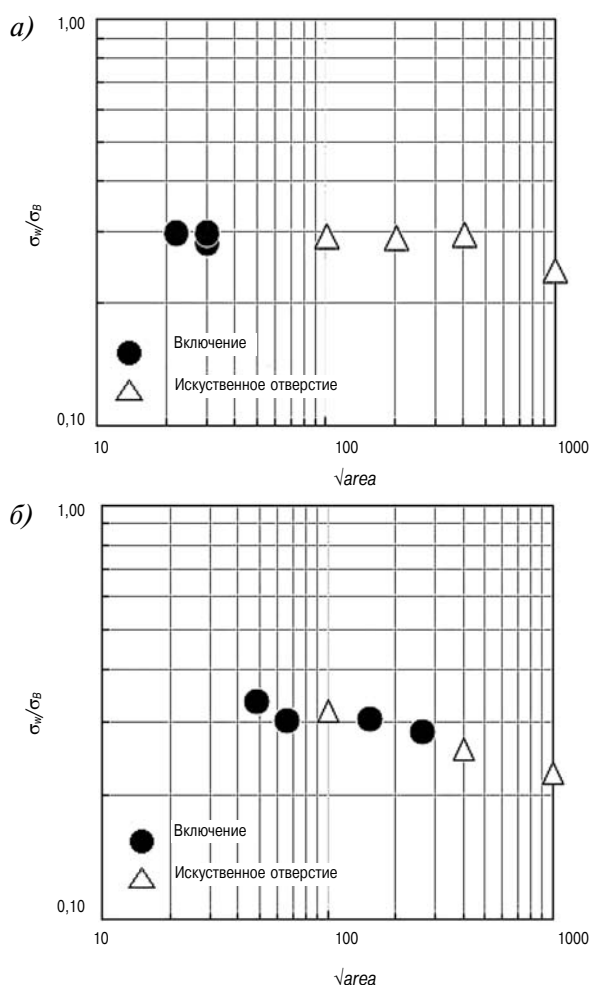


Рис. 6. Соотношение между усталостной прочностью и размером небольшого дефекта при осевом нагружении образцов KSF65 (а) и KSFA90 (б)

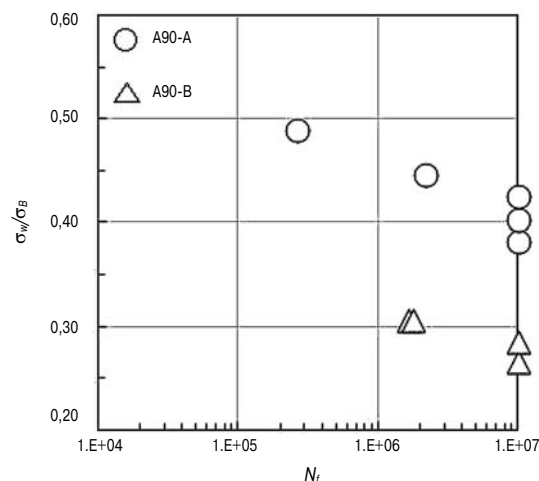


Рис. 7. Кривая $S-N$, полученная по результатам испытаний фрагментов полномасштабных коленвалов

кий критический размер дефекта, ниже которого включения перестают влиять на усталостную прочность, и этот критический размер для KSF65 и KSFA90 не одинаков. Усталостная прочность KSF65 (см. рис. 5, а) при значении $\sqrt{area}$ менее 200 мкм от размеров дефекта практически не зависит, тогда как при дальнейшем увеличении $\sqrt{area}$ она снижается. С другой стороны, усталостная прочность образца KSFA90 (см. рис. 5, б), содержащего включения размером более 100 мкм, при уменьшении $\sqrt{area}$ возрастает. Это означает, что высокопрочная сталь, как уже упоминалось выше, более чувствительна к наличию дефектов.

На рис. 6 показаны результаты испытаний образцов на усталостную прочность при скручивании. Из них следует, что критический размер дефекта при измерении усталостной прочности на скручивание для образцов KSF65 (рис. 6, а) и KSFA90 (рис. 6, б) составляет порядка 400 и 200 мкм соответственно. Аналогичная тенденция наблюдается при испытаниях на скручивание, хотя в этом случае влияние включений менее заметно, чем при испытаниях с осевой нагрузкой.

Заметим, что при увеличении размеров включений усталостная прочность снижается, тогда как критический размер включений, когда они начинают влиять на усталостную прочность, зависит от условий нагружения и материала.

На рис. 7 показана кривая $S-N$, полученная по результатам испытаний фрагмента полномасштабного коленвала. Видно, что усталостная прочность в случае A90-B ниже, чем в случае A90-A, т. е. закономерность здесь та же самая, что и для уменьшенного образца.

