НАШЕМУ ЖУРНАЛУ — 30

В январе 2009 г. исполнилось 30 лет межотраслевому научно-техническому и производственному журналу «Двигателестроение». За время его выпуска и особенно в последние годы, журнал продолжает оставаться одним из немногих научных изданий, объединяющим в едином информационном поле научных работников и специалистов, занятых в отрасли отечественного двигателестроения. За 30 лет было выпущенно 235 номеров журнала. в которых опубликовано более 3300 статей по самым актуальным направлениям развития науки о двигателях и совершенствования их технико-экономических и эксплуатационных показателей.

В январе 1979 г. для ученых, научно-технических работников, конструкторов и специалистов, профессиональная деятельность которых была тесно связана с отраслями народного хозяйства, объединяющими создателей и производителей отечественных двигателей судового, тепловозного, внедорожного и промышленного применения, произошло давно ожидаемое, важное событие — выпуск первого номера межотраслевого научно-технического и производственного журнала «Двигателестроение».



В.И. Балакин

В те годы, когда отечественное двигателестроение устойчиво и планомерно развивалось, специалисты отрасли испытывали острую необходимость в наличии научного журнала, на страницах которого они могли бы широко и открыто обсуждать самые актуальные проблемы развития отечественного двигателестроения.

Инициатива и практические действия, направленные на создание журнала исходили от дирекции Центрального научно-исследовательского дизельного института (ЦНИДИ), бывшего в те годы одним из ведущих отраслевых научных центров двигателестроения.

В период с 1932 по 1940 г. институт (в то время ВНИДИ) издавал журнал «Дизелестроение», выпуск которого прекратился перед началом Великой Отечественной войны и по разным причинам не был возобновлен после ее окончания.

Популярность и бесспорная полезность этого всесоюзного довоенного журнала и ограниченность распространения многочисленных сборников научных трудов отраслевых научных институтов и профильных вузов, в том числе ежегодного выпуска «Сборника научных трудов ЦНИДИ», только лишний раз подчеркивали необходимость возобновления издания научного журнала для специалистов двигателестроения, работающих на предприятиях, разбросанных по всей стране.

После принятия Правительством РСФСР решения об учреждении журнала его первым главным редактором стал директор ЦНИДИ Владлен Иванович Балакин. В состав редакционной коллегии журнала вошли представители Министерства тяжелого машиностроения («Союздизельмаш»), ведущие специалисты отраслевых НИИ, крупнейших дизелестроительных заводов, специализированных КБ и профильных вузов.

Популярность и профессиональный авторитет журнала быстро росли и уже через несколько первых лет работы журнал объединил большинство учреждений и предприятий двигателестроения страны в единое информационное пространство. Журнал стал своеобразной трибуной для обмена научно-технической информацией о тенденциях развития двигателестроения в мире, обсуждения специалистами разнообразных научных гипотез, решения острых проблемных и спорных вопросов об основных направлениях развития конструкций и типаже отечественных двигателей, совершенствовании их систем и агрегатов, необходимости обеспечения их многотопливности, адаптивности (предтече современных двигателей с электронным управлением), работы по замкнутому циклу (анаэробных двигателей), перспективах развития альтернативных и нетрадиционных тепловых двигателей различных компоновочных схем, реализующих различные термодинамические циклы (двигатели Ванкеля, Стирлинга) и многое другое.

Тематическая направленность публикаций сформировала ряд постоянных рубрик журнала, основными из которых в то время были: «иссле-

дования и испытания двигателей»; «конструирование и расчет двигателей»; «агрегаты»; «приборы и измерения»; «материалы и технологии»; «автоматизация, регулирование и диагностика»; «эксплуатация и ремонт».

Журнал издавался ежемесячно, его тираж и подписка вышли на уровень важнейших профессиональных изданий страны.

Редакция журнала постоянно организовывала и проводила научно-технические конференции, выполняла на высоком профессиональном уровне экспертизы по многочисленным спорным проектам, заявкам на изобретения (как правило, на «вечные двигатели» или двигатели с невероятно высоким КПД) с привлечением крупнейших ученых и специалистов.



В.Т. Бордуков

Через год после ухода В.И. Балакина в 1989 г. по состоянию здоровья на заслуженный отдых, директором ЦНИДИ и главным редактором журнала стал Валентин Тимофеевич Бордуков. До этого В.Т. Бордуков работал в должности заместителя директора ЦНИДИ по научной работе и был одним из активных сторонников и инициаторов его создания. Под руководством нового главного редактора журнал полностью сохранил сложившиеся традиции и продолжил свое развитие, отражая все новые тенденции развития мирового и отечественного двигателестроения.

В журнале появились новые рубрики, такие как «проблемы экологии», «конверсия в науке», «малая энергетика», «гипотезы и изобретения».

В это же время журнал был рекомендован Высшей аттестационной комиссией (ВАК) для публикации основных результатов научных исследований соискателей ученых степеней кандидата и доктора технических наук.

Завершающийся период перестройки и угар экономических реформ середины 1990-х гг. поставили издателя журнала ЦНИДИ, также как и большинство предприятий страны, в сложнейшее экономическое положение, а сам журнал оказался под угрозой закрытия. В 1994–95 гг. было выпущено всего по одному номеру.

В этот период только благодаря усилиям главного редактора В.Т. Бордукова и его убежденности в необходимости сохранения журнала для ученых и специалистов отрасли отечественного двигателестроения удалось спасти журнал от полного исчезновения с информационного поля, восстановить и стабилизировать его дальнейшую жизнь.

От Министерства науки и технологий была получена финансовая поддержка, достаточная для того, чтобы с начала 1996 г. выпускать один номер журнала в квартал и выдержать этот ритм издания в течение года. При этом редакции удалось сохранить высокий научно-технический уровень публикаций.

В новых условиях выживания некоммерческий научно-технический журнал «Двигателестроение», а таковыми в то время были все издаваемые в России научно-технические журналы, его главный редактор В.Т. Бордуков смог использовать для поддержки журнала целый ряд юбилейных дат.

В 1996 г. отмечалось 300-летие Российского флота, и публикации, посвященные этой дате, были подготовлены и поддержаны судостроителями и судовладельцами.

В 1999 г. ЦНИДИ совместно с заводами «Звезда» и «Русский Дизель» (завод уже находился в конкурсном управлении) провели широкую информационную компанию по празднованию 100-летия постройки первого российского двигателя с воспламенением от сжатия по патенту Р. Дизеля на заводе Нобеля в Санкт-Петербурге.

В эти годы празднования сначала 100-летия создания Р. Дизелем своего рационального двигателя, а затем 100-летнего юбилея отечественного двигателестроения в журнал направили свои материалы все основные дизелестроительные предприятия страны, тем самым впервые, после затяжного кризиса, известив читателей не только о своем существовании, но и о своих перспективных планах.

Можно без преувеличения сказать, что опубликованные в эти годы на страницах журнала исторические материалы уникальны, поскольку в них были собраны сведения об истории крупнейших заводов, состоянии их производства и сведения о готовящейся к выпуску новой продукции. Работа редакции вошла в нормальное русло, однако 2004 г. вновь мог стать последним годом издания журнала.

После смены руководства ЦНИДИ в 2002 г. В.Т. Бордуков, покинув пост директора института, оставался главным редактором журнала до 2005 г.

Финансовое положение ЦНИДИ в это время несколько улучшилось и даже стабилизировалось. Новая дирекция института в соответствии с государственными планами правительства по продаже производственных фондов (ликвидации) отраслевых НИИ готовила институт к привати-

зации, которая должна была завершиться в 2004 г. Совершенно неожиданно для всех эта плановая работа завершилась признанием института в судебном порядке банкротом, введением в 2004 г. конкурсного управления, которое завершилось в 2005 г. ликвидацией ЦНИДИ без правопреемников и увольнением всех сотрудников.

В начале 2005 г. распоряжением конкурсного управляющего права издателя журнала «Двигателестроение» были переданы ООО «ЦНИДИ-Экосервис», коммерческой организации, созданной после ликвидации ЦНИДИ на базе отдела малотоксичных двигателей, в целях продолжения издательской деятельности и выполнения обязательств редакции перед подписчиками.



Л.А. Новиков

В новый состав редакции вошли сотрудники, которые были готовы продолжить выпуск журнала практически без всякого финансирования, руководствуясь убежденностью в том, что необходимо во чтобы то ни стало сохранить это единственное научное издание двигателестроителей, с его признанной читателями высокой научной репутацией, тем самым отдавая должное памяти, усилиям и упорному труду его создателей.

В декабре 2005 г. по результатам открытого конкурса, объявленного редакцией, главным редактором журнала был избран генеральный директор ООО «ЦНИДИ-Экосервис» Лев Анатольевич Новиков. Под его руководством журнал продолжает издаваться и сегодня, стараясь сохранить все свои лучшие традиции и развивать новые.

Ежеквартальный ритм выпуска журнала, несмотря на все трудности, был сохранен и ни разу не нарушен. Следуя возросшим требованиям читателей и подписчиков, были изменены дизайн и верстка, качество печати, при этом сделано все возможное, чтобы остались неизменными высокий научно-технический уровень публикуемых материалов, язык их изложения и подчеркнуто строгий черно-белый формат научного издания.

За последние годы значительно вырос объем публикуемой информации о развитии двигателестроения за рубежом, в том числе информации из научных зарубежных журналов и материалов конгрессов двигателестроителей (CIMAC), в которых наши специалисты и предприятия, к сожалению, принимают участие только в качестве слушателей.

С начала 2007 г. и по настоящее время журнал «Двигателестроение» продолжает издаваться при активной поддержке Военного инженерно-технического университета (ГОУ ВПО ВИТУ), командование которого совместно с научно-преподавательским составом специализированных кафедр приняли самое деятельное участие в создании всех необходимых условий для плодотворной работы редакции и информационной поддержки издателя.

Журнал сегодня, благодаря активности и высокой квалификации наших авторов, сохранил все свои рубрики, полностью восстановил и даже увеличил тираж и подписку периода лучших своих лет, в том числе среди зарубежных читателей, и редакция намерена продолжать его развитие и приумножать достигнутые успехи.

За тридцать лет работы было подготовлено и выпущено 235 номеров журнала, в которых опубликовано более 3300 статей о развитии теории и прикладных научных исследований в двигателестроении, совершенствовании технологии производства и ремонта, особенностях эксплуатации двигателей всех назначений в составе стационарных объектов и различных видах транспортной техники.

Среди авторов, опубликовавших на страницах журнала свои взгляды на развитие науки о двигателях и развитие отечественного двигателестроения были такие крупнейшие ученые российской научной школы, как В.А. Ваншейдт, П.А. Истомин, Н.Н. Иванченко, М.И. Левин, Б.М. Гончар, Л.К. Коллеров, А.В. Николаенко, А.С. Орлин, М.Г. Круглов, Н.Д. Чайнов, Н.А. Иващенко, Н.Н. Патрахальцев, В.Н. Луканин, В.Г. Кривов, В.А. Путятинский и многие, многие другие.

Отмечая сегодня тридцатилетний юбилей журнала «Двигателестроение», редакция поздравляет и благодарит за активное участие в его жизни и работе всех бывших и действующих сотрудников, членов редакционной коллегии и наших уважаемых авторов, российских и зарубежных подписчиков, рекламодателей и спонсоров, распространителей и печатников и желает всем творческого долголетия, успехов в науке и бизнесе, достижения всех поставленных целей, здоровья всем здравствующим и доброй памяти ушедшим.

Редакция журнала «Двигателестроение»

УДК 621.436

ТЕМПЕРАТУРНОЕ СОСТОЯНИЕ ПОРШНЕЙ РАЗЛИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ В ДИЗЕЛЕ С НЕРАЗДЕЛЕННОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ

В.С. Мурзин, директор–главный конструктор; А.П. Маслов, к.т.н., вед. конструктор
ООО ГСКБ «Трансдизель»
Е.А. Лазарев, д.т.н., проф.; В.Н. Прокопьев, д.т.н., проф.
Южно-Уральский государственный университет

Рассмотрен сравнительный анализ теплового состояния различных конструкций поршней: неохлаждаемого, охлаждаемого смазочным маслом в полости галерейного типа, стального и составного биметаллического поршней. Представлены температурные поля в сечениях исследуемых поршней дизеля ЧН13/15, форсированного наддувом с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха.

Для сокращения тепловых потерь и продолжительности процесса сгорания при повышении мощности дизелей наддувом с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха решающее значение имеет процесс смесеобразования. Некоторая интенсификация и создание направленного движения воздушного заряда для улучшения распределения топлива в неразделенной камере сгорания объемным способом смесеобразования способствует повышению топливной экономичности дизелей. Улучшение смесеобразования в период самовоспламенения и начала горения, когда концентрация продуктов сгорания мала, возможно за счет неорганизованной турбулизации воздушного заряда в сочетании с высокими давлениями впрыскивания топлива. Поэтому в дизелях с неразделенными камерами сгорания особое значение приобретают параметры и характеристики впрыскивания топлива.

Результатом воздействия слабого воздушного вихря на интенсивность выгорания топлива является изменение тепловых потерь, определяющих не только топливную экономичность и эффективность рабочего цикла дизеля, форсированного наддувом, но и рост тепловой нагруженности поршня. Последняя лимитирует работоспособность компрессионных поршневых колец, сопровождается появлением трещин с последующим оплавлением кромки горловины камеры сгорания и ограничивает возможность повышения мощности. Конструктивные особенности поршней в условиях форсирования дизелей наддувом обусловлены конфигурацией камеры сгорания и мероприятиями, улучшающими отвод теплоты от наиболее теплонагруженных элементов. Такими мероприятиями являются размещение тепловых барьеров в виде прорезей над верхним компрессионным кольцом и увеличение сечения тела поршня в месте перехода от поверхности внутреннего днища к юбке. Этим целям служит применение нирезистовых или стальных аустенитных кольцедержателей (вставок). Уменьшение температуры поршня в этом случае является следствием повышения термического сопротивления зоны компрессионных колец.

Для уменьшения удельных давлений и увеличения теплоотдачи от поршня в последние годы получили распространение специальное профилирование образующей юбки поршня, нанесение на поверхность образующей различного рода масляных каналов для равномерного распределения масла и формирование маслоулавливающих канавок в головке поршня. Большое значение имеет высота жарового пояса головки поршня, равная расстоянию от днища до верхнего компрессионного кольца. Стенки головки поршня выполняют достаточно массивными для распределения теплового потока по поршневым кольцам. В современных дизелях характерна тенденция к сокращению компрессионных колец до трех, двух или даже одного. Для снижения температуры поршней применяют теплоизолирующие покрытия, однако эффективность этого решения и стойкость покрытия невелики.

Для снижения тепловой нагруженности элементов неразделенной камеры сгорания становятся актуальными совершенствование конструкции поршня и характеристик впрыскивания топлива для ограничения интенсивности выгорания топлива в начальный период процесса сгорания. Совершенствование поршней в дизелях идет в направлениях: интенсификации локального охлаждения при использовании алюминиевых сплавов, применения материалов с высокой стойкостью к цикличным тепловым нагрузкам и развития конструкции составных поршней.

В настоящей статье представлен сравнительный анализ теплового состояния поршней различного конструктивного исполнения с неразделенной камерой сгорания дизеля ЧН13/15,

форсированного наддувом. Температуры исследуемых поршней определялись исходя из расчета рабочего цикла, оценки параметров теплообмена в цилиндре исследуемого дизеля и математического моделирования теплового состояния с привлечением аппарата метода конечных элементов. Граничные условия теплообмена элементов поршней с окружающей средой в целях обеспечения объективности сравнения температурных полей оставались при расчетном анализе одинаковыми для всех исследуемых конструкций.

Особенностью конструкции штатного поршня, выполненного из алюминиевого сплава, является наличие двух компрессионных колец, незначительная глубина и относительно большой диаметр горловины камеры сгорания. Конечно-элементная модель и температурное поле штатного поршня указанного дизеля представлены на рис. 1. Анализ теплового состояния поршня свидетельствует, что максимальная температура наблюдается на днище и в жаровом поясе головки поршня. Направление теплового потока в юбку практически совпадает с осью поршня. При относительно невысокой максимальной температуре днища поршня наблюдается высокий уровень температуры в районе верхнего компрессионного кольца.

Для снижения температуры в области верхнего компрессионного кольца ряд фирм применяет струйное охлаждение внутреннего днища поршня смазочным маслом из сопловых отверстий в верхней головке шатуна. Более эффективным оказался способ струйного охлаждения маслом, истекающим из сопла специальной масляной форсунки, соединенной с главной масляной магистралью. Такой способ охлаждения снижает температуру в области верхнего компрессионного кольца лишь на 4–5 %. Струйного охлаждения, даже повышенной эффективности, недостаточно для радикального снижения тепловой нагруженности поршня.

Современные требования к надежности и моторесурсу дизелей заставляют находить эффективные способы снижения тепловой нагруженности поршня. В этой связи получило большое распространение интенсивное локальное охлаждение элементов поршня, предусматривающее местное сосредоточение охлаждающего агента для улучшения теплоотвода.

Высокая эффективность принудительного охлаждения элементов поршня достигается использованием основных преимуществ локального охлаждения. В этом случае создаются или размещаются зоны охлаждения непосредственно в наиболее теплонапряженных элементах поршня с интенсивной циркуляцией в них охлаждающей среды — смазочного масла. Получили широкое распространение конструкции поршней, в головке которых размещается специальная полость охлаждения кольцевого типа (галерейное охлаждение) с циркуляцией масла. Расположение и конфигурация полости охлаждения определяется конструкцией элементов поршня, в частности камеры сгорания [1]. Основные геометрические параметры полости охлаждения включают: объем, поверхность, участвующую в теплообмене, площадь, форму и расположение поперечного сечения, а также характеристики зависимости расхода масла через полость охлаждения от частоты движения поршня и свойств охлаждающего масла.

Специфика функционирования транспортного дизеля такова, что в эксплуатации доминируют неустановившиеся режимы работы с изменением частоты вращения коленчатого вала и крутящего момента. Это приводит к тому, что давление масла в главной масляной магистрали, питающей систему локального охлаждения элементов поршня, изменяется в значительных пределах, что сказывается на изменении расхода масла через полость охлаждения и сопровождается изменением степени ее заполнения. Характерной особенностью теплообмена в полостях охлаждения поршней является то, что теплообмен осуществляется в условиях их полного или частичного заполнения. При частичном заполнении полости охлаждения движе-

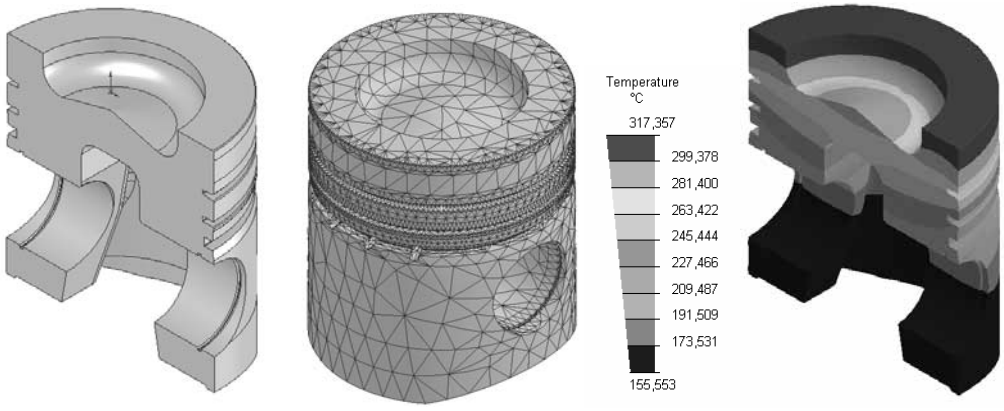


Рис.1. Конечно-элементная модель и температурное поле штатного поршня дизеля ЧН13/15

ние поршня оказывает влияние на характер циркуляции масла, зависящий от величины инерционных сил, формы и расположения поперечного сечения, условий подачи масла в полость, слива его из полости и ряда других факторов.

С учетом этих факторов была разработана конструкция поршня, выполненного из алюминиевого сплава с принудительным локальным охлаждением наиболее теплонагруженных элементов. Смазочное масло непрерывной струей подается в охлаждающую полость поршня отдельной форсункой, соединенной с главной масляной магистралью. Кольцевая охлаждающая полость имеет эллипсовидное поперечное сечение, размещенное в области верхнего компрессионного кольца. Конечно-элементная модель и температурное поле поршня с галерейным масляным охлаждением для дизеля ЧН13/15 представлены на рис. 2.

Анализ теплового состояния поршня, локально охлаждаемого маслом, свидетельствует, что размещение полости охлаждения в головке позволяет снизить максимальную температуру на 16,5 %, а температуру в области верхнего компрессионного кольца — на 14,5 %. Учитывая, что рост температуры поршня с увеличением среднего эффективного давления составляет в среднем 20–25 °С/МПа, сохранение температуры поршня предложенным способом охлаждения следует ожидать при повышении мощности дизеля на 23–25 %. Дальнейшее повышение удельной мощности дизелей требует еще большей эффективности охлаждения поршней, что может быть достигнуто оптимизацией формы и расположения поперечного сечения полости охлаждения, увеличением расхода охлаждающего масла.

Перспективным направлением повышения ресурса поршней является применение материалов с высокой стойкостью к цикличным тепловым нагрузкам и развитие конструкций составных поршней. Одним из возможных путей реализации этого направления является применение стальных и чугунных поршней тонкостенных конструкций [2]. В этой связи для исследуемого дизеля разработана конструкция стального поршня, характерной особенностью которого является относительно тонкостенная оболочка тронка с ужесточением ее с помощью ребер различного расположения и конфигурации. Конечно-элементная модель и температурное поле стального поршня для дизеля ЧН13/15 представлены на рис. 3.