3.2. Усталостная прочность фрагментов полномасштабных коленвалов

На рис. 8 показана структура поверхности вокруг зоны начала образования усталостной трещины во фрагменте полномасштабного коленвала.

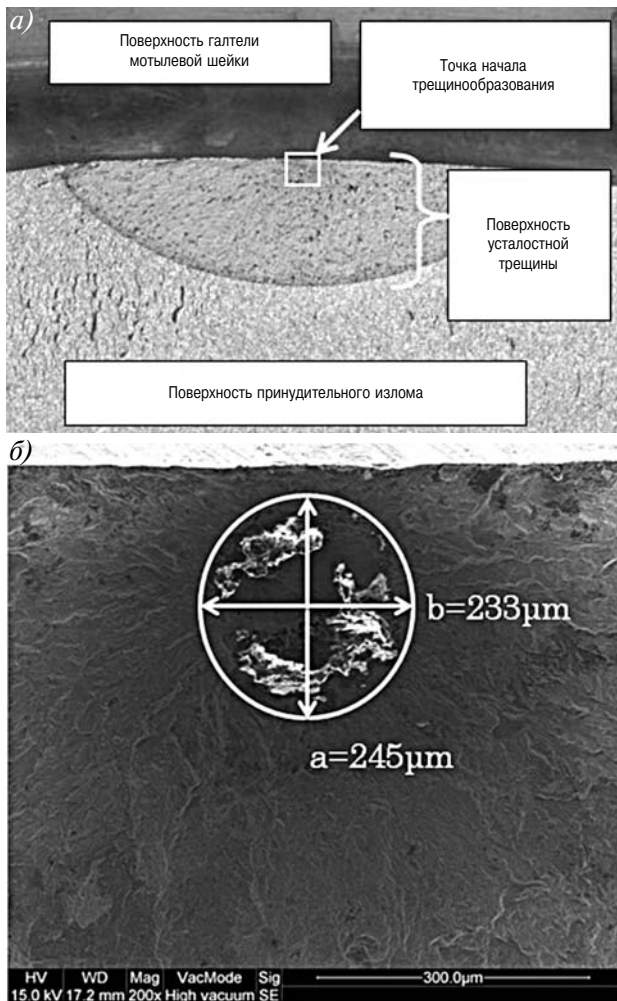


Рис. 8. Типичная картина поверхности фрагмента полномасштабного коленвала при большом увеличении: а — вид поверхности в зоне включения; б — фото, полученное со сканирующего электронного микроскопа (SEM) в зоне начала образования усталостной трещины

Трещинообразование начинается в зоне включения. Размеры включений в этой зоне для фрагмента полномасштабного коленвала приведены в табл. 3. В данном случае такая зона (включение) является не внутренним, а поверхностным дефектом. Усталостную трещину на поверхности образца А90-В-2 показать не удалось из-за происшедшей поломки в области искус-

Таблица 3

Результаты усталостных испытаний фрагментов полномасштабных коленвалов

Образец	σ_a/σ_B	N_f (циклов)	$\sqrt{\text{area}}$, мкм
А90-А	1	0,49	$2,6 \times 10^5$
	2	0,45	$2,2 \times 10^6$
А90-В	1	0,31	$1,6 \times 10^6$
	2	0,31	$1,7 \times 10^6$

ственно созданного дефекта. Предполагается, что размеры включений в образце А90-В-2 примерно такие же, как и в образце А90-В-1, поскольку число циклов нагружения до разрушения было примерно одинаковым в обоих случаях. Таким образом, наблюдаемые включения в образце А90-В больше, чем в образце А90-А, а более низкое значение усталостной прочности в образце А90-В обусловлено относительно большими размерами включений.

Описанный выше характер влияния размеров включений во фрагменте полномасштабного коленвала на его усталостную прочность распространяется также на фрагмент коленвала уменьшенного масштаба.

3.3. Оценка усталостной прочности при многоосном нагружении

Испытания на усталостную прочность при многоосном нагружении проводились при двух значениях соотношения амплитуд — соответственно

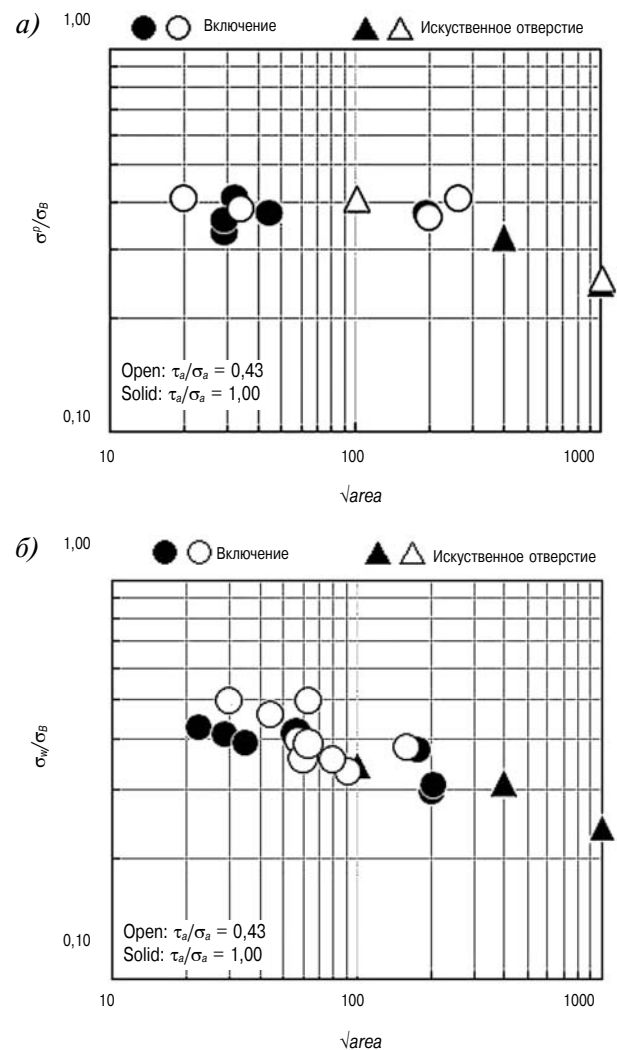


Рис. 9. Соотношение между усталостной прочностью и размером дефекта при многоосном нагружении образцов (а) KSF65 и (б) KSF90

$\tau/\sigma = 0,43$ и $1,0$. Результаты испытаний на усталостную прочность при многоосном нагружении показаны на рис. 9. Усталостные напряжения достигают максимума при сочетании переменных аксиальных усилий и крутящих моментов. Характер влияния размеров включений коленвала на его усталостную прочность при многоосном нагружении, показанный на рис. 9, по существу, тот же самый, что и в случае одноосного нагружения (см. рис. 5).

Результаты испытаний свидетельствуют о том, что усталостная прочность зависит от размеров включений в любом случае. При описании метода оценки усталостной прочности с учетом размеров включений были выбраны следующие критерии, применимые к случаю пропорционального многоосного нагружения:

➤ Модель H.J. Gough [8]:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_w}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{\tau_w}\right)^2 = 1. \quad (1)$$

➤ Модель W.N. Findley [9]:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_w}\right)^{1/\varphi} + \left(\frac{\tau}{\tau_w}\right)^2 = 1, \quad (2)$$

где $\varphi = \sigma_w/\tau_w$.

На рис. 10 представлены результаты сравнения значений усталостной прочности, полученных расчетом по уравнениям (1) и (2), и измеренным в ходе экспериментов на образце, имеющем включения размерами 100 и 400 мкм. Значения усталостной прочности под воздействием аксиальных усилий и крутящих моментов показаны соответственно на рис. 5 и 6. Как следует из рис. 10, усталостная прочность, рассчитанная по уравнению (1), выше значений, полученных в результате экспериментов, тогда как усталостная прочность, рассчитанная по уравнению (2), хорошо согласуется с экспериментальными результатами. Из этого можно точнее оценить влияние размеров включений на усталостную прочность при комбинированной нагрузке.

4. Заключение

Для того чтобы полнее оценить влияние размеров включений на усталостную прочность и амплитуду напряжений в материале цельнокованного коленвала были проведены усталостные испытания коленвала при воздействии аксиальных усилий, крутящего момента и комбинированной нагрузки. На основании полученных результатов был разработан метод расчета усталостной прочности, учитывающий размеры существующих включений. Результаты проведенной работы позволяют сделать следующие заключения.

1. По мере роста размеров включений усталостная прочность образца всегда уменьшается, однако интенсивность ее уменьшения при этом зависит от материала и/или характера нагружения.

2. В полноразмерном образце коленвала включения являются источниками образования и развития усталостных трещин. То же самое относится и к уменьшенному образцу.

3. Результаты испытаний на усталостную прочность при многоосном нагружении образцов хорошо совпадают с результатами расчетов по методу Findley. Следовательно, усталостная прочность образца при комбинированном нагружении может быть с достаточной достоверностью оценена по результатам испытаний при одноосном нагружении с учетом размеров включений.