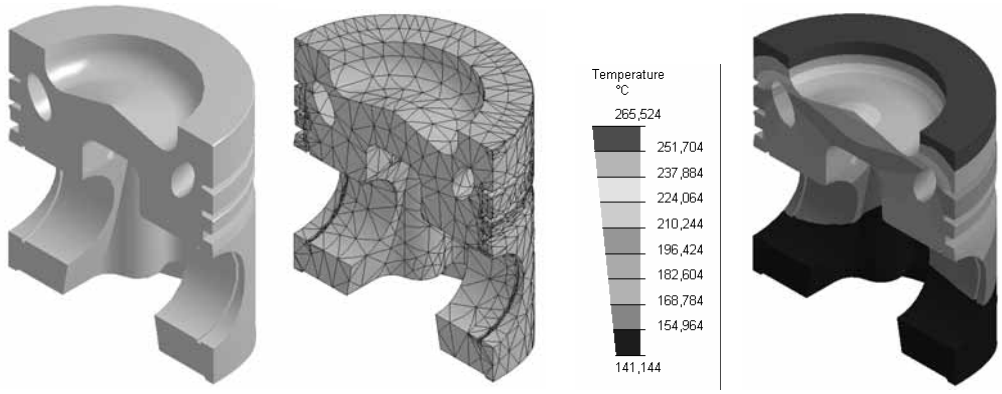


Рис. 2. Конечно-элементная модель и температурное поле поршня с галерейным масляным охлаждением дизеля ЧН13/15

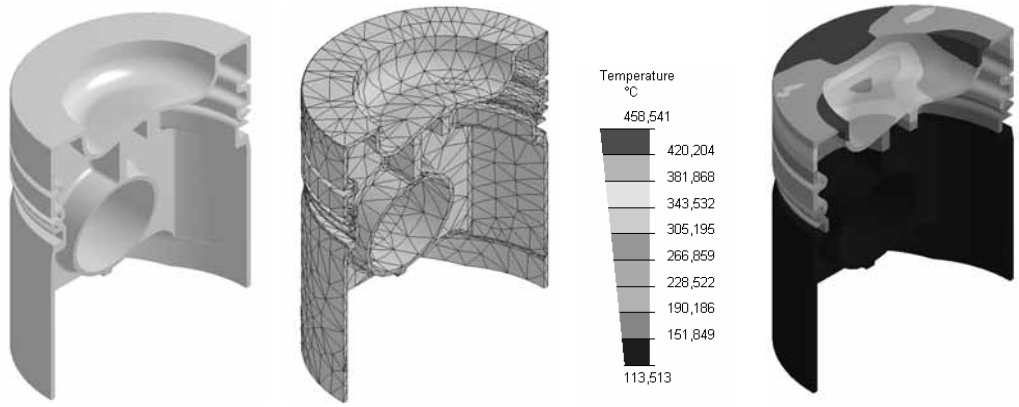


Рис.3. Конечно-элементная модель и температурное поле стального поршня дизеля ЧН13/15

Пониженная теплопроводность стали по сравнению с алюминиевыми сплавами и высокое термическое сопротивление тонкостенных элементов, приводят к повышению уровня температур поршня. В сравнении со штатным поршнем из алюминиевого сплава максимальная температура стального тонкостенного поршня выросла на 45 %, однако температура в области верхнего

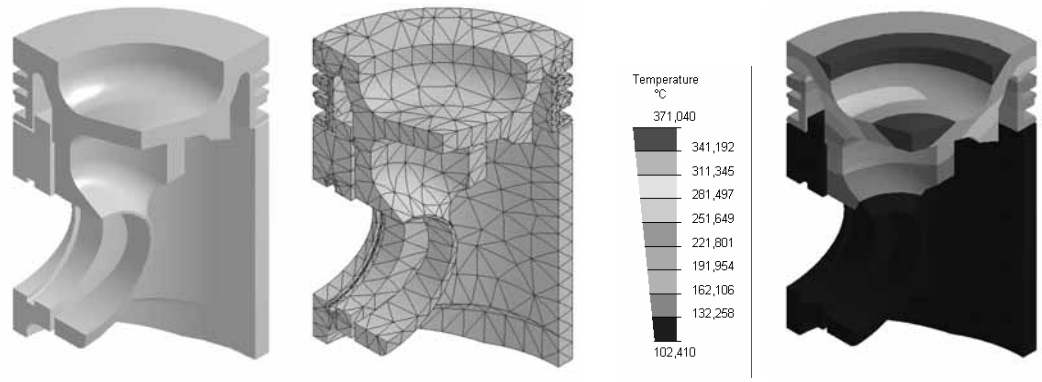


Рис. 4. Конечно-элементная модель и температурное поле составного поршня дизеля ЧН13/15

компрессионного кольца практически не изменилась.

Для определения прочностных качеств поршня такой конфигурации потребуется детальная оценка уровня напряжений и деформаций в проблемных участках конструкции.

В качестве варианта составного поршня представляет интерес конструкция, разработанная НИИД для дизеля ЧН13/15. Особенностью конструкции является бесконтактное сочленение ее составных частей, при котором тепловой поток от стальной составляющей поршня отводится через втулку поршневого пальца и собственно поршневой палец далее к составляющей поршня, выполненной из алюминиевого сплава.

Конечно-элементная модель и температурное поле секторного фрагмента составного поршня для дизеля ЧН13/15 представлены на рис. 4.

Сопоставление температурных полей штатного и составного поршней свидетельствует, что максимальная температура составного поршня, наблюдаемая на кромке горловины камеры сгорания, на 17 % выше, чем у поршня из алюминиевого сплава. Температуры поршней в области верхнего компрессионного кольца практически одинаковы и достаточно высоки.

Оценка температурного состояния различных конструкций поршней будет не полной без анализа теплового состояния поверхности юбки поршня и гидродинамических параметров смазочного слоя трибосопряжения поршень–смазочный слой–цилиндр. По результатам расчетных исследований перепад температур монолитной алюминиевой неохлаждаемой конструкции по высоте юбки поршня составляет 35 °С (от 191 °С до 156 °С), а с галереей масляного охлаждения — 27 °С (от 168 до 141 °С). Из-за высокого термического сопротивления перепад температур стального поршня практически равен нулю и находится на уровне 113 °С, а у шарнирно-сочлененного поршня перепад составляет 30 °С (от 132 до 102 °С).

Как видно из данных температурного состояния юбок поршней, наиболее благоприятные условия жидкостного режима трения в трибосопряжении поршень–смазочный слой–цилиндр обеспечиваются применением стального поршня. На основании результатов исследований, представленных в работе [3], можно утверждать, что при использовании минеральных масел максимальная температура поверхности юбки поршня должна быть не более 160 °С.

Выполненный расчетный анализ температурных полей исследуемых поршней свидетельствует, что наименее напряженным в тепловом отношении является поршень с галерейным масляным охлаждением. Максимальная температура поршня при этом не превышает 265 °С. Температура поршня в области верхнего компрессионного кольца имеет наименьшее и приемлемое значение, равное 216 °С.

На основании выполненного анализа можно предположить, что наиболее перспективным является охлаждаемый шарнирно-сочлененный поршень. В этом случае можно ожидать приемлемых значений температур как в уплотняющей, так и в направляющей частях поршня, что позволит обеспечить достаточно надежную работу деталей цилиндропоршневой группы и возможность дальнейшего форсирования двигателей по среднему эффективному давлению.

Литература

1. *Лазарев, Е.А., Жуковский С.А., Перлов М.Л.* и др. Улучшение температурного состояния поршня двигателя 8ЧН 15/16 с открытой камерой сгорания // Тракторы и сельхозмашины. — 1979. — № 4. — С. 13–15.

2. *Суркин, В.И., Попков Н.Н., Лазарев В.Е., Лаврик А.Н.* Моделирование методом конечных элементов теплового и деформированного состояния поршней дизеля из алюминиевого сплава и чугуна // Техника и технологии строительства и эксплуатации, автомобильных дорог : Сб. науч. тр. /МАДИ (ТУ); УФ МАДИ. — М., — 2000. — С. 93–109.

3. *Маслов А.П.* Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней: Дис. канд. техн. наук. — Челябинск, — 1999. — 171 с.

УДК 621.43.01

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ В СУДОВОМ МАЛООБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ СО СРЕДНИМ ИНДИКАТОРНЫМ ДАВЛЕНИЕМ 20 БАР

А.А. Обозов, к.т.н.
ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод»
В.В. Рогалев, к.т.н., А.В. Клочков, аспирант
Брянский государственный технический университет

В статье приводятся результаты исследования процесса сжатия в цилиндрах современного судового малооборотного дизеля. Показана возможность получения адекватного описания процесса сжатия при отображении его в логарифмических координатах и использовании полиномов первой, второй и третьей степени. Дан анализ характера изменения показателя политропы процесса сжатия в функции от объема цилиндра.

В цилиндрах любого двигателя внутреннего сгорания в процессе сжатия происходит сложный теплообмен между рабочим телом и стенками деталей, образующих камеру сгорания. Рабочее тело, поступающее в цилиндр судового дизеля, имеет температуру порядка 40–50 °С, при этом стенки цилиндра и камеры сгорания нагреты до температуры в сотни градусов Цельсия. Поэтому в начальный период сжатия рабочее тело получает теплоту от стенок цилиндра. В процессе сжатия рабочее тело сильно нагревается, и в конце сжатия имеет температуру порядка 1000 °С, что значительно больше температуры стенок, т. е. в конце процесса сжатия более горячее рабочее тело отдает теплоту в стенки цилиндра. Подвод теплоты к рабочему телу увеличивает показатель политропы по сравнению с показателем адиабаты k (для воздуха $k = 1{,}4$), а отвод теплоты, соответственно, понижает показатель политропы. Таким образом, процесс сжатия с термодинамической точки зрения является политропическим и происходит с переменным показателем политропы.

При выполнении расчетов рабочего цикла широко используется методика Гриневецкого-Мазинга [1]. Согласно этой методике, рабочий цикл дизеля представляется состоящим из ряда термодинамических процессов, причем процесс сжатия рассматривается как политропический с постоянным (средним) показателем политропы n_{pol}. В литературе [1 и др.] существуют рекомендации по выбору величины n_{pol}. Средний показатель политропы следует выбирать в диапазоне значений 1,32–1,39. Однако данные рекомендации получены на основании анализа работы двигателей со средним индикаторным давлением $p_{mi} \approx 10$ бар, характерным для двигателей, изготовлявшихся несколько десятилетий назад. В настоящее время судовые малооборотные дизели типа ДКРН, выпускаемые Брянским машиностроительным заводом по лицензии фирмы «MAN-Diesel A/S», достигли высокого уровня среднего индикаторного давления — величины 20 бар. Двигатель 6S50MC-C (6ДКРН 50/200-14) в режиме спецификационной максимальной длительной мощности (СМДМ) имеет следующие параметры: эффективная мощность 9480 кВт при частоте вращения коленчатого вала 127 об/мин; максимальное давление цикла 151 бар; давление надувочного воздуха 3,65 бар; среднее индикаторное давление 20,3 бар. Двигатель является крейцкопфным, сверхдлинноходовым (имеет отношение диаметра цилиндра к ходу поршня $S/D = 4$), характеризуется высоким значением максимального давления цикла и предельно высоким для одноступенчатых схем наддува давлением надувочного воздуха. Выполнение расчета рабочего процесса этого дизеля с использованием методики Гриневецкого–Мазинга при выборе рекомендуемых значений показателя политропы $n_{pol} = 1{,}32–1{,}39$ приводит к значительной погрешности в определении важнейших характеристик дизеля, сильно отличающихся от экспериментальных значений. На необходимость усовершенствования методики традиционного расчета рабочего цикла дизеля путем правильного описания процесса сжатия указывает ряд публикаций [2].

Целью настоящей работы является исследование изменения показателя политропы в процессе сжатия дизеля 6ДКРН 50/200-14 (6S50MC-C), имеющего высокую величину среднего индикаторного давления $p_{mi} = 20$ бар.

Исходной информацией при изучении термодинамических процессов в машинах является индикаторная диаграмма, т. е. изображение цикла

в координатах p–v (давление–объем цилиндра). Известно, что небольшие отрезки любых кривых линий могут быть аналитически выражены уравнениями степенного вида [3, 4]. В частности, всегда можно выбрать такое число n, при котором уравнение $pv^{n_{pol}} = \text{const}$ достаточно близко воспроизводит разнообразные встречающиеся в практике линии индикаторных диаграмм. Если вся заданная кривая не может быть выражена единым уравнением, ее можно разбить на несколько интервалов, каждый из которых характеризуется своим показателем n_{pol}.

Для нахождения показателя политропы по заданной кривой процесса в координатах давление–объем (p–v) пользуются графическим способом. Логарифмируя почленно уравнение политропы, имеем $\lg p + n_{pol} \lg v = \text{const}$ (или $\lg p = -n_{pol} \lg v + \text{const}$). Следовательно, в координатах $y = \lg p$ и $x = \lg v$ политропа изображается в виде прямой линии с угловым коэффициентом, равным $-n_{pol}$, причем основание функции алгоритма и выбор масштабов для величин p и v не играет роли. Поэтому для построения логарифмической анаморфозы для определения показателя n_{pol} можно исходить из непосредственно измеряемых координат точек в p–v-диаграмме. Кривую рассматриваемого процесса на плоскости в координатах p–v обычно разбивают на ряд участков и по значениям параметров в начале и конце каждого участка вычисляют средние значения показателя политропы по уравнению

$$n_{pol} = \frac{\lg p_1 - \lg p_2}{\lg v_2 - \lg v_1}.$$

На рис. 1 показаны процессы сжатия в цилиндре исследуемого дизеля, полученные из индикаторных диаграмм при проведении стендовых испытаний на четырех режимах винтовой характеристики (50, 75 ,100 и 110 % СМДМ). Экспериментальные индикаторные диаграммы регистрировались с помощью комплекса испытательной аппаратуры «PMI-System» (MAN-Diesel A/S).

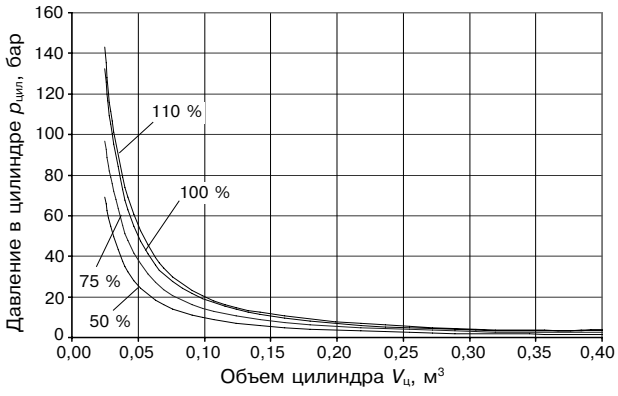


Рис. 1. Процессы сжатия в цилиндре судового малооборотного дизеля 6S50MC-C

После отображения процессов сжатия в логарифмических координатах они принимают вид, близкий к линейному. На рис. 2 приведена логарифмическая анаморфоза процессов сжатия, т. е. преобразование функциональной зависимости к виду $y = f(x)$, где $y = \lg(p_ц)$; $x = \lg(v_ц)$; $p_ц$ и $v_ц$ — текущие значения давления рабочего тела и объема цилиндра. Для операции логарифмирования использовалась функция десятичного логарифма. Из приведенных выше выкладок очевидно, что значение показателя политропы в каждой точке процесса сжатия равно тангенсу угла наклона касательных, проведенных к этим точкам, взятому с противоположным знаком, т. е. для расчета $n_{pol}(x)$ достаточно получить производную функцию вида $n_{pol}(x) = -[f'(x)]$.

При выполнении исследований экспериментальные кривые сжатия (отображенные в логарифмических координатах) аппроксимировались линейной функцией вида $y = Ax + B$, функциями второго порядка вида $y = Ax^2 + Bx + C$ и третьего — $y = Ax^3 + Bx^2 + Cx + D$. Аппроксимация процессов линейной функцией уже дает достаточно удовлетворительные результаты. Квадрат коэффициента множественной корреляции при использовании полинома первой степени достигает значения 0,999 и выше. Стандартная ошибка аппроксимации в этом случае составляет 0,5–1 бар. Однако наибольшие остатки (невязки), характерные области высоких давлений в цилиндре, достигают 2–3 бар, что говорит о недостаточной точности линейной аппроксимации. Применение полинома второй степени заметно улучшает качество аппроксимации процесса: в этом случае стандартная ошибка и остатки аппроксимации не превышают 0,5 бар. Применение полинома третьей степени, как правило,не уменьшает стандартную ошибку аппроксимации,

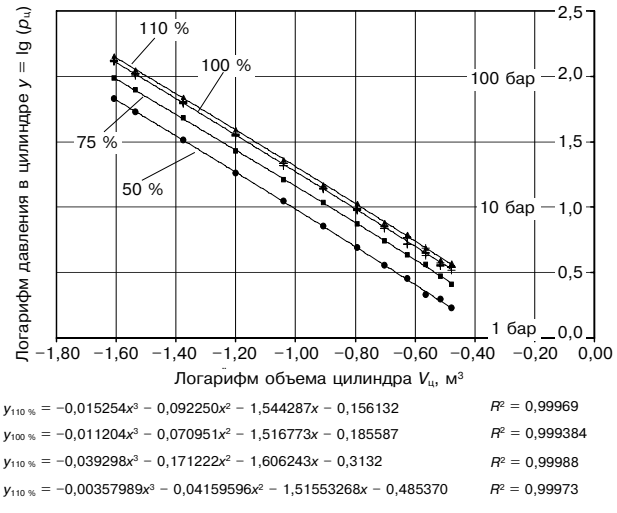


Рис. 2. Отображение процессов сжатия в цилиндре судового малооборотного дизеля 6S50MC-C в логарифмических координатах

однако несколько снижает величину максимального остатка. Квадрат множественного коэффициента корреляции при использовании полинома третьей степени не ниже уровня 0,9995. Применение полиномов степени выше третьей, как показали исследования, нецелесообразно. Рис. 3 отображает зависимость качества аппроксимации от степени используемого полинома. Следует отметить, что метод наименьших квадратов (МНК) применялся для поиска минимума суммы квадратов остатков функции логарифма от давления, а не самой величины давления, в связи с чем наблюдается увеличение размеров остатков аппроксимации в области высоких давлений в цилиндре (в области ВМТ). Функция, описывающая изменение показателя политропы процесса сжатия $n_{pol}(x)$, получается, как уже было отмечено выше, дифференцированием полученных полиномиальных зависимостей. Так, для режима 100 % СМДМ она имеет вид:

$$n_{pol} = 0{,}03361311 \lg (V_ц)^2 + \\ + 0{,}14190 \lg (V_ц) + 1{,}5167.$$

На рис. 4 приведено семейство полученных функций $n_{pol}(x)$, соответствующих процессам сжатия для режимов винтовой характеристики. Жирной линией обозначена функция, соответствующая режиму 100 % СМДМ (осредненный результат обработки четырех индикаторных диаграмм).

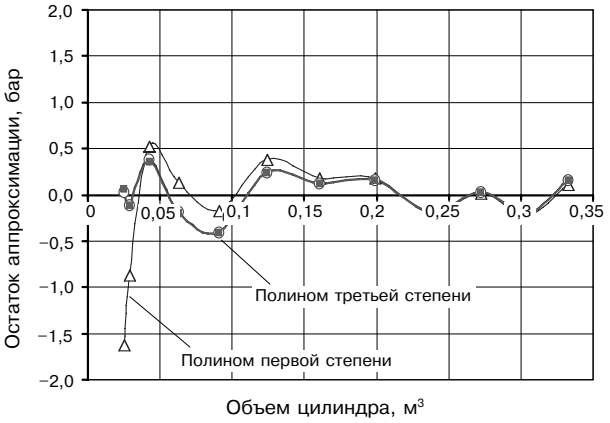


Рис. 3. Анализ зависимости остатков аппроксимации от вида применяемого полинома

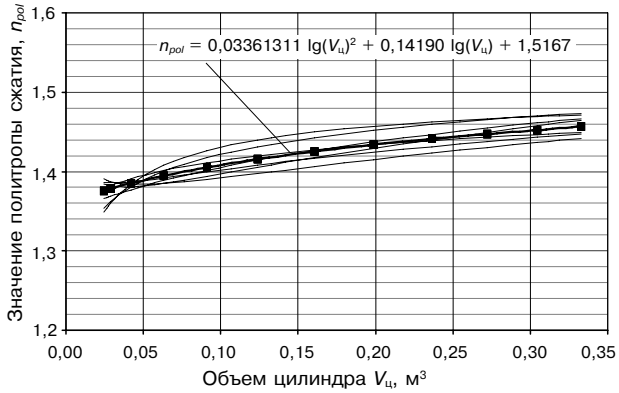


Рис. 4. Функции изменения показателя политропы сжатия судового малооборотного дизеля

Из рис. 4 видно, что практически на всем протяжении процесса сжатия показатель политропы имеет значения выше 1,4. Средняя величина n_{pol} составляет $n_{pol} = 1{,}409$; максимальное значение показателя политропы $n_{pol} = 1{,}46$ имеет место в начале процесса сжатия, когда холодное рабочее тело поступает в цилиндр и наиболее интенсивно подогревается. Это свидетельствует о том, что рабочее тело на протяжении большей части процесса сжатия получает теплоту от стенок цилиндра. Только непосредственно вблизи верхней мертвой точки (ВМТ) показатель политропы сжатия снижается до величины $n_{pol} = 1{,}36$. Такая тенденция изменения показателя политропы сжатия наблюдается во всех режимах работы судового дизеля. В режиме 50 % СМДМ средняя величина n_{pol} составляет $n_{pol} = 1{,}417$; максимальное значение показателя политропы достигает $n_{pol} = 1{,}473$. Вблизи мертвой точки величина показателя политропы снижается до уровня $n_{pol} = 1{,}35$. Следовательно, на режиме 50 % СМДМ рабочее тело подогревается больше, чем на номинальном режиме работы дизеля (режиме 100 % СМДМ). Это объясняется тем, что частота вращения коленчатого вала снижается (со 127 об/мин до 100,8 об/мин) и, соответственно, увеличивается время контакта рабочего тела с горячими деталями камеры сгорания.

Значения давления в конце процесса сжатия p_{comp} могут быть рассчитаны по известной зависимости $p_{comp} = p_a \varepsilon^{n_{pol}}$ (ε — степень сжатия, $\varepsilon = 12{,}8$; p_a — давление в цилиндре в момент закрытия выпускного клапана). У судовых двухтактных малооборотных дизелей продувка происходит через окна втулки, нижний конец которой (с продувочными окнами) расположен непосредственно во впускном коллекторе большого объема, поэтому для данного класса двигателей инерционный наддув отсутствует, а гидравлические потери при проходе воздуха через окна относительно невелики. Поэтому можно считать, что давление в начале сжатия равно давлению надувочного воздуха, регистрируемого во впускном коллекторе. Тогда при расчете давления конца сжатия можно использовать формулу $p_{comp} = p_{scav} \varepsilon^{n_{pol}}$ (p_{scav} — давление продувочного воздуха в ресивере). Для исследуемого двигателя для режима 100 % СМДМ давление конца процесса сжатия составляет

$$p_{comp} = p_{scav} \varepsilon^{n_{pol}} = 3{,}65 \cdot 12{,}8^{1{,}409} = 132{,}4 \text{ бар}.$$

Если же воспользоваться рекомендуемым в литературе значением среднего показателя политропы сжатия, равным 1,37, то в результате расчета мы получим значение давления сжатия,

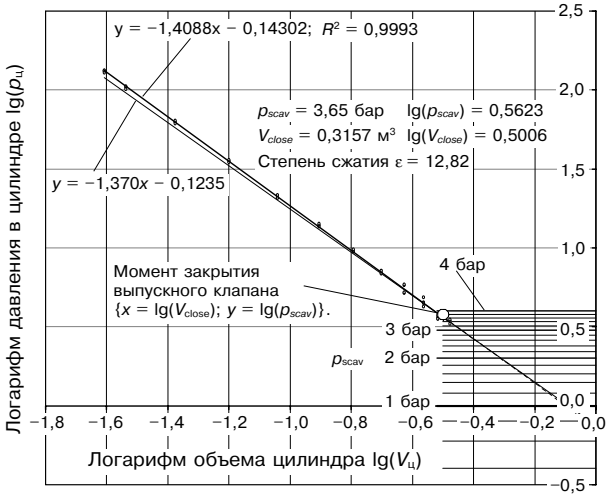


Рис. 5. Аппроксимации процесса сжатия полиномами первой степени с угловыми коэффициентами −1,4088 (МНК-оценка) и −1,370 (ранее рекомендованный)

равное p_{comp} = 120,2 бар, т. е. на 8 % ниже экспериментально определенной величины данного параметра. На рис. 5 приводится графическая иллюстрация аппроксимации процессов сжатия полиномами первой степени с угловыми коэффициентами, равными −1,409 (полученным МНК-оценкой) и −1,37 (согласно имеющимся литературным рекомендациям). Обе аппроксимирующие прямые берут свое начало в точке, соответствующей моменту закрытия выпускного клапана с координатами $\{x = \lg(V_{close}); y = \lg(p_{scav})\}$. Как видно из рисунка, по мере уменьшения объема цилиндра (по мере сжатия рабочего тела) аппроксимирующие прямые расходятся и в районе ВМТ «накопленная» погрешность аппроксимации, соответствующая показателю n_{pol} = 1,37, составляет 12,2 бар.

С методической точки зрения представляет интерес коэффициент *B* аппроксимирующего полинома. Если аппроксимирующие прямые (рис. 5) продолжить вправо до пересечения с осью ординат при $x = \lg(V_ц) = 0$, то ордината точки пересечения будет численно равна коэффициенту *B*.

Проведенные исследования показали, что средний показатель политропы (коэффициент *A*) процесса сжатия для режимов винтовой характеристики изменяется в узком диапазоне (A = = −1,39 ... −1,42). Четкой зависимости показателя политропы от режима работы дизеля не выявлено. Коэффициент *B*, в отличие от коэффициента *A*, функционально связан с режимом работы двигателя, так как зависит от давления в цилиндре в момент закрытия клапана (от давления наддува). Уравнение для определения коэффициента *B* имеет вид: $B = \lg(p_{scav}) - A \lg(V_{close})$. На рис. 6, *а*, *б* приведены графики (построенные по экспериментальным данным), отражающие зависимость коэффициентов *A* и *B* от режима работы дизеля (% СМДМ). Коэффициент *B* имеет тесную корреляцию (R^2 = 0,954) с параметром, определяющим эффективную мощность двигателя (выявленная корреляция очевидна, так как коэффициент *B* функционально связан с давлением наддува).

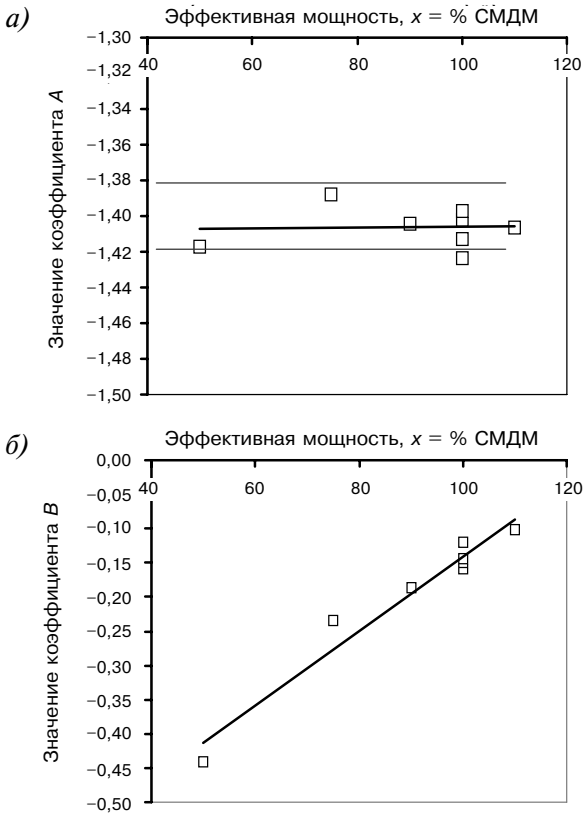


Рис. 6. Зависимости коэффициентов *A* (*а*) и *B* (*б*) от эффективной мощности (% СМДМ) дизеля

Полученные взаимосвязи позволяют для исследуемого двигателя идентифицировать процесс сжатия для любого «текущего» режима работы, что может быть полезным при решении задач самого разнообразного плана (например, задач диагностирования технического состояния двигателя).

На величину показателя политропы сжатия оказывают влияние многие факторы: впрыск топлива, протечки рабочего тела, температура рабочего тела в конце процесса сжатия, удельная поверхность стенок камеры сгорания. На высокооборотных двигателях впрыск топлива производится с опережением и происходит не менее чем за 10–15 град ПКВ до ВМТ. После начала впрыска топлива в период задержки самовоспламенения (в процессе сжатия) имеют место затраты теплоты на его испарение, что понижает показатель политропы сжатия. В малооборотных дизелях типа ДКРН впрыск топлива начинается за 1–2 град ПКВ до ВМТ, т. е. отвод теплоты на испарение топлива в процессе сжатия не происходит. Кроме того, высокооборотные двигатели имеют обычно 2

компрессионных поршневых кольца, а на поршни малооборотных дизелей (МОД) устанавливают 4 компрессионных кольца (боковая сила поршня воспринимается крейцкопфным механизмом), что значительно уменьшает утечки рабочего тела и способствует увеличению давления конца сжатия. Температура рабочего тела в конце сжатия у МОД значительно ниже, чем у других дизелей, из-за низкой степени сжатия. МОД характеризуются высокими значениями давления надувочного воздуха, с увеличением давления наддува возрастает массовое количество заряда, приходящееся на единицу площади поверхности стенок камеры сгорания, снижается относительный теплоотвод от рабочего тела. Все эти факторы приводят к «подводу теплоты» к рабочему телу в цилиндрах МОД и способствуют увеличению показателя политропы сжатия.

Заключение. Выполнено исследование процесса сжатия судового малооборотного дизеля 6S50MC-C. Для приближения результатов расчета процесса сжатия к экспериментальным данным, средний показатель политропы сжатия для современных судовых малооборотных дизелей типа ДКРН со средним индикаторным давлением 20 бар в режиме номинальной мощности целесообразно принимать в диапазоне $npol = 1{,}39-1{,}42$, что соответствует реальным значениям, получаемым при обработке индикаторных диаграмм. Снижение нагрузки дизеля приводит к еще большему увеличению среднего показателя политропы сжатия.

Литература

1. *Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин* и др. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. — М.: Машиностроение, 1983. — 372 с.

2. *Коптев К.Н.* Усовершенствованная методика традиционного расчета рабочего цикла дизеля // Двигателестроение. — 1997. — № 4 — С. 21–24.

3. *Вукалович М.П., Новиков И.И.* Техническая термодинамика. М. : Энергия, 1968. — 496 с.

4. *Жуковский В.С.* Термодинамика. М. : Энергоатомиздат, 1983. — 304 с.

ЮБИЛЕЙ!

Николаю Ивановичу Троицкому 70 лет



17 января 2009 г. исполнилось 70 лет Троицкому Николаю Ивановичу, крупному специалисту в области транспортных двигателей и силовых установок, кандидату технических наук, академику Академии проблем качества, председателю Координационного Совета по проблемам развития перспективных силовых установок для объектов БТВТ, члену редакционных советов журналов «Двигатель» и «Двигателестроение», члену правления ассоциации «Союз авиационного двигателестроения», Генеральному директору ФГУП «Научно-исследовательский институт двигателей»(ФГУП НИИД)

Николай Иванович родился 17 января 1939 г. в п. Раздольное Приморского края. После окончания МВТУ им. Баумана в 1961 г. начал свой трудовой путь в НИИД, где занимался исследованиями и совершенствованием конструкций газотурбинных авиационных двигателей (ГТД). Им были выполнены работы по конвертации авиационных двигателей ГТД-3, ГТД-350 в силовые установки наземной военной техники, проведены испытания и доводка первых газотурбинных двигателей для ВГМ (ГТД-3Т, ГТД-700) и новых двигателей других модификаций. В области прикладных научных исследований им впервые были выполнены работы по изучению характеристик турбин с РСД на тормозных режимах и разработаны методы расчета характеристик ГТД со свободной турбиной, имеющей РСА. При его непосредственном участии были разработаны долгосрочные программы работ по созданию и модернизации двигателей БТВТ, выполнены НИОКР по созданию научно-технического задела по проблемным вопросам развития двигателей и силовых установок с ГТД.

Николай Иванович автор более 180 научных работ и изобретений в области газотурбинных и дизельных двигателей. В плотном рабочем графике директора НИИД находится время для преподавательской работы в МГТУ им. Баумана на кафедре Э-3 «Газотурбинные двигатели и нетрадиционные источники энергии» и для общественной работы в качестве заместителя председателя ГАК.

Коллектив ФГУП НИИД и редакция журнала «Двигателестроение» поздравляют Николая Ивановича с юбилеем и желают ему крепкого здоровья и творческого долголетия

УДК 621.431

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

В.К. Румб, к.т.н., проф.
Санкт-Петербургский государственный морской технический университет

Предложен расчетный метод прогнозирования долговечности подшипников коленчатых валов судовых дизелей, основанный на использовании теории случайных процессов. Метод позволяет оценить вероятные значения скорости и предельного износа подшипника в зависимости от условий работы, формы шейки коленчатого вала и других факторов, подчиняющихся законам распределения.

Проблема повышения эксплуатационной долговечности судовых ДВС во многом определяется безотказной работой подшипников коленчатых валов. Основным повреждающим фактором рамовых и шатунных подшипников остается изнашивание. Оно представляет собой довольно сложный процесс, зависящий от множества факторов. В общем виде данный процесс может быть выражен зависимостью $И = f(t)$, где И — износ; t — наработка подшипника. Соответственно скорость изнашивания будет $a_И = dИ/dt$. На кривых изменения $И = f(t)$ и $a_И = dИ/dt$ (рис. 1) выделяют три характерных участка. На первом участке t_1, соответствующем периоду приработки в начале эксплуатации, наблюдается интенсивное изнашивание с постепенным уменьшением скорости $a_И$. На втором участке t_2 (период нормальной эксплуатации) скорость изнашивания практически не меняется, хотя в реальных условиях функция $a_И = f(t)$ имеет колебания относительно среднего значения. Переменная скорость изнашивания обусловлена условиями нагружения подшипника, качеством смазки и многими другими условиями. Третий участок t_3 (период интенсивного износа) характеризуется достижением предельного зазора, при котором дальнейшая эксплуатация подшипника становится нежелательной во избежание нарушения работоспособности подшипника.

Практический интерес представляет период нормальной эксплуатации, именно для него рассчитывают количественные показатели долговечности. Установить точные временные границы этого периода крайне сложно по причине случайных изменений функциональных зависимостей $И = f(t)$ и $a_И = f(t)$. По этой причине для описания изнашивания используют теорию случайных процессов. Согласно данной теории долговечность подшипника по износу до предельного зазора является случайной величиной, которая подчиняется определенному закону распределения. Его знание позволяет подсчитать вероятность того, что за указанную наработку зазор в подшипнике не достигнет предельного значения. Между тем более привлекательной является обратная задача — определение наработки, соответствующей заданной вероятности. В этом случае наработка естественно будет выражаться математическим ожиданием (средней наработкой до предельного зазора) и средним квадратичным отклонением, характеризующим рассеивание наработки относительно средней величины.

Понятно, что долговечность подшипника зависит от износа сопряжения и увеличение зазора равно сумме износов вкладышей $И_в = f(t)$ и шейки $И_ш = f(t)$, т. е. $\Delta З = И_в f(t) + И_ш f(t)$.

С учетом приведенной зависимости величину предельно допустимого зазора можно выразить так: $З_{пр} = З_м + \Delta З_{пр}$, где $З_м$ — монтажный (установочный) зазор в подшипнике; $З_{пр}$ — предельное увеличение зазора. Тогда предельный износ подшипника $И_ш = З_{пр} - З_м$.

Таким образом, в общей проблеме долговечности подшипника важное место отводится определению предельно допустимого зазора.

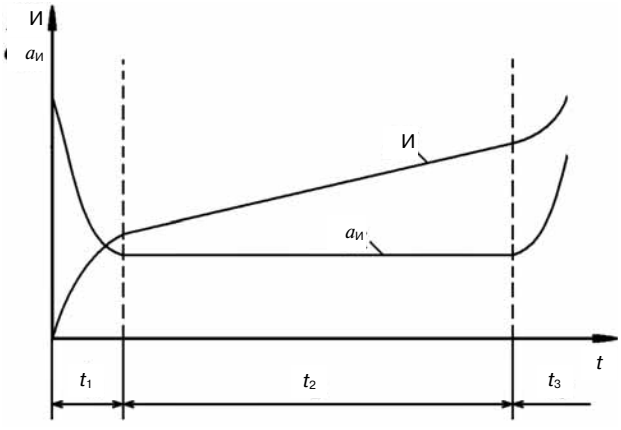


Рис. 1. Кривые износа и скорости изнашивания

Данная задача пока не получила должного теоретического решения. В процессе проектирования этот зазор чаще всего назначают по нормативным данным и по аналогии с прототипом. Вместе с тем существуют предпосылки к аналитическому определению этого зазора. Например, его задают исходя из условия сохранения режима жидкостной смазки. Напомним, при наличии жидкостной смазки поверхности трения отделены друг от друга слоем масла и контакт между шейкой и вкладышами отсутствует. Такое возможно только тогда, когда минимальная толщина слоя масла превышает суммарную высоту микронеровностей поверхности шейки и вкладышей. Выполнение данного условия зависит не только от шероховатости поверхностей скольжения, но и от прогиба опоры, перекоса вала и отклонения от правильной цилиндрической формы (конусность, эллипсность, вогнутость) шейки вала. Влияние этих факторов на работоспособность подшипников исследовано недостаточно, поэтому рекомендуется иметь $h_{min} \geq \geq (1{,}2 \div 1{,}5) h_{кр}$, где $h_{кр} = = R_z^{В} + R_z^{Ш}$.

Минимальную толщину масляного слоя подсчитывают на основе гидродинамической теории смазки [1]. Исходные положения этой теории базируются на том, что при вращении шейка смещается в сторону вращения и занимает эксцентричное положение относительно вкладышей. Соответственно минимальный зазор, эквивалентный толщине масляного слоя, будет $h_{min} = \Delta(1-\chi)$, где Δ — радиальный зазор в подшипнике, $\Delta = 0{,}5 \cdot З_м$; χ — относительный эксцентриситет.

В общем случае относительный эксцентриситет определяется параметром Зоммерфельда

$$So = \frac{k_m \psi^2}{\omega \mu},$$

где k_m — среднее давление; ψ — относительный зазор; ω — угловая скорость вращения шейки; μ — динамическая вязкость масла.

Приведенные выше рассуждения позволяют сделать вывод: толщина масляного слоя и зазор в подшипнике — величины взаимосвязанные: по мере наработки толщина слоя уменьшается, а зазор увеличивается (рис. 2). Следовательно, варьируя зазором можно расчетным путем определить условие, при котором нарушается жидкостная смазка. Определение таким способом предельно допустимого зазора требует выполнения многократных итерационных расчетов.

Считая решенным вопрос о зазорах, рассмотрим снова процесс изнашивания от установочного зазора до предельного состояния. Будем полагать, что по достижении износа, равного предельно допустимому зазору, ресурс подшипника

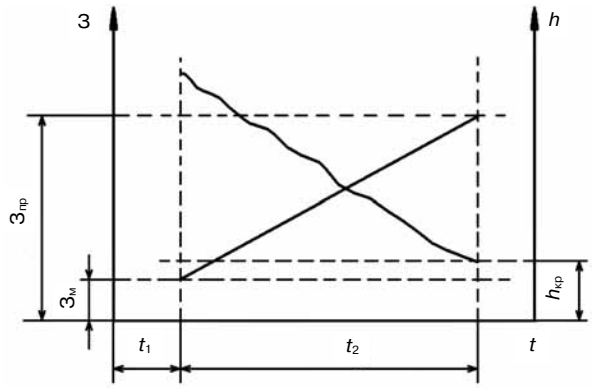


Рис. 2. Изменение зазора и толщины смазочного слоя

исчерпывается. В пределах данных зазоров зависимость износа подшипника как случайной функции можно представить так $И(t) = a_И t^{\beta} + b_И$.

В данном уравнении динамики износа средняя скорость изнашивания $a_И$ является случайной величиной. При коэффициенте вариации ее величины в пределах до 0,4 можно с достаточной точностью принимать, что она подчиняется нормальному закону распределения. При коэффициенте вариации больше 0,4 $a_И$ подчиняется распределению Вейбулла. Показатель степени β обычно считают детерминированной величиной и его значение можно задавать в функции от отношения $h_{кр}/h_{min}$, например, по формуле

$$\beta = 1 + \left(\frac{h_{min}}{h_{кр}} \right)^n.$$

Величина $b_И$ характеризует износ по окончанию приработки. Опытные данные свидетельствуют, что в большинстве случаев износ $b_И$ относительно небольшой. Это позволяет при расчете долговечности подшипника пренебречь износом в период приработки. С учетом сказанного уравнение динамики износа принимает более простой вид

$$И(t) = a_И t^{\beta}. \qquad (1)$$

В соответствии с рис. 2 и формулой (1) зависимость для определения долговечности до предельного состояния подшипника запишется следующим образом:

$$R = \left(\frac{И_{пр}}{a_И} \right)^{\frac{1}{\beta}}. \qquad (2)$$

Несмотря на довольно простой вид (2) вычисление ресурса подшипника оказывается далеко не тривиальной задачей. Сложность прогнозирования заключается в получении вероятностных характеристик долговечности R,

которые зависят от выбранного закона распределения и коэффициента вариации случайной величины $a_и$.

Приближенно математическое ожидание m_R и среднее квадратичное отклонение S_R ресурса подшипника могут быть подсчитаны в результате разложения функции (2) в ряд Тейлора и применения теоремы о числовых характеристиках случайных величин. Ограничиваясь в разложении двумя первыми членами ряда, выражения для указанных характеристик после преобразований принимают вид [2]

$$m_R \approx \left(\frac{И_{пр}}{m_{a_u}}\right)^{\frac{1}{\beta}}\left[1+\frac{(1+\beta)D_{a_u}}{2\beta^2 m_{a_u}^2}\right];$$

$$S_R \approx \sqrt{\frac{И_{пр}^{\frac{2}{\beta}} D_{a_u}}{\beta^2 m_{a_u}^{\frac{2}{\beta}+2}}\left[1+\frac{(1+\beta)^2 D_{a_и}}{2\beta^2 m_{a_u}^2}\right]},$$

где $m_{aи}$ и $D_{aи}$ — среднее значение и дисперсия коэффициента $a_и$; их размерность — мкм/ч и (мкм/ч)^2 соответственно.

В рассмотренной методике характеристики долговечности зависимы только от одной случайной величины — скорости изнашивания $a_и$. Если эта величина нормально распределена с математическим ожиданием $m_{aи}$ и дисперсией $D_{aи}$, то плотность распределения долговечности можно подсчитать по выражению

$$f_R(t) = \frac{И_{пр}\beta}{R^{\beta+1}\sqrt{2\pi D_{a_u}}}\exp\left[\frac{\left(\frac{И_{пр}}{R^{\beta}} - m_{a_u}\right)^2}{2D_{a_u}}\right],$$

Практически все характеристики долговечности подшипника могут быть вычислены с помощью имитационного моделирования. При этом процесс вычисления сводится к многократным расчетам искомой долговечности по уравнению (2). Для каждого такого расчета численные значения $a_и$ и β выбираются случайным образом в пределах их возможного изменения и заданных законов распределения. Полученное в результате моделирования множество дискретных значений R подвергают статистической обработке для определения m_R и S_R.

Литература

1. *Румб В.К., Медведев В.В.* Прочность судового оборудования. Конструирование и расчеты прочности судовых двигателей внутреннего сгорания. — СПб. : ИЦ СПбГМТУ, 2006. — Ч. 1. — 536 с.

2. *Волков Д.П., Николаев С.Н.* Надежность строительных машин и оборудования. — М. : Высшая школа, 1979. — 400 с.

НОВОСТИ ЗМЗ

ОАО «Заволжский моторный завод» (входит в компанию ОАО «СОЛЛЕРС») подписало договор с ЗАО «Форд Мотор Компани» (FMC) на поставку четырех видов кронштейнов для автомобилей «Ford-Focus», собираемых на предприятии «Ford» во Всеволожске.

Первая опытно-промышленная партия двух наименований кронштейнов была поставлена в конце февраля 2009 г. Плановые поставки всех деталей начнутся в марте в соответствии с производственной программой предприятия-заказчика. Общие объемы поставок согласно договору по каждому виду кронштейнов от 9,5 до 60 тыс. в год.

Подготовка производства была проведена на ЗМЗ в течение четвертого квартала 2008 г.