Условные обозначения

σ_B — предел прочности на разрыв, Н/мм²

σ — осевое напряжение, Н/мм²

σ_a — амплитуда осевого напряжения, Н/мм²

σ_w — усталостная прочность при осевой нагрузке, Н/мм²

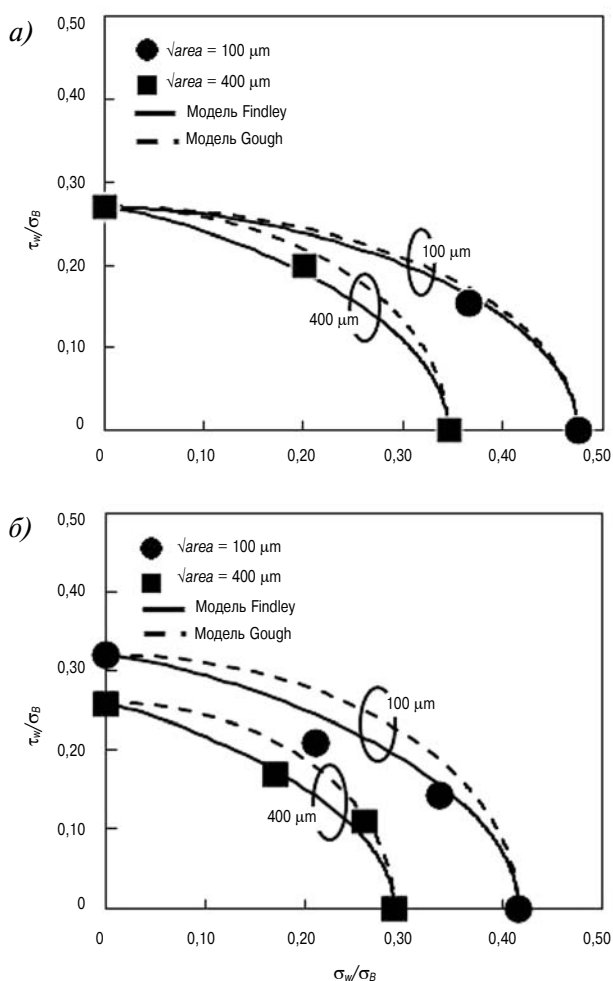


Рис. 10. Сравнение значений усталостной прочности, полученных расчетом по моделям Gough и Findley, с экспериментальными результатами, для образцов (а) KSF65 и (б) KSFA 90

τ — касательное напряжение, Н/мм²
 τ_a — амплитуда касательного напряжения, Н/мм²
 τ_w — усталостная прочность по касательному напряжению, Н/мм² (усталостная прочность по напряжению среза)
 σ^p — максимальное главное напряжение, Н/мм²
 N_f — циклическая долговечность
 $\sqrt{area}$ — параметр размера дефекта, определяемый как среднеквадратичное значение площадей дефектов в одном поперечном сечении

Литература

1. Donath G. and Seidemann H. Design of Marine Diesel Engine Crankshafts: Comparison of Measured and Calculated Stresses Using the Proposed CIMAC Rules, Trans. IMarE (TM), 97(1985). — P. 2–26.
2. Murakami Y. Metal Fatigue: Effect of Small Defects and Nonmetallic Inclusions, Elsevier, (2002)
3. International Association of Classification Society,

«Requirements Concerning Machinery Installations, Unified Requirement M53», (2004)

4. Yakura R., Shinozaki T., Sakai T., Ueno A., Kikuchi S., Miura T., Mori H. Fujitsuna N. and Matsuda M. "Fatigue Strength of Super Clean Solid type Crankshafts, CIMAC Congress, (2013). — No. 422.

5. Arikawa. T, Horie. S, Nozaki. T, and Kagawa. Y Development of the Crank Throw Forging Process Using Numerical Simulation, 19th International Forgemasters Meeting, 2014. — P. 155–159.

6. Nishihara M. The Recent Improvement on the Crankshaft for Marine Diesel Engines, Journal of the M.E.S.J., Vol.8, No.10, (1973). — P. 764–778.

7. Weibull W. Fatigue Testing and Analysis of Results, Pergamon Press, (1961). — P. 15–18.

8. Gough H.J. Engineering Steels under Combined Cyclic and Static Stresses, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 160(1949). — P. 417–440.

9. Findley W.N. Fatigue of Metals under Combination of Stress, Trans. ASME, 79(1957). — P. 1337–1348.

ЮБИЛЕЙ!



24 октября 2019 года исполняется 70 лет
Виталию Анатольевичу Лиханову,
заслуженному работнику высшей школы Российской Федерации,
доктору технических наук, профессору, заведующему кафедрой
тепловых двигателей, автомобилей и тракторов,
проректору ФГБОУ ВО «Вятская государственная
сельскохозяйственная академия» МСХ РФ.

Виталий Анатольевич Лиханов в 1972 г. закончил факультет механизации сельского хозяйства Кировского сельскохозяйственного института и в этом же году поступил на работу в *Alma mater* (ныне — ФГБОУ ВО «Вятская государственная сельскохозяйственная академия»), где прошел путь от ассистента до проректора, заведующего кафедрой тепловых двигателей, автомобилей и тракторов.

В 1982 г. В.А. Лиханов защитил диссертацию на соискание ученой степени кандидата технических наук и был избран доцентом кафедры тракторов и автомобилей, где сформировалась его основная научная специализация — снижение вредных выбросов с отработавшими газами двигателей за счет замещения нефтяных топлив альтернативными.