Литые алюминиевые заготовки кронштейнов будут производиться на дочернем предприятии ЗМЗ — «Литейный завод "РосАЛит"», а механическая обработка изделий непосредственно на ЗМЗ — в цехе алюминиевых деталей на скоростных обрабатывающих центрах типа «Heckert».

НА ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНЫХ ЗАВОДАХ РОССИИ

Во Всеволожск детали будут поставляться уже полностью готовыми для комплектации в автомобиль.

По словам руководителя технического департамента ЗМЗ Андрея Матюшина, для Заволжского моторного завода контракт с FMC — первый серьезный шаг в таком направлении деятельности, как производство автокомпонентов по заказам иностранных автокомпаний, работающих на территории России. Принципиально важно, что «Ford» выбрал ЗМЗ в качестве поставщика, учитывая проведенную на предприятии работу в области качества в соответствии с требованиями нового международного автомобильного стандарта ISO/TS 16 949. Это, в свою очередь, является основанием для получения Заволжским моторным заводом со стороны FMC статуса «Q1-поставщика», то есть отвечающего международным требованиям компании «Ford» к своим поставщикам, и тем самым открывает перспективу для долгосрочного сотрудничества с расширением номенклатуры поставляемых с ЗМЗ изделий.

УДК 621.431.74.068.4

ТРАНСЦЕНДЕНТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В ОХЛАЖДАЮЩУЮ ВОДУ

И.Л. Алексеев, ст. преподаватель; Л.И. Ковальчук, д.т.н., проф.
Балтийская Государственная академия РФ

Применение известных зависимостей об отводе теплоты, передаваемой в охлаждающую воду, не связывает потери тепла с показателями рабочего цикла двигателя. Предложены трансцендентные зависимости для оценки относительных тепловых потерь двух- и четырехтактных дизелей в охлаждающую воду, в которых эти потери выражены в функции параметров рабочего процесса, основных размеров цилиндра и средней скорости поршня, обладающие значительной универсальностью и достаточной для решения практических задач точностью.

При проектировании новых и форсировании существующих двигателей для расчета системы охлаждения и оценки удельного теплового потока в деталях, ограничивающих объем камеры сгорания, необходимо располагать количеством теплоты, передаваемой охлаждающей жидкости Q_W. На основе элементарных физических представлений о процессах теплообмена, для определения потерь тепла в практике стендовых испытаний двигателей используется зависимость $Q_w = G_w \cdot C_w (t_{w2} - t_{w1})$, где G_w — расход охлаждающей воды, кг /ч; C_w — теплоемкость воды, кДж/(кг·°С), t_{w2} и t_{w1} — температура воды соответственно на выходе из двигателя и на входе в двигатель, °С.

Применение этой зависимости при проектировании двигателей и теоретических исследованиях, теплонапряженности их деталей невозможно, поскольку она не связывает потери в охлаждающую воду с показателями рабочего цикла двигателя, основными размерами цилиндра и другими факторами, оказывающими влияние на эти потери.

Настоящее исследование было выполнено в целях установления зависимостей для тепловых потерь в охлаждающую воду, которые позволяют оценить влияние на эти потери геометрических размеров цилиндра, показателей рабочего цикла, режима работы двигателя и других факторов.

Анализ результатов ранее выполненных исследований показывает, что подходы к решению поставленной задачи могут быть различными [1, 2, 3]. Для достижения поставленных целей исследования были предприняты возможности построения трансцендентных зависимостей для определения относительных потерь теплоты дизелей в охлаждающую воду, обладающих универсальностью и достаточной для решения практических задач точностью.

Известно, что в практике для количественного описания многофакторных процессов широко используются эмпирические зависимости степенного вида. Поэтому первоначально была выполнена серия поисковых расчетов для решения поставленной задачи посредством представления искомой функции в виде

$$q_w = C_o\left(\frac{p_{me}}{\eta_e}\right)^{x_1} (F_w)^{x_2} (C_m)^{x_3}, \qquad (1)$$

где q_w — относительная величина потерь в охлаждающую воду; p_{me}/η_e — отношение среднего эффективного давления в МПа к эффективному КПД, т. е. величина, пропорциональная цикловой подаче топлива; F_w — охлаждаемая поверхности рабочего цилиндра, м^2; C_m — средняя скорость поршня, м/с.

Для определения неизвестных C_o, x_1, x_2, x_3 степенной функции (1) были использованы известные значения параметров q_w, p_{me}, η_e, F_w, C_m дизелей различной размерности, быстроходности и уровня форсирования, заимствованные из работ [2–4].

В выборку для построения искомой функции вошли данные по двухтактным дизелям (42 единицы): D = 0,15–0,96 м; S = 0,17–3,05 м; p_{me} = 0,455–1,97 МПа; C_m = 5–11 м/с; n = 76–1650 об/мин; η_e = 0,35–0,502; q_w = 0,061–0,175 и четырехтактным дизелям (25 единиц): D = 0,17–0,64 м; S = 0,11–0,9 м; p_{me} = 0,469–2,48 МПа; C_m = 5,0–13,58 м/с; n = 333–1900 об/мин; η_e = 0,286–0,476; q_w = 0,07–0,338.

В процессе выполнения расчетов и анализа полученных результатов появилось предположение о целесообразности представления уравнения для описания исследуемых процессов видоизмененной степенной зависимостью вида

$$1 - q_w = C_o\left(\frac{p_{me}}{\eta_e}\right)^{q_w} k_1(F_w) k_2(C_m), \qquad (2)$$

где C_o, $k_1(F_w)$ и $k_2(C_m)$ — параметры, подлежащие определению.

Принципиальное различие между уравнениями (1) и (2) состоит в том, что во втором случае вводятся в рассмотрение переменные показатель

степени (т. е. трансцендентная функция) и некоторые функции $k_1(F_w)$ и $k_2(C_m)$, явный вид которых неизвестен и определяется по результатам экспериментальных исследований тепловых потерь дизелей в охлаждающую воду.

Автором работы [1] высказано предположение, что форма представления взаимосвязей между параметрами исследуемого процесса (1) может быть вполне произвольной и не требовать никакого теоретического обоснования. Поэтому применение степенных комплексов для количественного описания многофакторных процессов следует рассматривать как чисто расчетный прием. Это, по-видимому, в полной мере можно отнести и к представлению вида (2), тем более что в последующем будет показана большая гибкость и общность представлений вида (2) применительно к количественному описанию процессов теплоотдачи дизелей в охлаждающую воду.

Рассмотрим последовательность построения расчетных зависимостей вида (2) для оценки тепловых потерь двух- и четырехтактных дизелей в охлаждающую воду. Предполагается, что если перечень факторов, определяющих процесс и стоящих в правой части представления вида (2), выбран правильно, то равенство левой и правой частей должно достигаться посредством подчинения определенным закономерностям изменения функций $k_1(F_w)$ и $k_2(C_m)$.

В соответствии с этим предположением, вычислительный процесс определения явного вида функций $k_1(F_m)$ и $k_2(C_m)$ реализуется в два этапа.

На первом этапе определяются численные значения k_1 по массиву опытных данных параметров q_w, P_{me}, η_e, F_w. Вычисления производятся с использованием соотношения

$$k_1 = \frac{1-q_w}{\left(\frac{p_{me}}{\eta_e}\right)^{q_w} F_w}. \qquad (3)$$

Расчет показывает, что достаточно точное описание опытных данных функцией вида $k_1 = f(F_W)$ достигается в случае, если независимая переменная F_w представлена в виде суммы трех слагаемых:

$$F_w = \pi DS + \frac{\pi D^2}{4} + \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{\pi}{4} D^2 S\left(1 + \frac{1}{S} + \frac{4}{D}\right), \qquad (4)$$

где πDS — поверхность охлаждения цилиндровой втулки; $(\pi D^2)/4$ — поверхность цилиндровой крышки; $(\pi/4)D^2S$ — рабочий объем цилиндра.

Посредством графического представления вычисленных значений k_1 по уравнению (3) и F_w по (4) и определяется явный вид зависимости $k_1 = f(F_w)$. Для двухтактных дизелей эта зависимость приведена на рис. 1.

Если учесть, что численные значения параметров q_w, p_{me}, η_e заданы с погрешностями, то по расположению точек на рис. 1 и величине разброса можно сделать заключение о том, что зависимость $k_1 = f(F_w)$ является не случайной. С достаточно высокой степенью приближения ($R^2 = 0{,}9993$) эта зависимость аппроксимирована степенной функцией

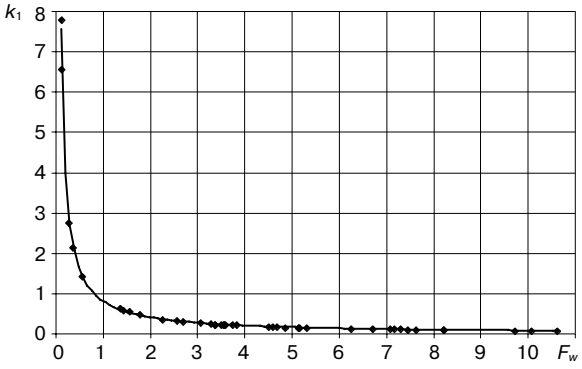


Рис. 1. Зависимость $k_1 = f(F_w)$ для двухтактных дизелей

$$k_1(F_w) = 0{,}8095 \cdot F_w^{-0{,}9739}. \qquad (5)$$

На втором этапе вычисления определяется явный вид зависимости $k_2 = f(C_m)$. Вычисления производятся по соотношению

$$k_2 = \frac{1-q_w}{\left(\frac{p_{me}}{\eta_e}\right)^{q_w} 0{,}80595 \cdot F_w^{\,0{,}0261} C_m}. \qquad (6)$$

Зависимость $k_2 = f(C_m)$ для двухтактных двигателей приведена на рис. 2 и аппроксимирована степенной функцией

$$k_2(C_m) = 0{,}8859 \cdot C_m^{-0{,}9399}. \qquad (7)$$

Подстановкой (5) и (7) в (2) получена расчетная трансцендентная зависимость для оценки тепловых потерь двухтактных дизелей в охлаждающую воду в виде

$$1 - q_w = 0{,}7171\left(\frac{p_{me}}{\eta_e}\right)^{q_w} F_w^{\,0{,}0261} C_m^{\,0{,}0601}. \qquad (8)$$

По описанному выше алгоритму получена расчетная трансцендентная зависимость для оценки тепловых потерь четырехтактных дизелей в ох-

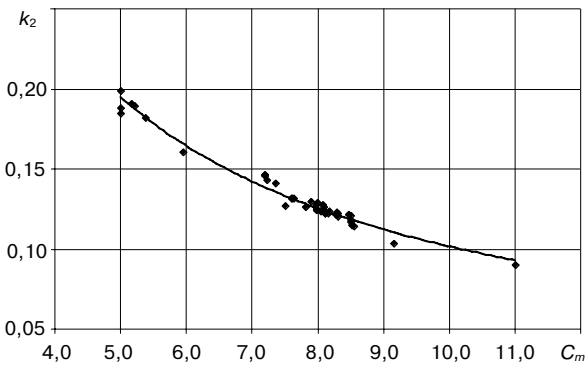


Рис. 2. Зависимость $k_2 = f(C_m)$ для двухтактных дизелей

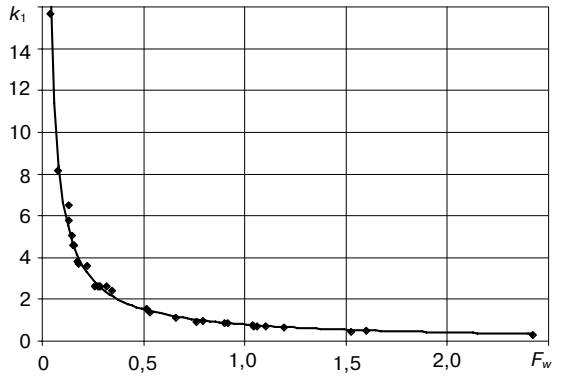


Рис. 3. Зависимость $k_1 = f(F_m)$ для четырехтактных дизелей

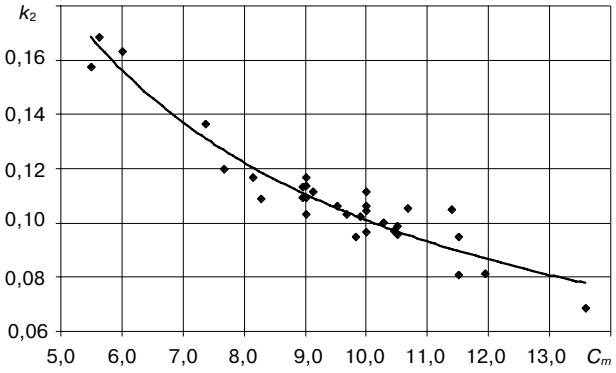


Рис. 4. Зависимость $k_2 = f(C_m)$ для четырехтактных дизелей

лаждающую воду. Для этих двигателей $k_1 = f(F_w)$ и $k_2 = f(C_m)$ приведены на рис. 3 и 4 и аппроксимированы степенными функциями вида

$$k_1(F_w) = 0{,}7945 \cdot F_w^{-0{,}9379} \text{ и } k_2(C_m) = 0{,}7223 \cdot C_m^{-0{,}854}, \quad (9)$$

после подстановки которых в (2) получена трансцендентная зависимость:

$$1 - q_w = 0{,}5739\left(\frac{p_{me}}{\eta_e}\right)^{q_w} F_w^{\,0{,}0621} C_m^{\,0{,}146}. \quad (10)$$

На основе трансцендентных зависимостей (8) и (10) могут быть получены простые сравнительные расчетные формулы для оценки тепловых потерь в охлаждающую воду у дизелей.

Прологарифмируем (2) и разложим функцию $\ln(1-q_w)$ в степенной ряд:

$$\ln(1 - q_w) = -q_w - \frac{q_w^{\,2}}{2} - \frac{q_w^{\,3}}{3} - \frac{q_w^{\,4}}{4} - \cdots \quad (11)$$

С учетом того, что у современных дизелей потери в охлаждающую воду обычно меньше 20 %, достаточно учесть только первые два слагаемых степенного ряда. Тогда:

$$q_w^{\,2} + 2\left(1 + \ln\frac{p_{me}}{\eta_e}\right) \cdot q_w + \\ + 2\ln C_o + 2\ln k_1(F_w) + 2\ln k_2(C_m) = 0. \quad (12)$$

На основе уравнения (12) получены следующие формулы для оценки тепловых потерь в охлаждающую воду:

– двухтактные дизели

$$q_w = -\left(1 + \ln\frac{p_{me}}{\eta_e}\right) + \\ + \sqrt{\left(1 + \ln\frac{p_{me}}{\eta_e}\right)^2 - 2\ln 0{,}7171 - \\ - 0{,}0522\ln F_w - 0{,}1202\ln C_m}; \quad (13)$$

– четырехтактные дизели

$$q_w = -\left(1 + \ln\frac{p_{me}}{\eta_e}\right) + \\ + \sqrt{\left(1 + \ln\frac{p_{me}}{\eta_e}\right)^2 - 2\ln 0{,}5739 - \\ - 0{,}1242\ln F_w - 0{,}292\ln C_m}. \quad (14)$$

При необходимости, когда $q_w \geq 20$ %, в расчетах следует учитывать первые четыре слагаемых степенного ряда. Тогда задача сводится к решению уравнения четвертой степени относительно q_w, среди четырех корней которого физическому смыслу задачи отвечает минимальный.

Этот корень проще всего может быть найден методом последовательных приближений. В качестве первого приближения целесообразно принять значение q_w, полученные по формулам (13) или (14).

Следует отметить, что при нахождении искомых параметров в зависимостях (8) и (10) были использованы численные значения q_w, p_{me}, η_e, F_w и C_m, соответствующие номинальным режимам работы. Однако диапазон изменения располагаемых экспериментальных данных изменялся от минимальных до максимальных значений, полученных экспериментально на дизелях различной размерности, быстроходности и уровня форсирования. Поэтому можно предположить, что найденные зависимости будут справедливы и для долевых режимов работы двигателей и могут быть использованы для количественных оценок изменения тепловых потерь в охлаждающую воду во всем поле возможных режимов работы двух- и четырехтактных дизелей.

Литература

1. *Гухман А.А.* Введение в теорию подобия — М. : Высшая школа, 1973. — 303 с.

2. *Костин А.К.* и др. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие. — М. : Машиностроение, 1979. — 222 с.

3. *Дьяченко Н.Х.* Теория двигателей внутреннего сгорания / под редакцией Н.Х. Дьяченко — М. : Машиностроение, 1974. — 362 с.

4. *Бехрендт Ц.* Математические модели функционирования судового энергетического комплекса с глубокой утилизации теплоты // Дисс. ... докт. техн. наук. — Калининград. 2004. — 374 с.

УДК 621.43.01

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ШАТУН И ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ЦПГ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

В.Н. Никишин, к.т.н., доц.
Камская иженерно-экономическая академия (КамПИ)

В статье представлены результаты экспериментального измерения сил, действующих вдоль оси шатуна, с одновременным индицированием давления газов в цилиндре и измерением угловой скорости вращения коленчатого вала. Определены коэффициент динамической нагруженности шатуна, сила и мощность трения в деталях цилиндропоршневой группы. Показана взаимосвязь потерь на трение с угловыми колебаниями коленчатого вала.

Улучшение топливной экономичности поршневого двигателя достигается повышением индикаторного КПД и снижением потерь на трение. Считается, что механический КПД поршневого двигателя на номинальной мощности равен 0,75−0,8, при этом потери на трение в деталях цилиндропоршневой группы (ЦПГ) составляют около половины. На частичных нагрузках дизеля значение этих потерь может доходить до 80 %.

Для измерения потерь на трение чаще всего используются традиционные методы, такие как: прокручивание коленчатого вала двигателя; индицирование; выключение цилиндров; одиночный или двойной выбег. Информативность данных методов недостаточна, поскольку с их помощью можно определить только среднее за цикл значение потерь на трение в двигателе. Потери на трение в ЦПГ определяются еще с большей погрешностью.

Для измерения мгновенной силы трения ЦПГ на работающем двигателе может применяться метод плавающей или подвижной гильзы [1, 2, 3]. Применение метода предполагает существенное переоборудование двигателя, которое заключается в изолировании гильзы от головки цилиндра и от давления газов в камере сгорания. Также необходимо обеспечить высокую поперечную жесткость и осевое перемещение гильзы.

В данной работе используется альтернативный мгновенный метод (IMEP) [4]. Метод IMEP требует очень точных измерений давления в цилиндре, усилия вдоль оси шатуна и расчета сил инерции вдоль оси шатуна. Преимущество этого метода заключается в минимальной доработке двигателя, что позволяет получать более точные результаты измерений.

Динамическая нагруженность деталей КШМ определяется быстрым повышением давления газов при сгорании топлива и возможными соударениями перемещающихся деталей КШМ. Для оценки динамической нагруженности шатуна используют коэффициент динамичности нагрузки $k_д$ [5]. Выражение для $k_д$ [5] с учетом затухания колебоний имеет вид

$$k_д = 1 - \frac{2}{3\pi}\left(\frac{2\mu}{\omega_1} - e^{-\mu t_1}\right),$$

где μ — коэффициент затухания колебаний; ω_1 — круговая частота собственных незатухающих колебаний; t_1 — период резкого нарастания давления в цилиндре, $t_1 = (p_z - p_c)/(6nK_{max})$; n — частота вращения коленчатого вала; K_{max} — максимальная скорость нарастания давления в цилиндре.

По данным различных исследований значения коэффициента динамичности существенно различаются от 1,05 до 1,64.

В данной работе динамическая нагруженность шатуна исследовалась экспериментально. Для этого стержень шатуна препарировался тензодатчиком, располагающимся на расстоянии 130 мм от оси кривошипной головки шатуна (КГШ). Одновременно регистрировалось давление газов в цилиндре и угловая скорость вращения коленчатого вала. Регистрация сигнала тензодатчика производилась с помощью рычажного токосъемника; регистрация электрических сигналов других величин осуществляласть в цифровом виде на ЭВМ. Причем частота отсчета вблизи ВМТ производилась через 0,1° угла ПКВ, что позволяло фиксировать высокочастотные колебания до 10−20 кГц в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Препарированный шатун устанавливался в цилиндр № 2 форсированного дизеля 8ЧН12/12.

На рис. 1 приведены осциллограммы, соответствующие резонансу угловых колебаний коленчатого вала, а на рис. 2 в увеличенном масштабе представлены колебания вблизи ВМТ рабочего хода.

Анализ продольных деформаций шатуна можно проводить по одноцикловым и осредненным осциллограммам. Применяемый цифровой анализатор позволял производить осреднение за 64

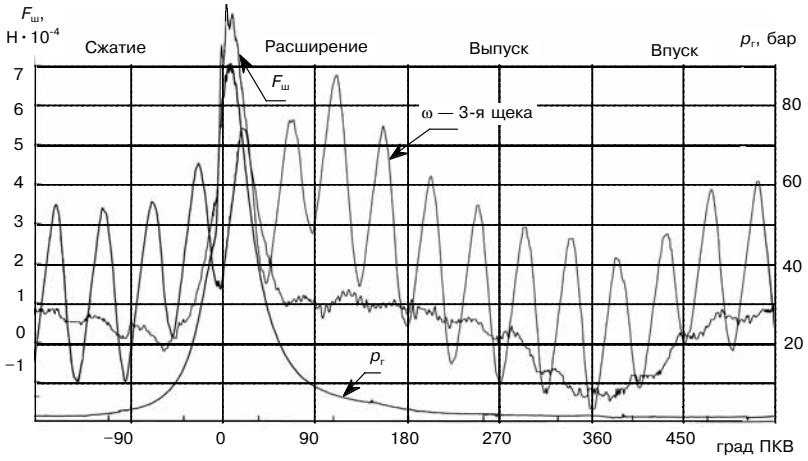


Рис. 1. Осциллограммы давления газов $p_г$, усилия вдоль оси шатуна $F_ш$ и угловых колебаний коленчатого вала (n = 1997 об/мин)

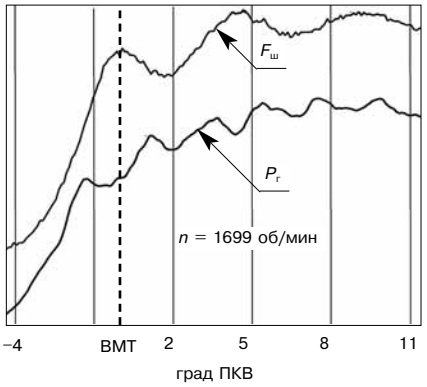


Рис. 2. Продольные деформации шатуна $F_ш$ и пульсации давления газов $p_г$ вблизи ВМТ рабочего хода

цикла работы дизеля. Было выявлено, что при усреднении осциллограмм пульсации давлений газов в цилиндре и продольные деформации шатуна сглаживаются. Поэтому при осреднении можно потерять информацию о максимальной динамической нагруженности шатуна.

Анализ одноцикловых диаграмм показал, что в период максимального давления сгорания при значениях угла ПКВ от −1 до +11° шатун совершает продольные колебания. Максимальные усилия продольного сжатия шатуна возникают в период сгорания топлива от 4 до 10° угла ПКВ после ВМТ. Частота продольных колебаний на различных режимах работы дизеля находится в диапазоне 2150−2250 Гц. Частота продольных колебаний шатуна не совпадает с частотой пульсаций давления газов. Эти колебания шатуна являются собственными колебаниями системы поршень−поршневой палец−шатун. Собственные колебания системы вызываются импульсом от быстрого повышения давления газов при сгорания топлива.

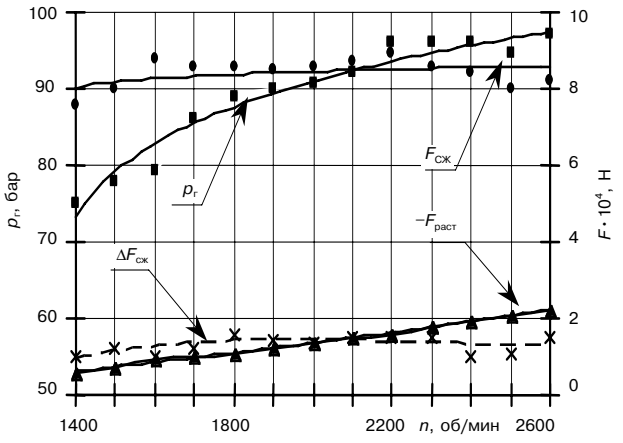


Рис. 3. Максимальные силы сжатия $F_{сж}$, растяжения $F_{раст}$ шатуна, двойная амплитуда пульсаций $\Delta F_{сж}$ и давление газов в цилиндре $p_г$

Взаимосвязь продольной нагрузки на шатун и давления газов в цилиндре при работе дизеля по внешней скоростной характеристике показана на рис. 3. Максимальное давление газов в цилиндре растет с увеличением частоты вращения коленчатого вала. Максимальное усилие сжатия шатуна мало зависит от частоты вращения коленчатого вала. Величина динамических продольных колебаний шатуна $\Delta F_{сж}$ также мало зависит от частоты вращения коленчатого вала.

Определение коэффициента динамичности производилось по формуле $k_д = [F_{сж} + (\Delta F_{сж}/2)]/F_{сж}$, где $\Delta F_{сж}$ — динамическая составляющая импульса ударного нагружения, $F_{сж}$ — статическая составляющая от нулевой линии до половины импульса ударного нагружения. Значение коэффициента динамичности в зависимости от частоты вращения коленчатого вала находится в пределах 1,15−1,22.

Определение мгновенной силы трения в цилиндропоршневой группе

Как показано на рис. 4, сила, действующая вдоль оси шатуна, является составляющей суммарной силы $F_ш = F_Σ/\cos\beta$, или $F_Σ = F_ш \cdot \cos\beta$. Сила трения будет равна $F_{тр} = (F_j + p_г) - F_ш \cdot \cos\beta$.

Значения $p_г$ определялись индицированием давления газов в цилиндре двигателя, сила воздействия на стержень шатуна $F_ш$ измерялась методом электротензометрии. Сила F_j рассчитывалась с использованием измеренных значений мгновенной угловой скорости вращения коленчатого вала. Для расчета силы F_j учитывалась масса шатуна, соответствующая точке наклейки тензодатчика.

Рассчитанные значения мгновенной силы трения $F_{тр}$ и боковой силы N представлены на рис. 5. Значение силы трения значительно изменяется как по величине, так и по направлению в течение цикла. Если сгладить пульсации силы трения, то ее можно сопоставить с боковой си-

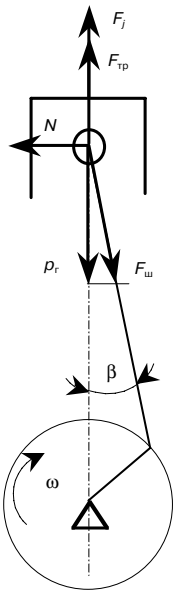


Рис. 4. Схема сил, действующих на шатун:

$p_г$ — сила давления газов; F_j — сила инерции; $F_{тр}$ — сила трения поршневой группы; $F_ш$ — сила, действующая вдоль оси шатуна; N — боковая сила

лой N. Величина силы трения имеет тот же порядок, что и боковая сила N, а в некоторые моменты времени ее значение превосходит значение силы N. Это говорит о том, что сила трения определяется не только боковой силой N, но и другими факторами, к которым можно отнести силы трения поршневых колец. Максимальное значение силы трения за цикл приходится на период сгорания в цилиндре от −10 до 60° угла ПКВ.

По полученным данным силы трения рассчитана мощность трения в деталях ЦПГ. Результаты расчетов показаны на рис. 6. Там же приведены значения угловых колебаний носка коленчатого вала. Мощность трения при приближении к частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин имеет пик.

Из анализа характера изменения кривых мощности трения и угловых колебаний коленчатого вала прослеживается их взаимосвязь. Пунктирной линией показана мощность трения для случая малой интенсивности угловых колебаний коленчатого вала.

Отношение мощности трения к эффективной мощности дизеля η составляет 10−20 %, при этом условное значение механического КПД $\eta_м$ = 0,82−0,89. Его максимальные значения соответствуют минимальным значениям угловых колебаний коленчатого вала. При резонансе угловых колебаний коленчатого вала потери на трение растут.

Выполненные экспериментальные исследования позволяют сделать следующие выводы.

В автомобильном дизеле стержень шатуна совершает продольные колебания, которые

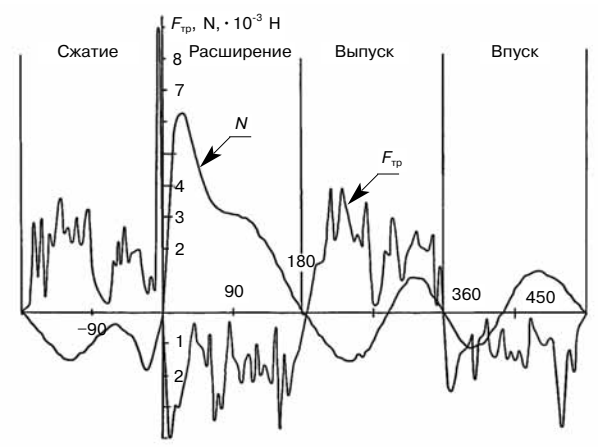


Рис. 5. Мгновенная сила трения $F_{тр}$ и боковая сила N по углу поворота кривошипа:
n = 2600 об/мин; $t_м$ = 55°С, $t_в$ = 60°С

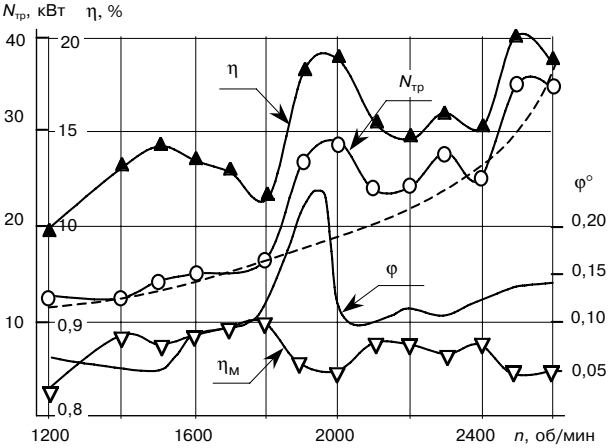


Рис. 6. Потери мощности на трение $N_{тр}$; угол закрутки носка коленчатого вала φ:
$\eta = (N_{тр} / N_e) \cdot 100$ %; $\eta_м = N_e/(N_e + N_{тр})$

необходимо учитывать при расчете потерь на трение в деталях ЦПГ. От продольных колебаний шатуна нагрузка на него увеличивается на 15−22 %.

При определении силы и мощности трения в деталях ЦПГ необходимо учитывать угловые колебания коленчатого вала. На резонансных частотах угловых колебаний коленчатого вала мощность механических потерь может увеличиваться на 60 %.

Литература

1. *Parker D.A., Adams D.R., Donnison G.* The measurement and reduction of piston assembly friction // ImechE. — 1989. — № C375/017, — P. 27−34.

2. *Ronomi T., Itoh Y.* Measurement of piston friction force under the engine firing condition // ISATA. — 1988. — Vol. 1. — P. 299−309.

3. *Thring R.H.* Piston skirt friction in internal combustion // IMechE. — 1989. — № C375/002. — P. 7−11.

4. *Uras H.M., Patterson D.J.* Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method // SAE. — 1983. — № 830416. — P. 1−14.

5. *Косырев С.П.* Динамическое нагружение кривошипно-шатунного механизма дизелей // Двигателестроение. — 1980. — № 11. — С. 21−23.

6. *Никишин В.Н.* Угловые колебания коленчатого вала и характеристики дизеля // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 2. — С. 11−14.

УДК 621.436

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ ВПУСКА ПОРШНЕВОГО ДВС

Б.П. Жилкин, д. ф.-м.н., проф.; Л.В. Плотников, асп.; С.А. Корж, к.т.н.; доц., И.Д. Ларионов, доц.
Уральский государственный технический университет–УПИ

В статье приводятся результаты экспериментальных исследований газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС при различных частотах вращения коленчатого вала. Исследования колебаний скорости воздушного потока во впускном коллекторе двигателя выполнены на безмоторном стенде при помощи двух быстродействующих термоанемометров постоянного тока.

Было установлено, что с ростом частоты вращения коленчатого вала двигателя после закрытия впускного клапана амплитуда колебаний скорости воздуха во впускном коллекторе увеличивается, в то время как частота колебаний уменьшается.

Эффективность работы двигателей внутреннего сгорания в значительной степени зависит от совершенства процессов, протекающих в их газовоздушных трактах, и прежде всего во впускных и выпускных каналах. Исследованию и оптимизации впускных и выпускных систем двигателей внутреннего сгорания посвящены труды Вихерта М.М., Грудского Ю.Г., Драганова Б.Х., Круглова М.Г., Обухова В.С. и других [1, 2]. Однако их исследования проводились, в основном, методами численного моделирования или экспериментально в статическом режиме. Сведения о динамике процесса впуска очень ограничены и весьма противоречивы. Данная статья посвящена численному и экспериментальному исследованию газодинамики процесса впуска применительно к двигателю 2Ч7,1/8,2.

Экспериментальным исследованиям предшествовало численное моделирование процесса впуска с помощью программного комплекса «Дизель-РК», разработанного в МГТУ им. Н. Баумана.

Результаты моделирования представлены на рис. 1, где показан расчетный расход воздуха через впускные органы двигателя 2Ч7,1/8,2 в зависимости от угла поворота коленчатого вала φ. Обращает на себя внимание наличие провала в значении расхода воздуха I сразу после открытия впускного клапана и существование перегиба II на участке ускорения воздушного потока, которые не фиксировались на осциллограммах [1]. Согласно данным численного анализа, при углах ПКВ φ > 400° изменение расхода воздуха становится менее выраженным, вследствие закрытия впускного клапана.

Для экспериментального исследования газодинамики процесса впуска была разработана и изготовлена экспериментальная установка, показанная на рис. 2. Она представляет собой натурную модель двигателя внутреннего сгорания, приводимого в движение от асинхронного двигателя через упругую муфту. Для уплотнения газового стыка между поршнем и цилиндром и для снижения трения на поршне установлено одно фторопластовое кольцо. Для уравновешивания к щекам коленчатого вала крепятся противовесы.

Механизм газораспределения экспериментальной установки заимствован от двигателя ВАЗ-11113 и представляет собой головку блока в сборе с некоторыми конструктивными изменениями. Впускной и выпускной клапаны управляются распределительным валом со шкивом, который приводится от коленчатого вала при помощи ременной передачи с натяжным роликом. Для смазки подшипников распределительного вала установлены масленки. Все основные элементы экспериментальной установки смонтированы на опорной плите, которая крепится к лабораторному столу. Для снижения вибрации в эле-

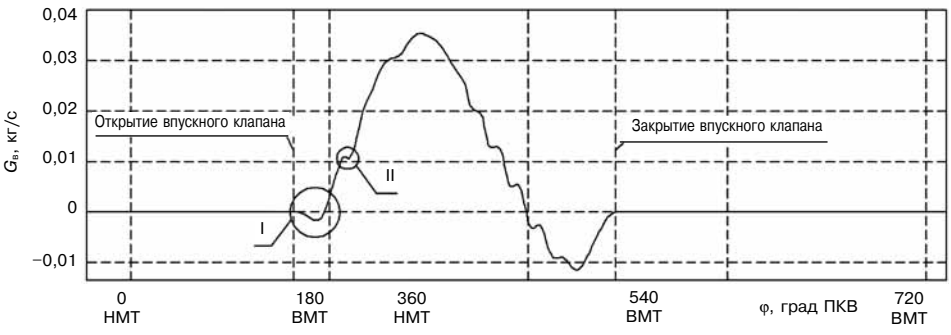


Рис. 1. Расчетное значение расхода воздуха $G_в$ двигателя 2Ч7,1/8,2 в функции угла ПКВ φ (n = 1500 об/мин)

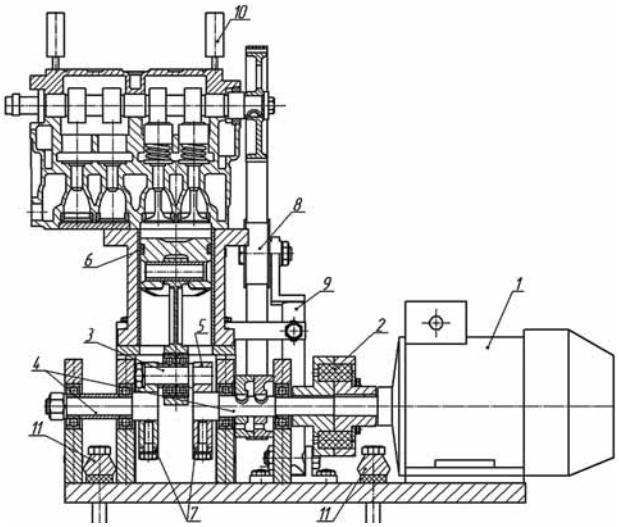


Рис. 2. Экспериментальная установка:

1 — асинхронный двигатель; *2* — упругая муфта; *3* — шатунная шейка; *4* — коренная шейка; *5* — щека; *6* — кольцо фторопластовое; *7* — противовес; *8* — ролик; *9* — стойка натяжителя; *10* — масленка; *11* — крепежные болты

ментах крепления применены резиновые прокладки.

Частота вращения приводного асинхронного двигателя регулируется преобразователем частоты Altivar 31 фирмы «Shneider Electric» в диапазоне $n = 600-3000$ об/мин с точностью $\pm 0{,}1$ %.

В модели отсутствует топливная система, поэтому исследования газодинамики проводились без учета влияния топлива.

В свечное отверстие установлен обратный клапан, через который воздух на такте сжатия свободно уходит в атмосферу.

На рис. 3 показана конфигурация впускного тракта экспериментальной установки. К головке цилиндра пристыкован на шпильках впускной канал *1* длиной $L_1 = 150$ мм. К нему при помощи хомутов крепится измерительный канал (рабочий участок) *2* длиной $L_2 = 220$ мм и диаметром $d = 32$ мм. В измерительном канале имеется два отверстия на расстоянии $L_4 = 100$ мм для установки датчиков термоанемометра. При этом расстояние от входа в измерительный канал до первого датчика $L_3 = 100$ мм.

Для проведения исследований на базе аналого-цифрового преобразователя была создана автоматизированная система сбора данных, передающая их в персональный компьютер. Для измерений использовались два термоанеометра с нитевыми зондами и тахометрический датчик.

В данной работе использовались термоанемометры постоянного тока оригинальной конструкции, чувствительным элементом которых является нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Перед проведением экспериментов проводилась статическая и динамическая тари-

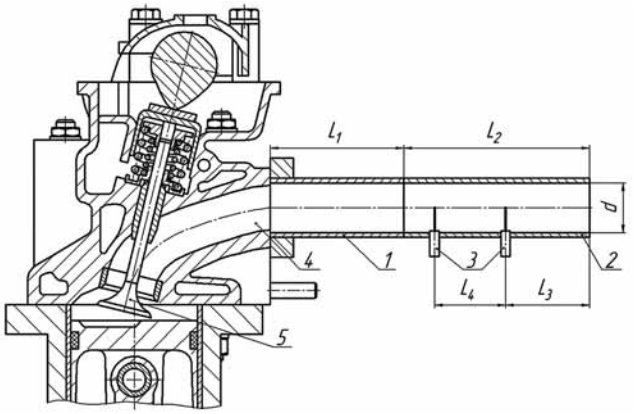


Рис. 3. Конфигурация впускного тракта экспериментальной установки:

1 — впускной канал; *2* — измерительный канал; *3* — датчики термоанемометра; *4* — впускной канал в головке цилиндра; *5* — впускной клапан; L_1 — длина впускного канала; L_2 — длина измерительного канала; L_3 — расстояние от входа в измерительный канал до первого датчика термоанемометра; L_4 — расстояние между датчиками термоанемометра

ровка системы в целом, которая показала, что она обеспечивает быстродействие, необходимое для исследования газодинамических процессов на впуске. В частности, постоянная времени термоанемометра при скорости воздуха 20 м/с составляла 3 мс. Систематическая ошибка измерения скорости потока воздуха при этом оценивается величиной 5 %.

Для синхронизации измеряемых процессов в установке использовался тахометрический датчик, состоящий из зубчатого диска, закрепленного на валу, и индуктивного датчика. Сигналы на выходе датчика образуют импульсы напряжения с частотой, пропорциональной скорости вращения коленчатого вала, по которым можно судить о положении вала и соответственно определять нахождение поршня при движениии от ВМТ к НМТ. Сигналы от датчиков поступают в персональный компьютер через аналого-цифровой преобразователь (АЦП) фирмы «L-Card» модели E14-140 и обрабатываются с использованием программы «Lgraph 2.0».

Исследования процесса впуска проводились при различных частотах вращения коленчатого вала при изменении конфигурации впускной системы с фильтром и без него. В данной работе приведены результаты исследования газодинамики цилиндрического впускного канала без фильтра.

Результаты измерений скорости потока на впуске при различных частотах вращения (600, 1500, 3000 об/мин) коленчатого вала приведены на рис. 4. Следует пояснить, что применение неравномерной шкалы для скорости потока обусловлено нелинейной тарировочной кривой термоанемометра.

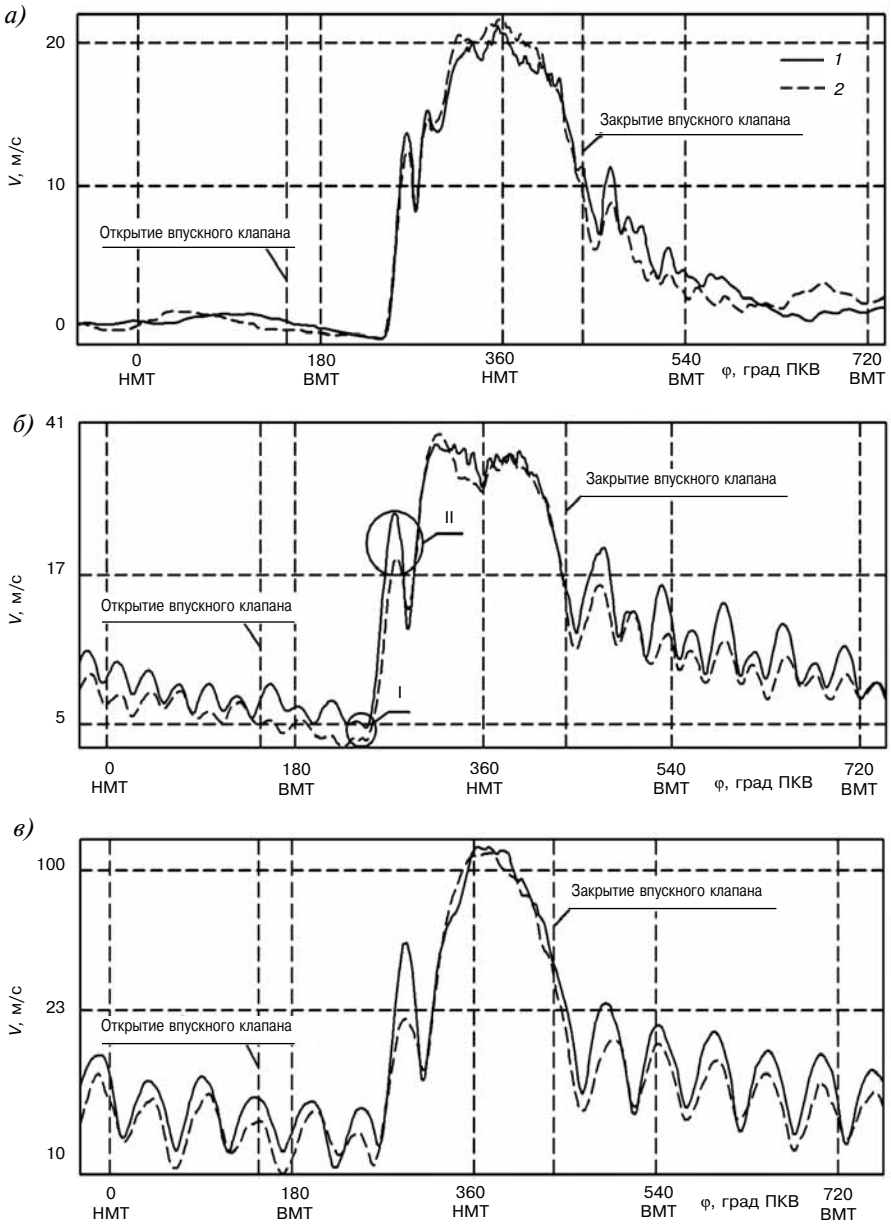


Рис. 4. Изменение скорости воздуха *V* во впускном канале по углу ПКВ φ при различных частотах вращения:

а — 600 об/мин; *б* — 1500 об/мин; *в* — 3000 об/мин; *1* — сигнал с первого термоанемометра; *2* — сигнал со второго термоанемометра

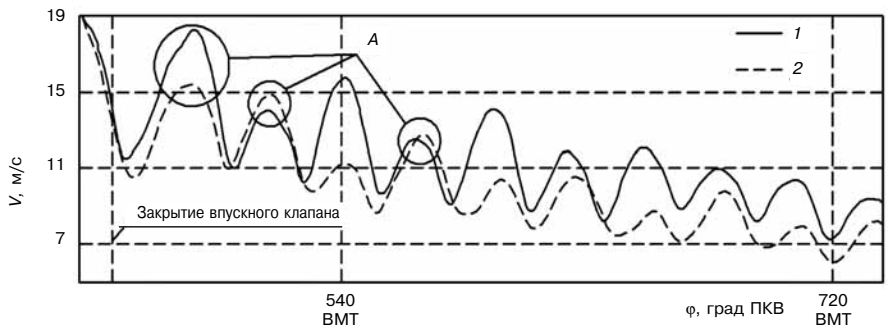


Рис. 5. Изменение скорости воздуха *V* в канале после закрытия впускного клапана при *n* =1500 об/мин:

1 — сигнал с первого термоанемометра; *2* — сигнал со второго термоанемометра

Одним из заслуживающих внимания результатов эксперимента является то, что на экспериментальных осциллограммах появились зоны I и II, ранее полученные при численном моделировании исследуемого процесса.