В 1999 г. В.А. Лиханов защитил диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук, в 2001 г. ему было присваивается ученое звание профессора. В 2003 г. В.А. Лиханов возглавил кафедру тракторов и автомобилей, а с 2010 г. работает в должности проректора академии.

В.А. Лиханов известен в России и за рубежом как один из ученых, активно участвующих в разработке приоритетных направлений технической науки. Он стал основателем и руководителем научной школы «Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем применения альтернативных видов топлива», которая известна как одна из ведущих в Российской Федерации. Непосредственно профессором Лихановым и под его руководством выполнены теоретические и экспериментальные исследования рабочих процессов

автотракторных дизелей при работе на альтернативных видах топлива, в том числе газовых, изучению кинетики образования токсичных компонентов при их горении, разработке новых видов смесевых топлив на основе спиртов и растительных масел, систем подачи и дозирования этих топлив в цилиндры двигателя.

Список научных трудов В.А. Лиханов превышает 600 наименований, в том числе 11 изобретений. Всего учебников, учебных пособий и брошюр издано более 90 общим тиражом более полумиллиона экземпляров. Подготовленное в соавторстве трехтомное учебное пособие «Справочная книга тракториста-машиниста» номинировалось на премию Правительства Российской Федерации в области образования.

В.А. Лиханов на протяжении многих лет осуществляет подготовку научных кадров высшей квалификации по специальности 05.04.02 «Тепловые двигатели». Под его научным руководством выполнены и успешно защищены более 20 кандидатских диссертаций. В 2018 г. профессор Лиханов стал членом экспертного совета ВАК Минобрнауки РФ по энергетике, электрификации и энергетическому машиностроению.

За достигнутые успехи в областях развития науки, образования и общественной деятельности В.А. Лиханов многократно награждался Почетными грамотами Министерства труда и социального развития РФ, Министерства сельского хозяйства РФ, различными ведомственными наградами, званием «Почетный работник высшего профессионального образования Российской Федерации». Указом Президента РФ ему присвоено почетное звание «Заслуженный работник высшей школы Российской Федерации».

*Коллектив «Вятской государственной сельскохозяйственной академии»,
 коллеги и друзья, редакция научно-технического журнала «Двигательостроение»
 поздравляют Виталия Анатольевича с юбилеем
 и желают ему крепкого здоровья и успехов в плодотворной деятельности,
 направленной на сохранение лучших традиций коллектива кафедры и академии.*

УДК 621.431

Рыжов В.А. Состояние российского дизелестроения для стратегических отраслей // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 3–7.**Ключевые слова:** ОАО «Коломенский завод», кризис управления, среднеоборотные форсированные дизели, технологическая отсталость производства, развитие литейного и вспомогательных производств, подготовка инженерных кадров.

Рассмотрено состояние и проблемы развития производства среднеоборотных форсированных двигателей для железнодорожного и морского транспорта, военно-морского флота и атомных станций на ОАО «Коломенский завод». Показано, что для устойчивого развития отрасли двигателестроения в России необходима разработка и реализация ряда государственных программ развития станкостроительной и инструментальной промышленности, литейного и заготовительного производств. В качестве неотложных мер предлагается введение государственного контроля за деятельностью частных предприятий, выпускающих продукцию по госзаказам для стратегических отраслей, изменение системы подготовки инженерных кадров по профилю «энергомашиностроение».

УДК 621.43

Кавтарадзе Р.З. Развитие теории рабочих процессов ДВС в МГТУ им. Н.Э. Баумана: от метода Гриневецкого до современных 3D-моделей (продолжение) // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 8–15.**Ключевые слова:** МГТУ им. Н.Э. Баумана, кафедра «Поршневые двигатели», специальность поршневые ДВС, создание и развитие теории рабочего процесса, научные школы кафедры ДВС МГТУ.

Показана роль кафедры «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана в развитии фундаментальной теории поршневых двигателей, начиная от основателей специальности «Двигатели внутреннего сгорания (ДВС)», до настоящего времени. Проанализированы актуальные задачи исследования, прежде всего, внутрицилиндровых процессов, решенные на разных этапах развития поршневого двигателестроения усилиями кафедры. Упомянуты направления научно-исследовательских работ по системам газообмена, наддува, топливоподачи, термостойкости ДВС и их влияние на решение проблем совершенствования рабочего процесса.

Ил. 6. Библ. 64 назв.

УДК 621.43: 621.891

Путинцев С.В., Пилацкая С.С., Ратников А.С. Методика и результаты трибологии вариантов цилиндропоршневых групп быстрогоходного дизеля // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 16–20.**Ключевые слова:** высокооборотный дизель, цилиндропоршневая группа, хонингованная поверхность, полированная поверхность, условия маслоснабжения, снижение потерь на трение.

Представлены результаты экспериментальной проверки трибологической эффективности применения гладкой (полированной) трущейся поверхности цилиндра в сравнении с шероховатой (хонингованной) и влияние условий маслоснабжения деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) на трение в сопряжении цилиндр-поршень. Выполнены измерения потерь на трение различных вариантов деталей ЦПГ высокооборотного дизеля типа 1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д) с учетом погрешностей результатов прямых измерений контрольных величин. Показано, что применение цилиндра с гладкой полированной поверхностью и модернизированных шатуна с поршнем обеспечивают улучшение условий маслоснабжения трущихся поверхностей и снижение потерь на трение на 12–25 %. Табл. 3. Ил. 4. Библ. 11 назв.

УДК 621.436

Кочев Н.С., Плотников Л.В., Григорьев Н.И. Оптимизация фаз газораспределения тепловозного дизеля 8ЧН21/21 // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 21–26.**Ключевые слова:** тепловозный дизель, фазы газораспределения, цикл Миллера, технико-экономические показатели, снижение вредных выбросов.

Выполнен краткий обзор работ по применению цикла Миллера в дизелях различных классов. Представлены результаты численного моделирования и стендовых испытаний тепловозного дизеля 8ЧН21/21 с улучшенными технико-экономическими и экологическими показателями, полученными за счет оптимизации фаз газораспределения в цикле Миллера. Экспериментально подтверждено снижение удельного эффективного расхода топлива на номинальном режиме на 3,26 % при одновременном снижении вредных выбросов более чем на 30 %. Выбранное направление работ позволит обеспечить нормализацию вредных выбросов перспективных тепловозов.

Табл. 2. Ил. 7. Библ. 18 назв.

УДК 621.436

Маслов А.П., Левцов М.В. Кинематический и динамический анализ КШМ W-образного двигателя с прицепными шатунами // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 27–30.**Ключевые слова:** W-образный двигатель, кривошипно-шатунный механизм, кинематический и динамический анализ, прицепные шатуны, равенство хода поршней, проектирование шатунных подшипников

Рассмотрены особенности проектирования W-образного двигателя с прицепными шатунами. Предложен способ создания КШМ для такого двигателя с одинаковым ходом поршней за счет согласования геометрических параметров элементов главного и прицепного шатунов. Выполнен анализ кинематики и динамики КШМ с использованием программного конструкторско-технологического комплекса Creo-Parametric с оценкой преимуществ и недостатков конструкции. Получены графические материалы для проектирования шейки коленчатого вала и шатунного подшипника. Табл. 2. Ил. 7. Библ. 18 назв.

УДК 621.78

Иванов Д.А., Колосков А.А., Зюкин В.С. Повышение стойкости инструмента, используемого в двигателестроении // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 31–35.**Ключевые слова:** инструментальные стали, режущий инструмент, обработка пульсирующим газовым потоком, повышение производительности, снижение стоимости.

Выполнено исследование возможности повышения стойкости металлорежущего инструмента из углеродистых, и легированных быстрорежущих сталей за счет обработки пульсирующим дозвуковым газовым потоком. Экспериментально установлено, что сочетание термической обработки с обработкой пульсирующим дозвуковым газовым потоком, обеспечивает сокращение в 2–4 раза продолжительность технологического процесса упрочняющей термообработки инструмента, что снижает его стоимость, повышает износостойкость и показатели твердости. Табл. 1. Ил. 7. Библ. 2 назв.

УДК 62-531.6

Полозов П.Ю., Поршнева Е.Г. Способ повышения качества электроэнергии потребителей специальных объектов // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 36–39.**Ключевые слова:** дизель-генератор, измерение частоты вращения, датчик Холла, регуляторная характеристика, качество электроэнергии.

Представлен метод измерения частоты вращения коленчатого вала дизель-генератора с применением датчика Холла. Для регистрации результатов измерений использовалась программа «Dis-Co» и осциллограф VM8020. При использовании датчика Холла погрешность измерения частоты вращения составила 1 %, что значительно повышает точность измерения штатным частотомером. Эксперименты подтвердили простоту и надежность предложенного метода измерения в эксплуатации, что позволяет повысить точность настроечных работ на агрегате питания и улучшить качество электроэнергии, вырабатываемой дизель-генератором.

Ил. 4. Библ. 19 назв.

УДК 621.43

Методы проектирования и оценки усталостной прочности коленчатых валов (материалы конгресса CIMAC-2016) // Двигателестроение. — 2019. — № 3. — С. 40–53.**Ключевые слова:** судовой среднеоборотный дизель, стальные кованые коленчатые валы, цифровые методы проектирования, усталостная прочность, неметаллические включения, усталостные трещины.