Результаты выполненного исследования (см. рис. 4) показывают, что динамика процесса впуска усложняется с увеличением частоты вращения коленчатого вала. Как и следовало ожидать, скорость воздуха возрастает по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала и достигает приблизительно 100 м/с. Одновременно усиливается влияние пульсационных эффектов на процесс впуска. При максимальной частоте вращения (см. рис. 4, *в*) процесс впуска начинается при наличии переходных процессов во впускном канале, что может отрицательно влиять на процесс наполнения цилиндра, тогда как при малой частоте вращения (см. рис. 4, *а*) процесс впуска начинается фактически из установившегося состояния.

Также обращает на себя внимание наличие пульсационных эффектов уже после закрытия впускного клапана. Более детально они представлены на рис. 5. После закрытия впускного клапана (завершения процесса впуска) наблюдаются сильные колебательные явления со смещением пиков сигналов от разных датчиков (зоны *А*). Примечательно, что экстремум скоростей потока во впускном канале, фиксируемый дальним от входа в измерительный канал зондом может опережать таковой от ближнего зонда, что может свидетельствовать о наличии возвратного течения во впускном канале. При численном моделировании процесса впус-

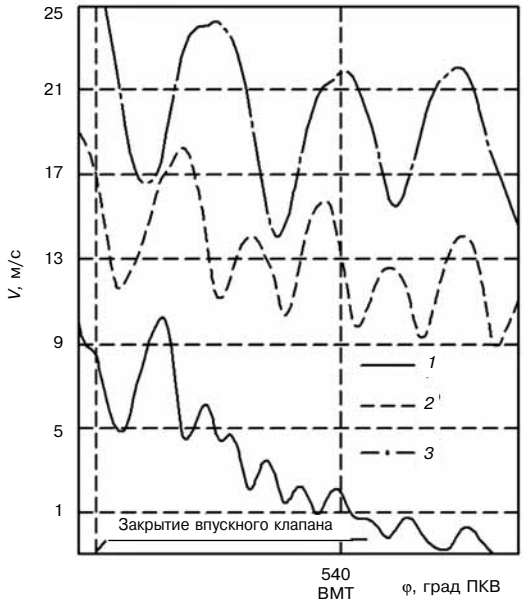


Рис. 6. Изменение скорости воздуха *V* в канале после закрытия впускного клапана при различных частотах вращения коленчатого вала:
1, 2 и *3* — 600, 1500 и 3000 об/мин

ка (см. рис. 1) рассматриваемые явления отсутствуют.

На рис. 6 детально показан процесс пульсации скорости потока *V* во впускном канале после закрытия впускного клапана при различных частотах вращения коленчатого вала. Обращает на себя внимание регулярное чередование большой и малой амплитуды колебаний скорости потока при частоте вращения $n = 1500$ об/мин (кривая *2*) и увеличение периода колебания скорости воздуха на впуске с увеличением частоты вращения коленчатого вала.

Результаты выполненных экспериментальных исследований показали необходимость дальнейшего углубленного изучения колебательных явлений во впускном канале двигателя после закрытия впускного клапана и их влияния на процесс наполнения цилиндров в многоцилиндровых двигателях. Также необходимо продолжить поиск способов увеличения расхода воздуха через впускные органы двигателя внутреннего сгорания с минимальными конструктивными доработками впускной системы.

Литература

1. *Драганов Б.Х., Круглов М.Г., Обухова В.С.* Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания. — К. : Вища школа Головное изд-во, 1987. — 175 с.

2. *Вихерт М.М., Грудский Ю.Г.* Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. — М. : Машиностроение, 1982. — 151 с.

ЮБИЛЕЙ!

Виктору Ивановичу Федышину 60 лет



5 февраля 2009 г. исполнилось 60 лет Виктору Ивановичу Федышину, кандидату технических наук, ст. научному сотруднику, члену-корреспонденту Санкт-Петербургской инженерной академии, директору Санкт-Петербургского филиала фирмы «МАН Ферросталь АГ», члену редакционной коллегии журнала «Двигателестроение»

В.И. Федышин в 1972 г. окончил Ростокский университет (ГДР) по специальности «Судовые силовые установки», куда был направлен по обмену после окончания 1-го курса Ленинградского кораблестроительного института.

В 1973 г. поступил на работу в ЦНИДИ, где проработал почти 20 лет, пройдя путь от инженера до заведующего отделом. Этот период профессиональной деятельности был отмечен изучением состояния и перспектив развития отечественного и зарубежного дизелестроения, практическим приложением теории квалиметрии в оценке технического уровня дизельных установок различного назначения. Высокий профессиональный уровень, широкий кругозор, блестящие аналитические способности позволили ему стать одним из ведущих специалистов этого направления. Главные результаты его исследований стали основой кандидатской диссертации, более чем 100 научных трудов. Научную работу совмещал с преподавательской деятельностью, на протяжении ряда лет был председателем и членом ГАК по специальности «ДВС» в ЛКИ и СЗПИ.

В 1992 г. по поручению фирмы МАН В.И. Федышин организовал ее филиал — «МАН Ферросталь АГ» в Санкт-Петербурге, которым успешно руководит до настоящего времени и активно способствует развитию сотрудничества и взаимовыгодных связей российских судостроительных заводов и конструкторских бюро с передовыми западно-европейскими фирмами.

Коллектив СПб филиала фирмы «МАН Ферросталь АГ», редакция журнала «Двигателестроение», коллеги-дизелисты поздравляют Виктора Ивановича с юбилеем, желают ему здоровья, благополучия, дальнейших творческих успехов

УДК 621.43.052

ТУРБОКОМПАУНДНЫЕ СИСТЕМЫ КАК СРЕДСТВО УТИЛИЗАЦИИ ОТХОДЯЩЕГО ТЕПЛА СИЛОВЫХ УСТАНОВОК С ДВС

Г.Е. Ципленкин, к.т.н., Р.С. Дейч, к.т.н., В.И. Иовлев, к.т.н.
ООО «Турбоком»

Представлен анализ тенденций в разработке и применении систем утилизации отходящего тепла двигателей с паровой и силовой турбинами и гибридными турбокомпрессорами, скомпонованными в единый агрегат с генераторами для выработки электроэнергии. Приведены данные по улучшению топливной экономичности и диапазону мощности силовых установок для различных турбокомпаундных систем.

Стоимость топлива составляет основную статью эксплуатационных расходов силовой установки (СУ), поэтому улучшение топливной экономичности всегда являлось важнейшей задачей исследователей и изготовителей дизелей. При этом возможность получения дополнительной энергии автоматически ведет к уменьшению удельных выбросов в атмосферу, что способствует удовлетворению более жестких норм IMO, регламентирующих пределы этих выбросов. В конечном итоге, стоит задача — наиболее полно использовать избыточное тепло отработавших газов (ОГ) и охлаждающей воды.

Существенный шаг в снижении удельного расхода топлива был сделан применением газотурбинного наддува. В настоящее время благодаря достигнутым высоким значениям КПД турбокомпрессоров (ТК) и среднего эффективного давления (p_{me}) имеется возможность без ухудшения воздухоснабжения дизеля использовать часть энергии отработавших газов в силовой турбине (СТ). Турбокомпаундные системы, состоящие из дизеля и СТ обеспечивают дальнейшее улучшения топливной экономичности судовых силовых установок и дизельных теплоэлектростанций.

Первое применение такие системы получили в начале 1980-х годов. Идея применения СТ была высказана Бюхи в 1913 г. [1]. Возможности повышения эффективности двигателя при использовании СТ одним из первых были оценены Циннером, который получил патент № 962 764 от 25 апреля 1957 г. [2, 3] и ряд сопутствующих патентов с различными вариантами соединений турбины ТК с СТ. Рассмотрение работы СТ, работающей параллельно с турбиной ТК, для уровня мощности двигателей того времени показало, что расходы газа через СТ малы, и практическая реализация ее нецелесообразна. Поэтому в основном патенте СТ установлена перед турбиной ТК и за ним.

В начале 1990-х годов в Центральном научно-исследовательском дизельном институте (ЦНИДИ) были проведены расчетные исследования СТ как средства улучшения топливной экономичности дизелей [4]. Анализ был выполнен применительно к среднеоборотному дизелю ЧН40/46 с параллельной и последовательной СТ и быстроходному дизелю ЧН21/21 с последовательной СТ. Расчеты выполнялись на основе имеющейся в ЦНИДИ программы «Импульс», модернизированной для оценки параметров рабочего процесса дизеля с системой наддува, имеющей в своем составе СТ. В качестве базы для сопоставления были получены исходные зависимости топливной экономичности от КПД ТК при отсутствии СТ для каждого значения p_{me}. Без СТ повышение КПД ТК слабо влияет на топливную экономичность (рис. 1). Применение СТ позволяет существенно улучшить ее, особенно при высоких p_{me}.

На основе выполненного анализа была сделана оценка снижения удельного расхода топлива от применения СТ в зависимости от агрегатной

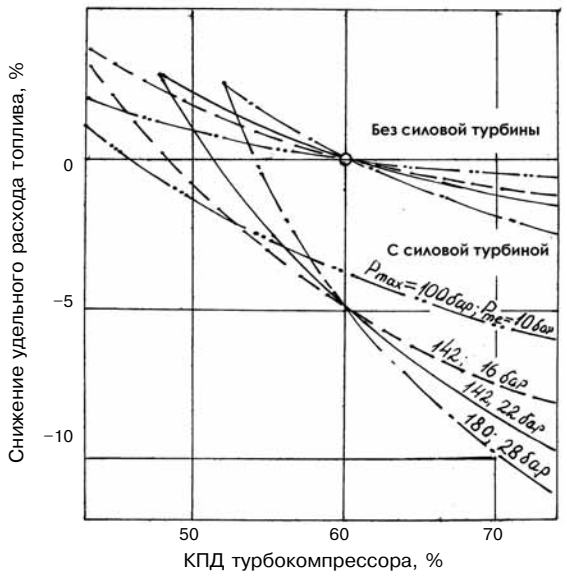


Рис. 1. Влияние КПД турбокомпрессора на топливную экономичность при наличии силовой турбины и без нее

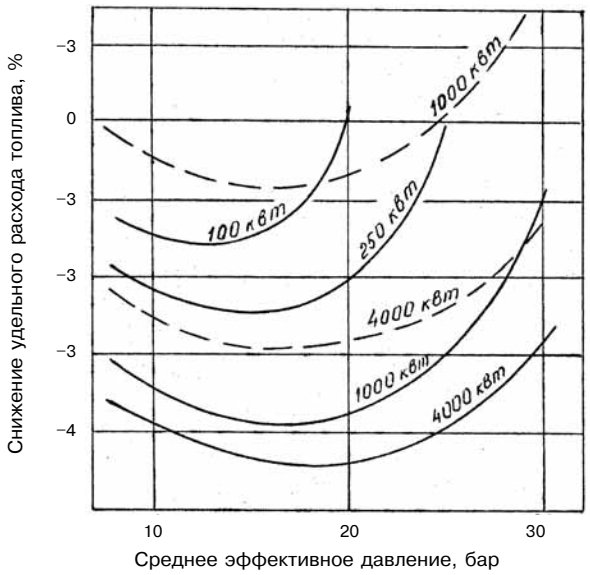


Рис. 2. Зависимость топливной экономичности от форсировки двигателя с силовой турбиной при различной агрегатной мощности:

———— СТ за турбокомпрессором;
— — — параллельная работа СТ и ТК

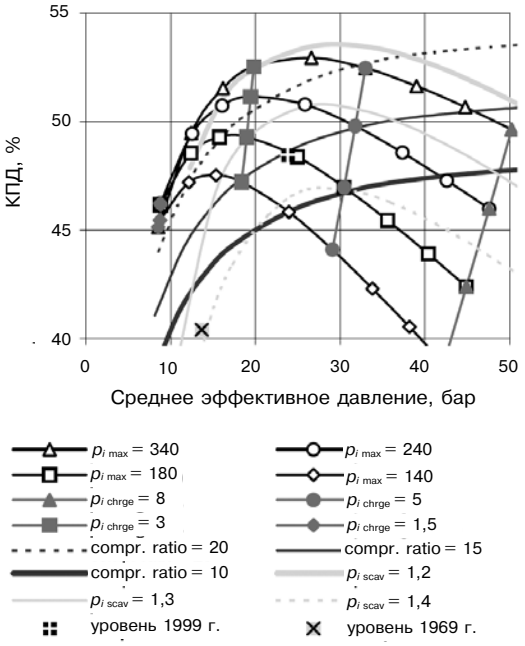


Рис. 3. Зависимость топливной экономичности четырехтактного двигателя от форсировки

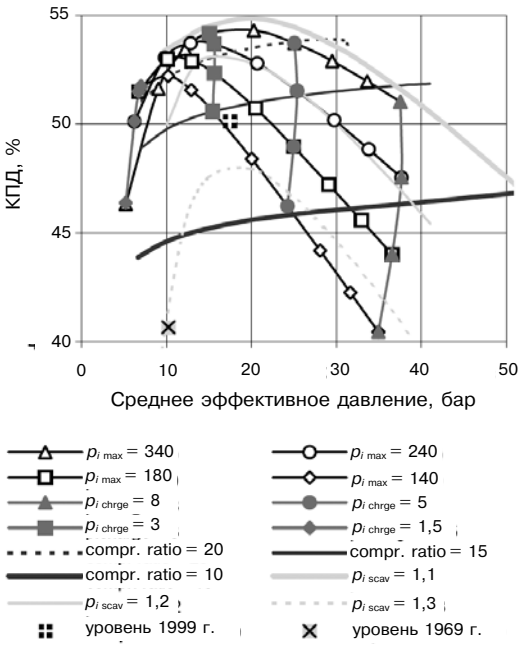


Рис. 4. Зависимость топливной экономичности двухтактного двигателя от форсировки

мощности дизеля и его среднего эффективного давления p_{me} (рис. 2). Имеется оптимальное значение p_{me} для заданной агрегатной мощности, при котором достигается максимальное снижение удельного расхода топлива. С уменьшением агрегатной мощности оптимум смещается в сторону меньших значений p_{me}, а эффект снижения удельного расхода топлива уменьшается.

Эти данные интересно сопоставить с оценкой возможного КПД четырех- и двухтактных дизелей с СТ в зависимости от p_{me}, приведенной в работе [5] (рис. 3 и 4). Для четырехтактных дизелей оптимум КПД достигается при p_{me} около 30 бар, для двухтактных — при 20 бар. Целесообразно вводить СТ на таких форсировках, при которых дизель имеет наиболее высокий КПД. В этом случае будет получен наибольший эффект. В настоящее время широкое применение СТ получили на крупных двухтактных дизелях большой агрегатной мощности именно при уровне форсировки 20 бар. Четырехтактные дизели достигли более высокого уровня форсировки — 28–30 бар, но у них отсутствует избыточный КПД турбокомпрессора для привода СТ, поэтому широкого применения СТ на этих дизелях не получили.

Интерес к системам утилизации отходящего тепла (СУОТ) за счет применения СТ то возникает, то вновь затихает. Топливный кризис 1970-х гг. привел к активной разработке СТ фирмами MAN B&W и ABB. На начало 1989 г. фирма ABB поставила в эксплуатацию для судовых силовых установок около 40 СТ, обеспечивших улучшение топливной экономичности на 5% [6], а фирма MAN B&W около 30 установок [7]. В период с 1984 по 1995 г. фирма ABB выпустила около 130 СТ различных типов [14]. Однако снижение стоимости топлива приостановило дальнейшее развитие этих работ. На конгрессе CIMAC 1998 фирма ABB в докладе [8], посвященном оптимизации наддува больших двигателей, уделила внимание СТ, но отметила, что не предлагает их заказчикам из-за незначительного спроса на рынке и скептически смотрит на возможность применения следующего поколения СТ на дизелях. Такое состояние было обусловлено следующими причинами:

➢ низкая цена на топливо, не позволяющая быстро окупить капитальные вложения;

➢ нежелание судовладельцев усложнять судовую силовую установку;

➢ недостаточный избыток КПД ТК для привода СТ при дальнейшей форсировке дизелей, связанной с резким увеличением водоизмещения морских судов.

Потребность в большой агрегатной мощности судовых установок и успехи в повышении КПД ТК активизировали интерес к СУОТ.

Материалы конгресса CIMAC позволяют четко проследить, какие направления исследований являются наиболее востребованными и перспективными. Это относится и к СУОТ. На конгрессе CIMAC 2001 было представлено только два доклада на эту тему [3 и 9]. В первом докладе фирма MAN B&W сделала обзор развития и применения СТ радиального типа. Приведены описания выполненных и испытанных фирмой установок с СТ на двух- и четырехтактных дизелях с различными системами управления. Интересным в перспективе на будущее является предложение использовать двухступенчатую систему наддува, в которой ступень низкого давления имеет силовую связь с двигателем. Эта система позволяет обеспечить энергией систему наддува на частичных нагрузках и получить избыток мощности на ТК при высокой нагрузке. Эта идея получила дальнейшее развитие в докладе [13] на CIMAC 2007.

Во втором докладе [9] описывается муниципальная модернизированная когенерационная установка мощностью 6 МВт с газовыми двигателями, вырабатывающими одновременно тепло и электроэнергию и оснащенную турбокомпаундной системой, в которую включена камера сгорания перед турбиной ТК с дополнительной подачей топлива и воздуха. Такая установка при одном и том же количестве вырабатываемого пара обеспечивает более высокий общий КПД (70–87 % в зависимости от нагрузки), более высокий КПД выработки электроэнергии (38 %) и меньший срок окупаемости (3–4 года) по сравнению с газовыми турбинами среднего и малого размера (их параметры соответственно 55–73 %, 28–30 % и 6–8 лет).

На конгрессе CIMAC 2004 был всего один доклад фирмы Wartsila (Швейцария) [10], который явился предвестником широкого возобновления работ по СУОТ, поскольку на конгрессе CIMAC 2007 было представлено уже 10 докладов [11–20]. К изготовлению СТ приступила также фирма Mitsubishi на базе нового ряда ТК типа MET-MA с высоким КПД.

Турбокомпаундная система обеспечивает хорошие возможности повышения эффективности силового агрегата, но требует дополнительных капитальных вложений. Рентабельность определяется агрегатной мощностью установки, причем чем она больше, тем больше выигрыш. Именно поэтому первые ТКС появились на больших двухтактных судовых дизелях и крупных дизель-генераторных станциях на суше. Фирма Mitsui в период с 1986 по 1996 г. провела испытания турбокомпаундной системы на 26 дизельных установках с диаметрами цилиндров 800 и 900 мм, числом цилиндров 6–12 и агрегатной мощностью от 14 500 до 51 500 кВт [18].

Широкое применение турбокомпаундной системы в начале нового тысячелетия в первую очередь было осуществлено на самых крупных дизелях фирмы Wartsila 12RTA96C и 12RT-flex96C с диаметром цилиндра 960 мм. Производство этих двигателей расширяется и включает двигатель с 14 цилиндрами мощность 80 МВт [15]. Двигатели эти предназначены для контейнеровозов и крупных судов-рефрижераторов водоизмещением 7000–11 000 TEU (единица эквивалентная 20 футам).

Принципиальная схема турбокомпаундной системы полной утилизации тепла для таких судовых установок дана на рис. 5 [10, 15, 17]. Она состоит из силовой и паровой турбин, соединенных между собой редукторами, и мотор-генератора. СТ приводится ОГ, частично отбираемыми от основного потока. Паровая турбина использует пар, поступающий из котла-утилизатора, нагреваемого ОГ после выхода из ТК главного двигателя. Безредукторный мотор-генератор на валопроводе главного двигателя включен в общую систему электрообеспечения со вспомогательными дизель-генераторами. Турбокомпаундные системы могут быть различного исполнения с наличием или отсутствием того или иного элемента.

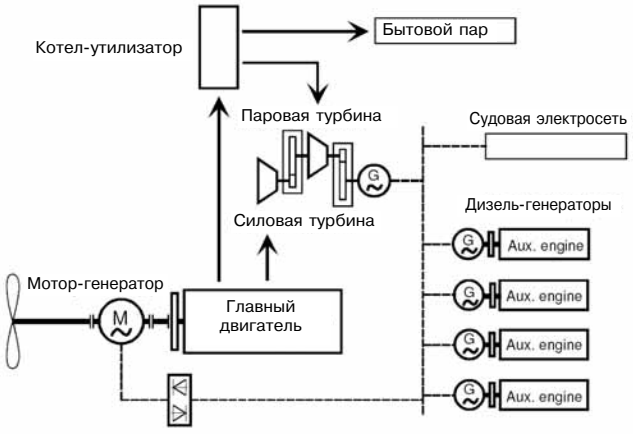


Рис. 5. Принципиальная схема турбокомпаундной установки с силовой и паровой турбинами

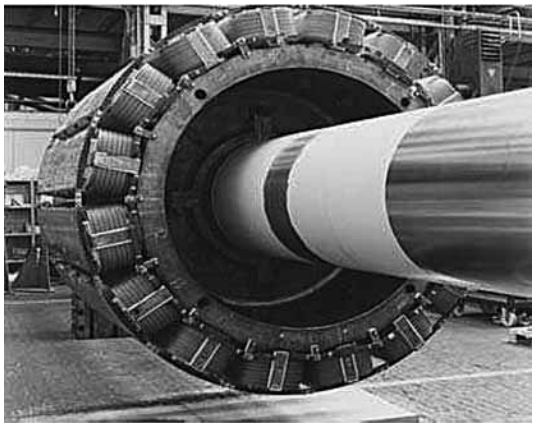


Рис. 6. Мотор-генератор на валопроводе главного двигателя

В первой турбокомпаундной системе мощность СТ передавалась непосредственно на коленчатый вал двигателя через редуктор [15]. Установка была дорогая, и в эксплуатации имели место неприятности из-за сильных вибраций, вызываемых винтом и двигателем, поэтому в настоящее время используется мотор-генератор, установленный на валопроводе главного двигателя (рис. 6) и включенный в общую систему электрообеспечения. Мотор-генератор может работать как двигатель, передавая дополнительную мощность на винт при маневрировании и неблагоприятной погоде и волнении на море, или как генератор, передающий энергию различным бортовым потребителям, например, холодильным камерам рефрижератора.

Количество отбираемого газа на СТ зависит от КПД ТК. На рис. 7 показано соотношение между КПД ТК и максимально возможной

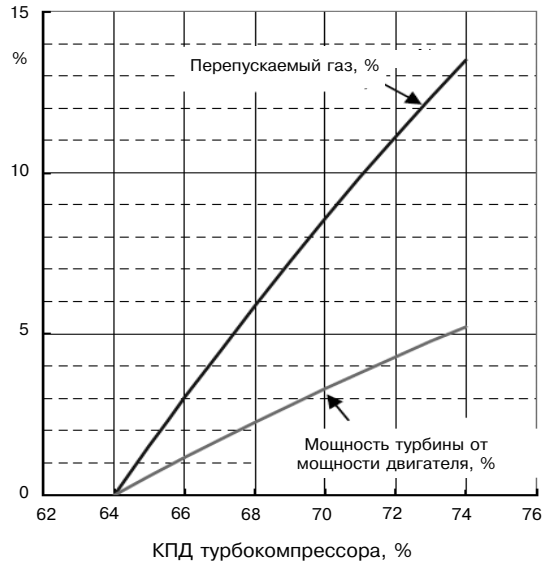


Рис. 7. Доля перепускаемого газа на силовую турбину и ее мощность в зависимости от КПД ТК

Таблица 1

Тепловой баланс двигателя RTA96C при 100%-ной нагрузке и условиях ISO без и с СУОТ

Составляющие теплового баланса	Типичные температуры теплоносителя, °С	Обычный двигатель	Двигатель с СУОТ
Полный КПД силовой установки	—	49,3	54,9
Мощность на валу двигателя, %	—	49,3	49,0
Электроэнергия	—	0	5,9
Конденсор	—	-	8,6
Выпускной газ, %	300	25,4	12,6
Наддувочный воздух, %	70	14,1	12,9
Охлаждающая вода двигателя, %	80	6,3	6,2
Смазочное масло, %	60	4,3	4,2
Излучение, %	60	0,6	0,6

мощностью СТ при сохранении КПД системы наддува 64 % [11]. Например, 2 % роста КПД ТК обеспечивают увеличение мощности СТ, эквивалентной 1 % мощности двигателя. Это соответствует уменьшению удельного расхода топлива двигателя около 1,7 г/кВт·ч. На СТ, исходя из имеющегося уровня КПД ТК, обычно отбирается от 7,5 до 10 % полного расхода газа. Используется также тепло системы охлаждения двигателя и наддувочного воздуха для подогрева воды в котле-утилизаторе. Изменение теплового баланса двигателя RTA96C при 100%-ной нагрузке при использовании СУОТ и типичные температуры теплоносителей крупных двухтактных двигателей даны в табл. 1 [15, 20].

Из данных таблицы видно, что КПД силовой установки при наличии СУОТ был увеличен на 11,4 %.

Фирма ABB выполнила расчетную оценку увеличения мощности СУ с двигателем мощностью 69 МВт с отводом на СТ 10,7 % отработавших газов для систем утилизации только с СТ, только с паровой турбиной и при совместном их использовании. Выработка электроэнергии при 100%-ной мощности двигателя соответственно составляет 4,3, 3,5 и 9,8 % [14]. С учетом режима работы контейнеровоза фирма оценила годовую экономию топлива и срок окупаемости установки СУОТ. Для установки с СТ срок окупаемости составил 1,5 года, с паровой — 11,5 лет и при совместном их использовании — около 4,5 лет. Для двигателя с силовой и паровой турбинами требуются крупные капитальные вложения. Наилучшим вариантом, с точки зрения окупаемости и экономической выгоды, является автономный блок с СТ.

Фирма «Siemens» выполнила аналогичную расчетную оценку увеличения мощности и сроки окупаемости СУОТ в полной комплектации в за-

Таблица 2

Мощность, вырабатываемая СУОТ, и сроки ее окупаемости

Мощность главного двигателя, кВт	Мощность, вырабатываемая СУОТ, кВт/%	Цена топлива, $	Срок окупаемости, лет
57369	6350 / 11,0	200	7,5
		270	5,2
		300	4,7
24470	950 / 3,9	200	11,7
		270	7,8
		300	6,8

висимости от стоимости топлива для двух двигателей различной мощности [15]. Результаты этой оценки приведены в табл. 2, из которой видно, что чем выше мощность двигателя, тем больше мощность, вырабатываемая СУОТ и тем меньше срок окупаемости. С увеличением стоимости топлива срок окупаемости также снижается.

СУОТ, разработанная фирмой «Wartsila», позволяет увеличить мощность установки на 12 % при мощности двигателя 12RTA96C около 69 МВт [17]. Дополнительная выработка электроэнергии силовой и паровой турбинами при работе двигателя в диапазоне нагрузок более 50 % показана на рис. 8. Новым в этой системе является поступление в двигатель атмосферного воздуха снаружи, а не из машинного отделения (рис. 9). Всасывание воздуха из атмосферы снижает его температуру на входе в двигатель примерно на 10 °С, что эквивалентно повышению КПД ТК на 2 %. Добавка этих 2 % КПД ТК позволяет увеличить отбор газа на СТ без изменения параметров двигателя. Зависимость величины отбора газа от имеющегося резерва КПД ТК для обоих случаев подачи воздуха приведена на рис. 10 [20].

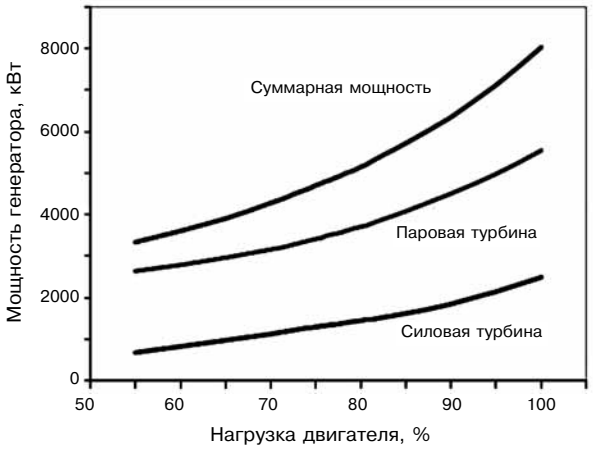


Рис. 8. Мощность, вырабатываемая силовой и паровой турбинами, в зависимости от нагрузки двигателя 12RTflex96C

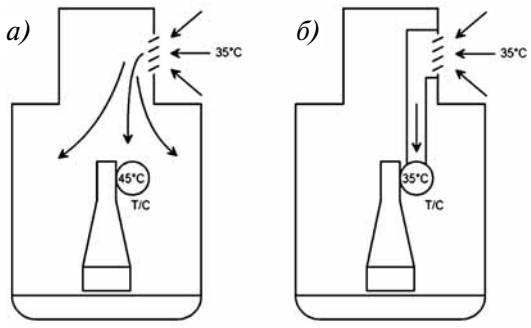


Рис. 9. Подача воздуха в двигатель:
а — из машинного отделения; *б* — наружного из атмосферы

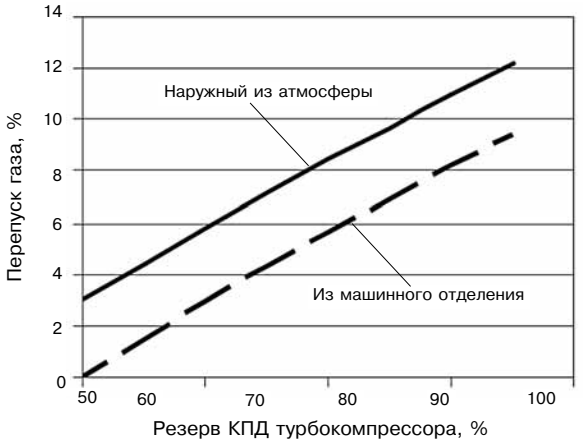


Рис. 10. Достижимый перепуск газа на силовую турбину в зависимости от температуры всасываемого воздуха

Наряду с классическим исполнением турбокомпаундной системы с силовой и паровой турбинами разрабатываются турбокомпаундные системы с отбором избыточной мощности прямо с вала ТК, соединенного с высокоскоростным генератором (гибридный ТК). В 1979 г. фирма МАН испытала гибридный ТК типа NA70, установленный на двигателе 6L70MCE [21]. Было получено максимальное снижение расхода топлива на 4 г/кВт·ч и выработка дополнительной электрической мощности, эквивалентной 2 % мощности двигателя. В настоящее время такие разработки ведутся в Японии фирмами «Mitsubishi» и «Mitsui» [11, 16, 18, 19] и в совместном проекте HERGULES ряда стран Европы [12].

Последние успехи в создании технологии высокоскоростных генераторов и разработке устройств электронной коммутации, позволили практически создать компактные, большой мощности высокооборотные генераторы, облегчив их компоновку с ТК.

Гибридные ТК имеют следующие преимущества по сравнению с обычными турбокомпаундными системами:

➢ устранение трубопроводов и клапанов для подачи газа в СТ;

➢ управление характеристикой турбокомпрессора увеличением или снижением мощности генератора;

➢ использование генератора в качестве мотора вместо вспомогательной воздуходувки для двухтактных двигателей;

➢ высокий КПД, так как устраняется СТ и редуктор.

Но вместе с тем имеются трудности, связанные с разработкой таких систем:

➢ требование преобразования электрической мощности для синхронизации с частотой сети в связи с тем, что выходная частота генератора соответствует частоте ТК;

➢ трудности получения высокого КПД преобразователей мощности при изменяющейся частоте вращения ТК;

➢ установка генератора в пределах ТК;

➢ надежное соединение генератора с ротором ТК;

➢ система охлаждения генератора.

Гибридный ТК, разработанный фирмой «Mitsubishi» совместно с фирмой-изготовителем высокооборотных генераторов, показан на рис. 11. Разработка генератора максимальной мощности 252 кВт была ориентирована на стыковку с ТК MET42MA, используемым на двигателях мощностью от 3500 до 5200 кВт. Таким образом, вырабатываемая электрическая энергия составляет 4,8–7,2 % мощности двигателя. Размеры генератора требовались такие, чтобы установить его в глушителе ТК. Генератор установлен в монтажную гильзу и связан с ротором ТК шарнирным соединением, которое позволяет устранить рассогласования из-за тепловой деформации.

Гибридный ТК был использован в первую очередь на газовых двигателях для поддержания коэффициента избытка воздуха в узких пределах, чтобы иметь возможность достижения более высоких значений эффективного давления без детонации.

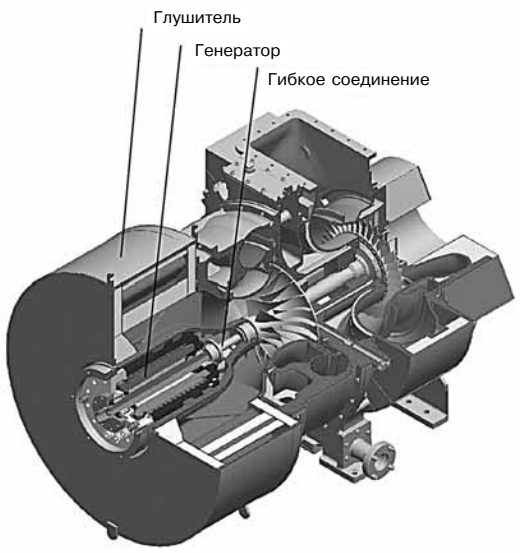


Рис. 11. Гибридный турбокомпрессор MET42MAG

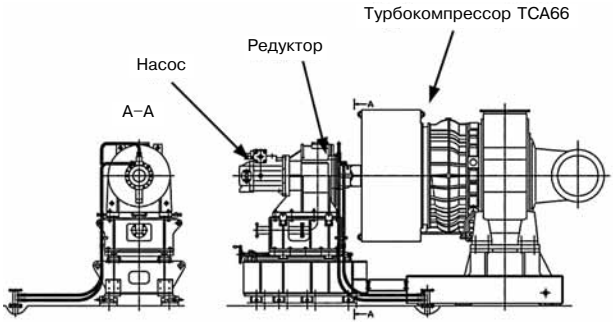


Рис. 12. Турбокомпрессор с гидравлическим насосом

Использование гидравлических систем в передаче мощности широко используется в машиностроении. В частности, гидравлические насосы высокого давления для впрыска топлива и привода выпускного клапана являются неотъемлемой частью оборудования дизеля. В этом отношении гидравлические насосы могут быть использованы как двигатели, отбирающие мощность или передающие ее на ТК. Частота вращения гидравлического насоса не соответствует частоте вращения ТК, поэтому необходима согласующая передача

Таблица 3

Доля вырабатываемой мощности СУОТ от мощности главного двигателя

№ точек на рис. 13	Мощность главного двигателя, кВт	Вырабатываемая мощность, %	Примечание
1	57 360	11,0	Типовая СУОТ с силовой и паровой турбинами, двухтактные двигатели [15]
2	24 470	3,9	То же [15]
3	69 000	9,8	—″— [14]
4	70 000	12,0	—″— [17]
5	814	4,9	Гибридный ТК, газовый двигатель [11]
6	3500–5200	4,8–7,2	То же [11, 16]
7	9800	3,9	Гидравлический насос с приводом от ТК [18]
8	835	2,0–2,4	Гибридный ТК, газовый двигатель [19]

между ними. Такая система с турбокомпрессором TCA66 фирмы MAN B&W была разработана фирмой «Mitsui» для двигателя мощностью 11 000 кВт, что позволяет вырабатывать около 4 % мощности дополнительно к мощности двигателя (рис. 12) [18].

В табл. 3 и на рис. 13 представлены данные по выработке дополнительной энергии за счет использования отходящего тепла в зависимости от мощности главного двигателя.

Кривая *1* относится к типовой турбокомпаундной системе с силовой и паровой турбинами. Видно, что с увеличением мощности силовой установки дополнительная мощность резко на-

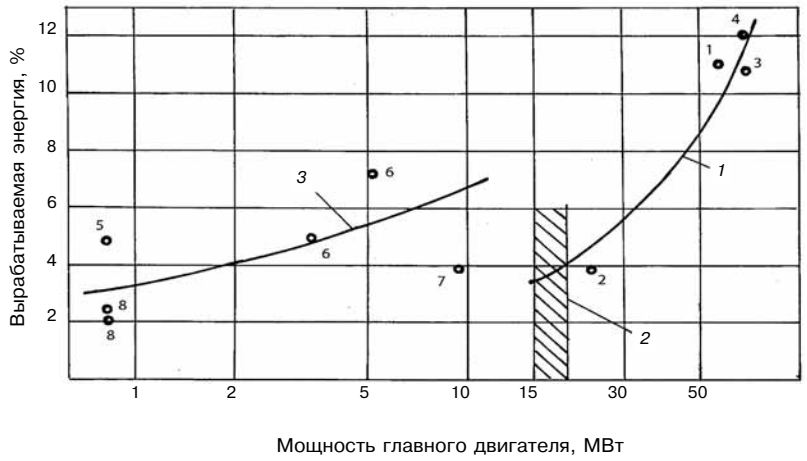


Рис. 13. Доля вырабатываемой энергии за счет использования отходящего тепла в зависимости от мощности двигателя:

1 — ТКС с силовой и паровой турбинами; *2* — граница минимальных мощностей ТКС с силовой и паровой турбинами; *3* — ТКС с гибридным турбокомпрессором; (номера точек соответствуют данным табл. 3)

растает, поэтому основная масса таких установок выполнена с двигателями мощностью 50–80 МВт. Нижняя граница для применения таких турбокомпаундных систем — двигатели мощностью 15–20 МВт из-за низкой рентабельности и больших сроков окупаемости при малых мощностях.

Турбокомпаундные системы с гибридными турбокомпрессорами выполнены на двигателях мощностью около 1000 кВт с мощностью электрических генераторов 20–40 кВт. Ведутся проработки для двигателей мощностью 3500–5200 кВт с мощностью генератора 250 кВт. Все эти работы носят экспериментальный характер и выполнены для газовых двигателей. Несколько установок выпущено в опытную эксплуатацию и они показали хорошие результаты. Основываясь на них, некоторые фирмы, например «Mitsui», приступили к разработке генераторов турбокомпаундных систем для двигателей мощностью до 10 000 кВт [18] для судовых силовых установок.

О стоимости турбокомпаундных систем с гибридными ТК и сроках их окупаемости для указанного диапазона мощности информации пока нет. Однако возможность получения дополнительной мощности в количестве 3–7 % свидетельствует о целесообразности их использования в указанном диапазоне мощностей.

Литература

1. Diesel Progress World American, July 1988, P. 88.
2. *К. Циннер.* Наддув двигателей внутреннего сгорания. — Л. — 1978. 1. — С. 122–126.
3. *Bucher J.* Development and application of turbocompound systems using radial-flow turbines. CIMAC 2001, Hamburg, v. 1, — C. 140–152.
4. *Ципленкин Г.Е., Красовский О.Г., Дейч Р.С., Иовлев В.И.* Силовая турбина как средство улучшения экономичности дизелей // Двигателестроение. — 1993. — № 3. — С. 13–19.
5. *Stapersma D., Hugo T.* Concept exploration applied to diesel engines. CIMAC 2001, Hamburg.
6. Optimising turbocharger energy. The Motor Ship, April 1989, 24, 26.
7. Reference-list MAN B&W. Power turbines (PTG).
8. *Codan E.* Optimising the Turbocharging of large Engines in the Future. CIMAC 1998, Copenhagen, v. 4, — P. 967–984.
9. *Sinatov S.* A further increase in applicability and profitability of gas engine cogeneration plants. CIMAC 2001, Hamburg, V. 4.
10. *Brunner H.* Sulzer Low Speed Engines State of the Art. Paper № 213, CIMAC 2004, Kyoto.
11. *Shiraishi K., Kimura M., Teshima T.* Development and application of MET-MA turbochargers, Paper № 30, CIMAC 2007, Vienna.
12. *Kyrtatos N.P., Kleimola M., Marquard R.* The HERCULES Project: A major R&D effort for marine engines of high efficiency and low emissions. Paper № 31, CIMAC 2007, Vienna.
13. *Bucher J.* Turbocharging system for NO_x-optimised medium-speed diesel engines with high mean effective pressure. Paper № 36, CIMAC 2007, Vienna.
14. *Hou Z., Vlaskos I., Fusstetter K., Kahi M., Neuenschwander P.* New Application Fields for Marine Waste Heat Systems by Analysing the Main Design Parameters. Paper № 63, CIMAC 2007, Vienna.
15. *Tigges K.* High efficient combination of 2-stroke direct propulsion drives with Diesel-Electric drives via recovery of thermal energy. Paper № 72, CIMAC 2007, Vienna.
16. *Katsumi M., NakanoR., Ymamoto T. and other.* The evolution of MACH-30G toward the more efficient gas engine. Paper № 86, CIMAC 2007, Vienna.
17. *Heim K.* Latest Developments of Wartsila Low-Speed Engines To Meet Current and Future Customer Demands. Paper № 115, CIMAC 2007, Vienna.
18. *Ohtsu M., Shimada K.* Utilization of Excessive Turbocharger Efficiency. Paper № 123, CIMAC 2007, Vienna.
19. *Kondo M., Sakane A.* Development of the 1,000kW-class gas engine (MD20G). Paper № 135, CIMAC 2007, Vienna.
20. *Holtbecker R., Weisser G., Amoser M.* Taking the next steps in emissions reduction for large 2-stroke engines. Paper № 165, CIMAC 2007, Vienna.
21. The Motor Ship, February 1985.

УДК 621.431.74

ИССЛЕДОВАНИЕ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ СО ВХОДНЫМ ПАТРУБКОМ АГРЕГАТА НАДДУВА СУДОВОГО ДИЗЕЛЯ

А.М. Дроконов, к.т.н., профессор, В.В. Рогалев, к.т.н., доцент, А.Д. Николаев, инженер
Брянский государственный технический университет

Представлены результаты исследований на безмоторном экспериментальном стенде совместной работы турбинной ступени со входным кольцевым патрубком газотурбонагнетателя судового двигателя большой мощности. Дана количественная оценка взаимного влияния элементов на работу узла входной патрубок–турбинная ступень. Показано, что для повышения эффективности и надежности агрегатов наддува сопловые каналы турбинной ступени следует профилировать с учетом области их расположения в газовпускном тракте.



При проектировании газотурбонагнетателей ДВС широко используются результаты экспериментальных исследований аэродинамики отдельных элементов проточной части. Однако ввиду недостатка фактических сведений сравнительно редко учитывается влияние одного элемента на характеристики другого. Современная тенденция проведения исследований совместной работы различных элементов механизмов с максимальным приближением к натурным условиям открывает возможности более точного определения эффективности и надежности проточной части агрегатов наддува дизелей [1].

Так, наличие входного патрубка с поворотом газа в значительной степени деформирует структуру потока на входе в турбинную ступень, создавая зоны течений как с отрицательными, так и с положительными углами атаки на сопла, что обусловливает необходимость создания направляющих аппаратов с различными углами установки лопаток, т. е. с учетом реальной картины течений рабочего тела перед турбинным отсеком, изучить которую можно опытным путем.

Экспериментальные исследования моделей турбинных отсеков позволяют получить важные аэродинамические характеристики посредством детального изучения физических явлений, протекающих в лопаточных аппаратах, а также оценить влияние конструктивных и режимных параметров на их экономичность и величины аэродинамических сил в проточной части турбомашин. На основании полученных опытных данных возможно произвести конструктивную модернизацию турбоагрегата, разработать пути интенсификации теплового процесса.

Качество исследований в значительной мере зависит от конструктивного совершенства динамических экспериментальных установок и измерительной аппаратуры. С этой целью в БГТУ разработаны оригинальные образцы экспериментальных воздушных турбин с индукторными тормозами. Сжатый воздух к моделям подается центробежным нагнетателем производительностью 5,5 кг/с при напоре 0,25 МПа. Регистрация параметров потока в контрольных сечениях отсеков производилась с помощью пневмо- и термонасадков. Высокое качество опытной аппаратуры обеспечило измерение коэффициента полезного действия турбоагрегата с точностью около 0,15 %.

Следует отметить, что аэродинамической отработке турбинных отсеков ГТН необходимо уделять исключительно важное внимание, особенно в агрегатах большой мощности, где каждый процент повышения КПД турбомашины обеспечивает адекватный прирост эффективности двигателя.

С этой целью в лаборатории турбомашин БГТУ на динамическом воздушном экспериментальном стенде впервые были выполнены испытания совместной работы турбинной ступени со входным кольцевым патрубком газотурбонагнетателя (ГТН) судового двигателя большой мощности.

Объектом исследования служила турбинная ступень судового малооборотного дизеля типа ДКРН размерностью 80/160, выпускаемого Брянским машиностроительным заводом по лицензии фирмы «MAN Diesel A/S», обладающего мощ-

ностью в десятки тысяч киловатт при расходе газа через турбину около 4 кг/с. Геометрические параметры турбинной ступени составляли: $d/l = 7{,}0$ (при среднем диаметре рабочего колеса $d = 435$ мм), расчетные значения углов решеток на среднем диаметре $\alpha_{0p} = 84°$, $\alpha_{1p} = 17°36'$ и $\beta_{2p} = 20°$, степень реактивности $\rho = 0{,}35$. Исследования проводились при числах $M_{c1} = 0{,}35...0{,}45$ и $Re_{c1} = (3{,}5...4{,}0)\cdot 10^5$.

Испытаниям отсека входной патрубок–ступень ГТН предшествовали автономные аэродинамические исследования как входного патрубка на статическом стенде, так и турбинной ступени на экспериментальной установке при осевом равномерном подводе рабочего тела к модели. Сопоставление характеристик отдельных элементов отсека, полученных в изолированных условиях, с результатами испытаний блока входной патрубок–ступень ГТН, позволяет оценить взаимное влияние этих элементов при их совместной работе.

При исследовании турбинной ступени совместно с газовпускным трактом (рис. 1), который, как показали результаты экспериментов, оказывает на работу турбинного отсека большее влияние, чем выпускной патрубок, отмечено значительное отличие параметров потока на входе в решетку соплового аппарата от характера течения в этом сечении при испытании ступени в изолированных условиях. За счет окружной неравномерности газодинамических параметров многие каналы ступени работают на нерасчетных режимах, что снижает экономичность и надежность турбоагрегата. Определяющими факторами здесь являются форма проточной части входного патрубка, параметры энергоносителя и характеристики направляющего аппарата.

Условия входа в решетку соплового аппарата при наличии турбинного колеса и без него отличаются.

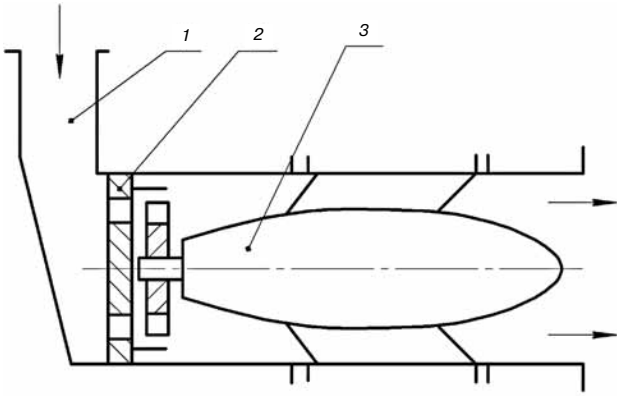


Рис. 1. Конструктивная схема опытного турбинного отсека ГТН:

1 — входной патрубок; *2* — модель турбинной ступени; *3* — нагрузочное устройство (индукторный тормоз)

Траверсированием потока перед сопловой решеткой в отсеке входной патрубок–ступень, в частности, установлено, что коэффициент неравномерности полного давления по окружности изменяется от +0,012 до −0,025, а статического составляет ±0,035.

Исследования показали, что вследствие одностороннего подвода газа углы атаки потока α_0 на лопатки соплового аппарата на среднем диаметре отклоняются от расчетных на величину ±50° (рис. 2, *а*), что вызывает нестационарность течений в направляющем аппарате. Несколько меньше углы входа потока изменяются в периферийных сечениях, но и диапазон их колебаний в отдельных зонах превышает 30–40°. Обнаруженные в опытах условия входа в решетку соплового аппарата являются источником значительных потерь энергии в турбине.

Таким образом, углы атаки потока на решетки соплового аппарата значительно отличаются от угла их установки. При этом наибольшие потери энергии наблюдаются в области натекания потока на вогнутую поверхность сопел (рис. 2, *б*).

Следовательно, снижение аэродинамических потерь в отсеке входной патрубок–ступень необходимо производить путем формирования сопловых каналов с учетом реального характера потока в газоподводящем тракте (при обеспечении безударного обтекания сопловых лопаток) посредством меридионального профилирования проточной части (с индивидуальным заданием угла установки профилей) или использовать при создании направляющего аппарата секторный под-

а)

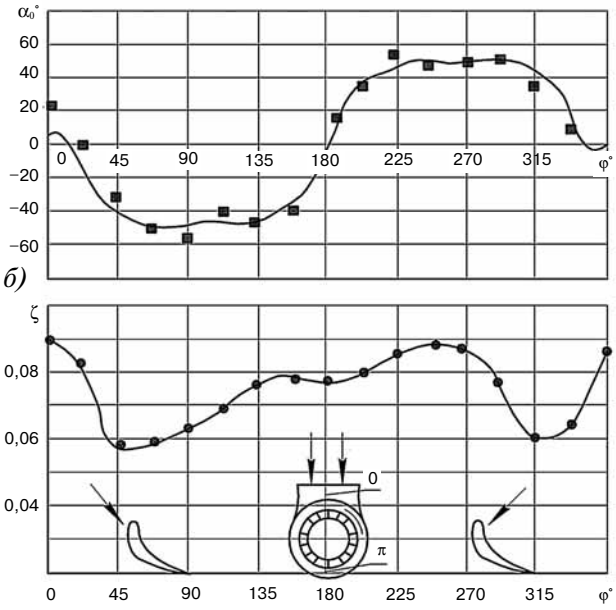


Рис. 2. Аэродинамические характеристики отсека входной патрубок–ступень:

а — углы входа потока в сопловой аппарат в окружном направлении; *б* — потери энергии за сопловым аппаратом

ход, который основан на незначительном окружном градиенте параметров газа.

Оценить эффективность такого конструктивного решения наименее трудоемко с помощью соплового аппарата (СА), выполненного из штампованных лопаток (пластин), профиль которых обеспечивает близкие к расчетным условия течения газа в каналах рабочих решеток.

На начальном этапе исследований опытного отсека мощного ГТН СА оснащались как аэродинамически совершенными профилями (спроектированными на основе газодинамических расчетов для осевого подвода рабочего тела) — исходная модель (ИМ), так и адекватными по форме плоскими пластинами с утоненной выходной кромкой — опытная модель (ОМ).

В последующем каждая из пластин варианта ОМ формировалась применительно к условиям, обеспечивающим безударное ее обтекание газом (в зависимости от области расположения лопатки на окружности выходного сечения газовпускного устройства, рис. 2, *а*) — усовершенствованная модель СА (УМ), что способствовало улучшению аэродинамических характеристик турбинного отсека и повышению вибрационной надежности облопачивания.

Результаты испытаний отсека входной патрубок–ступень представлены на рис. 3. Кривые *1* и *2* соответственно характеризуют работу ступени в изолированных условиях (без газовпускного устройства) при оборудовании СА профилями, спроектированными для условий осевого подвода потока. Как видно, оснащение СА плоскими пластинами (модель ОМ) вместо профилированных лопаток (модель ИМ) снижает экономичность ступени средней веерности на оптимальном режиме эксплуатации (примерно на 1,5 %) за счет ухудшения качества организации течения газа в каналах решеток.

Эффективность отсека входной патрубок–ступень, оборудованного решетками варианта ИМ, проиллюстрирована на рис. 3 кривой *4*. Зависимости *1* и *4* показывают, что КПД отсека в достаточно широком диапазоне режимов, близких к оптимальному, значительно ниже КПД изолированной ступени. Наибольшая разница составляет 3,2 % и вызвана, главным образом, потерями энергии в проточной части патрубка и дополнительными потерями в ступени, обусловленными асимметрией потока и нестационарностью течений в каналах сопловых и рабочих решеток при ее работе в отсеке.

Аэродинамические исследования также показали, что потери энергии в патрубке невелики и составляют около 2 % от общего теплового перепада. Как видно, суммарные энергетические потери в отсеке входной патрубок–ступень боль-

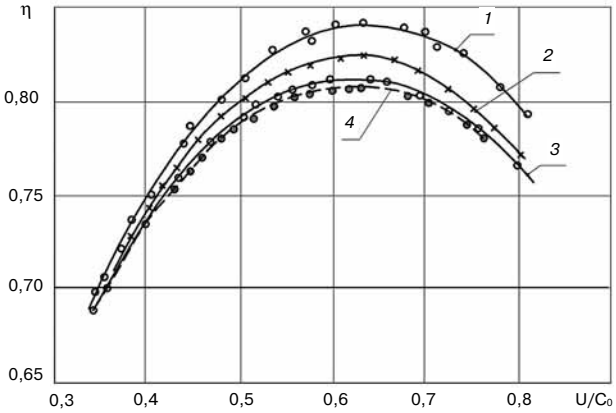


Рис. 3. Зависимости КПД турбинной ступени и отсека выходной патрубок–ступень от характерного параметра U/Co:

1 и *2* — изолированная ступень соответственно с сопловыми решетками моделей ИМ и ОМ; *3* и *4* — отсек входной патрубок–ступень соответственно с сопловыми решетками моделей УМ и ИМ

ше, чем сумма отдельных потерь в его элементах — газовпускном устройстве и турбинной ступени в автономных условиях. Следовательно, определяющим фактором здесь становится аэродинамическое взаимодействие отдельных звеньев отсека.

Так, траверсированием в межвенцевом зазоре турбинной ступени в отсеке обнаружена окружная деформация эпюр углов выхода потока из СА и степени реактивности, в сравнении с изолированными условиями ее работы. Наибольшая неравномерность параметров газа зафиксирована в области его подвода к рабочему венцу с положительными углами атаки на сопла.

Исследование структуры потока за рабочим колесом отсека показало, что его параметры на выходе из ступени достаточно равномерны, т. е. вносимая входным патрубком нестационарность

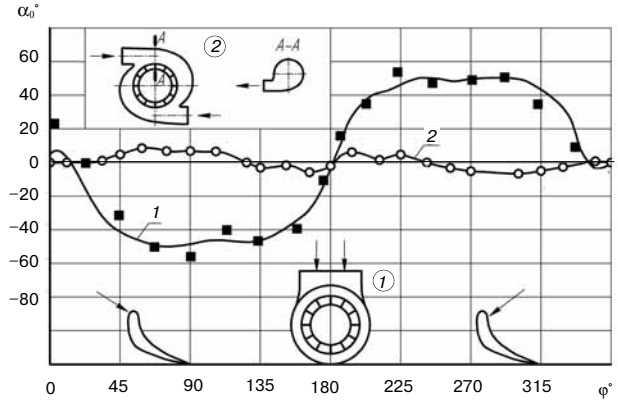


Рис. 4. Распределение по окружности углов входа потока в сопловой аппарат турбинной ступени при различной системе подвода газа в проточную часть:

1 — вариант газовпускного устройства с односторонним подводом; *2* — вариант газовпускного устройства с тангенциальным подводом

течений локализуется в пределах предвключенных лопаточных венцов.

Оборудование отсека входной патрубок–ступень сопловыми решетками модели УМ способствовало лучшей организации течения рабочего агента в каналах турбинной ступени, что положительно сказалось на ее экономичности и вибрационных характеристиках облопачивания. Так, эффективность отсека УМ (даже при оснащении СА недостаточно аэродинамически совершенными — штампованными решетками) оказалась примерно на 0,5–0,6 % выше в сравнении с конструктивным вариантом ИМ (рис. 3, кривые *3* и *4*).

Таким образом, для повышения эффективности и надежности агрегатов наддува большой мощности следует сопловые каналы турбинной ступени профилировать с учетом области их расположения в газовпускном тракте и выполнять аэродинамически совершенной формы. Геометрические характеристики профилей СА определяются типоразмером газоподводящего устройства и параметрами отработавших газов двигателя.

Возможно и другое конструктивное решение рассматриваемой проблемы.

Снижение асимметрии течения рабочего тела на входе в турбинную ступень может быть достигнуто заменой в ГТН простейшего варианта входного устройства (с односторонним подводом теплоносителя), в выходном сечении которого неравномерность углов потока достигает ±0° (рис. 4, модель I), газоподводящим устройством с тангенциальным (двусторонним) впуском энергоносителя, оснащенным аэродинамически совершенным вариантом улитки (рис. 4, модель II), что обеспечит отклонение от расчетных значений углов натекания потока на входные кромки СА в пределах ±(6–8)°.

Следует отметить, что использование таких способов модернизации мощного ГТН практически не отразится на общем уровне реакции ступени, а потому осевое давление на ротор сохранится неизменным.

Оба предлагаемых варианта конструктивной модели турбонагнетателей позволят повысить их эксплуатационную надежность за счет снижения вибрационных нагрузок на лопаточный венец рабочего колеса и повысить КПД турбины на 1,5–2 %, что, соответственно, существенно сократит удельный расход топлива мощного судового дизеля.

Литература

1. *Гоголев И.Г., Дроконов А.М.* Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин. — Брянск : Изд-во «Грани». 1995. — 258 с.

НА ДВИГАТЕЛЕСТРОИТЕЛЬНЫХ ЗАВОДАХ РОССИИ

НОВОСТИ ОАО «Звезда»

3 марта 2009 г. в ОАО «Звезда» поступили два новых высокопроизводительных обрабатывающих центра, приобретенных у японской станкостроительной корпорации «Yamazaki Mazak» в рамках соглашения о долгосрочном сотрудничестве.

Контракт на поставку оборудования был заключен в прошлом году на общую сумму более 500 000 евро. Новые высокопроизводительные центры предназначены для токарной обработки как деталей собственной номенклатуры продукции (различные элементы дизельных двигателей), так и для расширения объема заказов на механообработку от других компаний.

В начале 2009 г. ОАО «Звезда» приняло новую стратегию развития на период до 2015 г., в соответствии с которой предприятие, сохраняя и развивая свою традиционную специализацию (дизелестроение), намерено расширить виды выполняемых работ за счет увеличения доли заказов на услуги в области своих ключевых технологических компетенций — литья и механообработки.

С 2004 г. ОАО «Звезда» активно развивает производственный комплекс с использованием наиболее современных мировых технологий машиностроения. Собственные инвестиции в развитие этого направления включают в себя как приобретение нового технологического оборудования, так и обустройство производственной инфраструктуры (капитальный ремонт объектов, оборудование цехов современными системами инфракрасного отопления). Каждый из ежегодно приобретаемых современных обрабатывающих центров заменяет десятки единиц устаревшего оборудования, некоторые не имеют аналогов в Северо-западном регионе. Парк высокопроизводительного оборудования на предприятии сегодня представлен станками немецких компаний «Boehringer» и «Deckel Maho Gildemeister», американской фирмы «Fadal» и японской корпорации «Yamazaki Mazak». Объем средств, ежегодно вкладываемых в развитие производства и инфраструктуры, оценивается примерно в 2 млн евро.

В 2009 г. ОАО «Звезда» планирует потратить на капитальные вложения и инвестиции более 180 млн руб. Из них 92,3 млн руб. пойдет на приобретение нового оборудования.

УДК 621.431.73, 55.42.31, 55.03.33

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ, СМАЗЫВАЕМЫХ МИКРОПОЛЯРНЫМИ ЖИДКОСТЯМИ

В.Н. Прокопьев, д.т.н., проф., Е. А. Задорожная, к.т.н., доц., В. Г. Караваев, к.т.н., доц.
Южно-Уральский государственный университет

Рассмотрена методика расчета гидромеханических характеристик (ГМХ) сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями. В основу положена теория течения микрополярных жидкостей Эрингена. Эффективная температура смазочного слоя подшипника конечной длины рассчитана из уравнения теплового баланса. Решены тестовые задачи и оценено влияние параметров микрополярных масел на ГМХ подшипников коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания.

В настоящее время благодаря развитию нанотехнологий появились порошкообразные присадки, введение которых в масла существенно улучшает ГМХ сложнонагруженных подшипников скольжения. Масла с такими присадками представляют собой смеси, состоящие из беспорядочно ориентированных микрочастиц (молекул), взвешенных в вязкой жидкости. ГМХ подшипников, у которых толщина смазочного зазора сравнима с размерами микрочастиц, не могут быть рассчитаны на основе ньютоновского реологического закона.

Для моделирования процесса смазки подшипников скольжения маслами, содержащими порошкообразные присадки, Эринген [1] первым предложил пренебречь деформацией микрочастиц и ввел понятие «микрополярных жидкостей» — особых сред, состоящих из беспорядочно ориентированных твердых микрочастиц, взвешенных в движущейся вязкой жидкости и обладающих собственным вращательным движением. В результате наложения движений микрополярные жидкости приобретают неньютоновские свойства.

На основе модели Эрингена получены некоторые результаты, позволяющие дать качественное объяснение эффектов, наблюдаемых при введении порошкообразных присадок в масла в частных случаях нагруженния подшипников: статическом [2, 3, 8] и синусоидальном [4, 5].

В.Н. Прокопьев [6, 7] впервые рассмотрел задачу динамики радиального подшипника с микрополярной смазкой, нагруженного внешними силами, меняющимися по модулю и направлению. Концепция, которой придерживался автор, основана на том, что ГМХ сложнонагруженного подшипника следует находить в процессе расчета траектории (орбиты) движения центра цапфы, распределение гидродинамических давлений в смазочном слое определять интегрированием модифицированного уравнения Рейнольдса на основе теории «короткого» подшипника.

Во всех упомянутых работах практические результаты получены на основе интегрирования уравнения Рейнольдса для давлений в изотермической постановке. Тепловые процессы, происходящие в системе цапфа–смазочный слой–втулка, не рассматривались и ГМХ рассчитывались для некоторых произвольно выбранных значений эффективных (среднеинтегральных) температур смазочного слоя, что снижает достоверность полученных результатов.

Пытаясь уточнить модель, авторы работы [9] сформулировали термогидродинамическую задачу смазки радиального сложнонагруженного подшипника с идеальной геометрией смазочного зазора с учетом явления кавитации смазочного слоя и его теплообмена с поверхностями подшипника. Однако практические результаты получены ими только для случая статического нагружения подшипника.

Авторами настоящей работы накоплен значительный опыт расчета сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых обычными ньютоновскими и простыми неньютоновскими маслами, в том числе подшипников конечной длины с неидеальной геометрией, с учетом кавитации смазочного слоя и его переменной от цикла к циклу эффективной температуры [7, 10–13].

Основная концепция, которой придерживаются авторы, сводится к тому, что применение микрополярных масел для смазки подшипников поршневых и роторных машин способствует улучшению большинства ГМХ подшипников только в случае, когда параметры микрополярности подобраны правильно. Вторая концепция состоит в том, что методология расчета ГМХ подшипников, смазываемых микрополярными жидкостями, должна опираться на возможно более

точные и многократно проверенные математические модели и опыт, приобретенный при расчете подшипников, смазываемых ньютоновскими и простыми неньютоновскими маслами.

Здесь представлена в кратком изложении методика расчета ГМХ радиального сложнонагруженного подшипника конечной длины, смазываемого микрополярной жидкостью. Неизотермичность течения смазки учитывается введением понятия эффективной температуры смазочного слоя, значения которой корректируются в процессе расчета ГМХ. Приведены примеры расчета ГМХ шатунного подшипника ДВС.

Уравнение для гидродинамических давлений в смазочном слое микрополярной жидкости, разделяющем произвольно движущиеся поверхности

Проблематику теории сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых микрополярной жидкостью, можно охарактеризовать совокупностью методов решения четырех взаимосвязанных задач расчета:

— поля гидродинамических давлений в смазочном слое, разделяющем поверхности цапфы и втулки, при произвольном законе их относительного движения;

— траектории движения центра цапфы;

— эффективной температуры смазочного слоя, определяемой из равенства за некоторый период нагружения теплоты, рассеянной в смазочном слое и отведенной из подшипника смазкой, вытекающей в его торцы;

— интегральных ГМХ подшипников.

Твердая частица смазки в элементарном объеме тонкого смазочного слоя микрополярной жидкости, заключенного между двумя поверхностями S_1, S_2 произвольной формы, движется поступательно со скоростью $\vec{V}(V_x, V_y, V_z)$ и вращается с угловой скоростью $\vec{\omega}(\omega_x, 0, \omega_z)$.

Здесь $\vec{V}$, V_y, V_z, $\vec{\omega}$, ω_z — компоненты векторов V и ω в декартовой системе координат O_{xyz}, оси O