Надежность и прочностные характеристики коленчатых валов во многом определяют ресурс современных форсированных двигателей. Для проектирования коленчатых валов форсированных судовых среднеоборотных дизелей корпорация Вяртсила (Wartsila Corporation) использует цифровые модели, созданные на базе фирменной модели виртуального двигателя (Wartsila Virtual Engine). Верификация расчетных моделей выполнена в ходе репрезентативных испытаний на реальных двигателях в условиях эксплуатации. Любой коленчатый вал, изготовленный методомковки, неизбежно содержит неметаллические включения, образующиеся в ходе отливки и последующей механической обработки крупных стальных слитков. Подобные включения становятся источником возникновения усталостных трещин. Специалистами компании Kobe Steel Ltd. (Япония) совместно с учеными университета Хиросимы (Hiroshima University) выполнено исследование влияния количества и размеров неметаллических включений в структуре стали на усталостную прочность элементов конструкции кованого коленчатого вала форсированного судового дизеля. Табл. 4. Ил. 18. Библ. 26 назв.

UDC 621.431

Ryzhov V.A. Engine building in Russia targeted at strategic industrial sectors // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 3–7.

Keywords: JSC Kolomna Works, crisis control, middle-speed high-powered engines, backwardness in technologies, development of foundry and auxiliary facilities, engineering manpower development

A review of middle-speed high-powered engines produced by JSC Kolomna Works for railway and marine applications, navy and nuclear power plants: current state and issues. Sustainable development of engine building in Russia calls for elaboration and implementation of state programs targeted at the enhancement of machine tool building industry, foundry facilities and blank production. The urgent measures are proposed, such as state control over private suppliers for strategic sectors and radical improvements in manpower development system, as far as power plant engineering is concerned.

UDC 621.43

Kavtaradze R.Z. Development of combustion theory in Bauman Technical University: from Grinevetsky method to modern 3D-models // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 8–15.

Keywords: Moscow State Bauman Technical University, Reciprocating Engine Department, fundamental theory of reciprocating engine, scientific schools.

The role of Moscow State Bauman Technical University (Reciprocating Engine Department) in the development of fundamental theory of reciprocating engine up to present time is shown. The authors review investigations carried out by the Department at consequent stages of progress in reciprocating engine building. The works in question have primarily been focused on problems of gas exchange, supercharging, fuel supply, thermal strength etc., and their influence on combustion process. 6 ill., 64 ref.

UDC 621.43: 621.891

Putintsev S.V., Pilatskaya S.S. and Ratnikov A.S. Tribometry of high-speed engine crank assembly: methodology and test results // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 16–20.

Keywords: high-speed engine, crank assy, honed surface, polished surface, oil supply arrangement, reduction of friction losses.

The authors compared polished and rough-finished cylinder wall surface from the viewpoint of efficiency and friction pair lubrication conditions. They measured friction losses in type 1CH8,5/8,0 (TMZ-450D) diesel engine with varying versions of crank assembly parts, taking account of measurement errors. Finely polished cylinder wall surface, combined with modernized piston and connection rod, is shown to reduce friction losses by 12 to 25 % due to better lubrication conditions. 3 tables, 4 ill., 11 ref.

UDC 621.436

Kochev N.S., Plotnikov L.V. and Grigoryev N.I. Optimizing valve timing in diesel engine type 8CHN21/21 // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 21–26.

Keywords: locomotive diesel engine, valve timing, Miller cycle, performance indices, reduction of noxious emissions.

This is a brief review of Miller cycle use in various engine classes. Results are presented of numerical modelling and stand tests of locomotive diesel engine type 8CHN21/21, whose fuel and environmental performance was improved due to Miller cycle with optimum valve timing. Stand tests confirmed gain in fuel economy by 3,26 % and in noxious waste by over 30 %. This means that emission level in engines powering up-and-coming locomotives may be reduced to limits set forth by legislation in force. 7 tables, 5 ill., 18 ref.

UDC 621.436

Maslov A.P. and Levtsov M.V. Kinematic and dynamic analysis of W-engine featuring slave connecting rods // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 27–30.

Keywords: W-engine, crank gear, kinematic and dynamic analysis, slave connecting rods, equal piston strokes, design of crank pins.

The article discusses principal approaches to designing W-engine with slave connecting rods. The idea behind the proposed arrangement lies in its geometry, which would provide equal strokes of main and slave pistons. Kinematic and dynamic analysis of the crank gear in question is carried out with Creo-Parametric software package, which allows evaluation of pros and cons of the design. Graphic materials for designing crank pin and bottom end bearing have been yielded. 7 tables, 5 ill., 18 ref.

UDC 621.78

Ivanov D.A., Koloskov A.A. and Zyukin V.S. Enhancing wear strength of tools used in engine building technologies // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 31–35.

Keywords: tool steel, cutting tools, treatment with pulsating gas stream, enhancement of productivity, cost savings.

The article discusses treatment of cutting tools from carbon and alloyed high-speed steels with subsonic gas flow as a means to enhance their wear resistance. As shown by the experiments, thermal treatment of metal parts combined with treatment with pulsating subsonic gas stream allows to reduce total treatment duration by 2 to 4 times, which results in cost saving, higher wear resistance and hardness. 1 table, 7 ill., 2 ref.

UDC 62-531.6

Polozov P.Yu. and Porschneva E.G. Improvement of electric power supply quality for military users // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 36–39.

Keywords: diesel-generator, speed measurement, Hall-effect sensor, speed droop curve, power supply quality.

The authors describe a method to measure engine crankshaft rotational speed based on Hall-effect sensor. The measurement results were registered with software code DisCo and oscilloscope type BM8020. Error of measurement did not exceed 1 %, which is much better, as compared with native electromechanical frequency meter. The experiments confirm that measurement method in question is simple and easy. As a result, end user gets reliable and heavy-duty energy supply. 4 ill., 19 ref.

UDC 621.43

Methods of designing crankshafts and evaluation of their fatigue strength (based on CIMAC-2016 papers) // *Dvigatelistroyeniye*. — 2019. — № 3. — P. 40–53.

Keywords: middle-speed marine engine, forged crankshafts, numerical design methods, fatigue strength, non-metallic inclusions, fatigue cracks.

Life time of a modern high-powered engine largely depends on reliability and fatigue strength of its crankshaft. As far as middle-speed marine engines are concerned, Wartsila has used verified Virtual Engine Models for years in the product development projects. The mathematical models are verified during representative field test.

Any forged crankshaft inevitably contains non-metallic inclusions, which have been generated in steel making and casting process of ingot. It is well known that the fatigue strength of steel is significantly influenced by such non-metallic inclusions in steel which cause the fatigue crack initiation. Kobe Steel Ltd (Japan) in collaboration with Hiroshima University carried out investigation into the influence of the amount and size of such non-metallic inclusions on fatigue strength of forged crankshaft of high-powered marine engine. 4 table, 18 ill., 26 ref.

Вниманию авторов

Редакция обращает внимание авторов на тематическую направленность принимаемых к рассмотрению рукописей и необходимость выполнения требований по их оформлению.

Журнал «Двигателестроение» является ежеквартальным научно-техническим изданием, посвященным проблемам развития, проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых двигателей.

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

- расчеты, конструирование, исследования двигателей;
- системы и агрегаты двигателей;
- конструкционные материалы;
- топливо и смазочные материалы, присадки;
- ресурсосбережение;
- эксплуатация и ремонт двигателей;
- автоматизация и диагностирование;
- проблемы экологии;
- гипотезы и дискуссии;
- история развития конструкций (проектов), предприятий и науки о двигателях;
- обзорная и справочная информация.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить о ее предыдущих публикациях.

Рукопись статьи должна иметь рекомендацию к публикации в журнале (направление) от организации, где выполнялась работа, а также акт экспертной комиссии с указанием того, что рукопись не содержит сведений, запрещенных к публикации в открытой печати.

Заглавие статьи должно быть кратким (не более 120 знаков), точно отражающим ее содержание.

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, а также для размещения электронной версии журнала в НЭБ должны быть представлены сведения об авторах:

- фамилия, имя, отчество (полностью);
- ученая степень и звание;
- полное наименование места работы;
- полный почтовый адрес;
- действующие контактные телефоны, e-mail).

Для представления авторов читателям желательно присылать цветные или черно-белые фотографии авторов размером не менее чем 3×4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF или JPG.

Обязательными приложениями к рукописи являются: реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы объемом от 700 до 1200 знаков; код УДК; ключевые слова.

Заглавие статьи, название организаций, ФИО авторов, ключевые слова и реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Объем статьи не должен превышать 25 тыс. знаков, включая таблицы и список литературы. Иллюстрации в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи. Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Формулы, иллюстрации и таблицы должны быть пронумерованы в порядке упоминания и снабжены поясняющими (подрисовочными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисовочных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Даже если все иллюстрации заверстаны автором в текст электронной копии рукописи, то их представление в виде отдельных файлов и распечаток на отдельном листе обязательно.

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания существа вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417–2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин). Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5 05–2008.

Если представленные в редакцию рукописи не удовлетворяют перечисленным требованиям, то они могут быть доработаны по согласованию с автором сотрудниками редакции. Услуги редакции по доработке рукописей статей платные.

Рукописи статей, поступившие в редакцию, рецензируются специалистами. Если у рецензента имеются обоснованные критические замечания, статья возвращается автору на доработку.

Редакция оставляет за собой право внесения в текст редакторских изменений, не искажающих смысла авторского текста. При поступлении в редакцию обоснованных критических замечаний, касающихся размещенного в журнале материала, редакция оставляет за собой право на их публикацию в порядке дискуссии.

Авторское право на конкретную статью принадлежит авторам. Ответственность за содержание статьи несет также автор. При перепечатке статьи или ее части ссылка на журнал обязательна.

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала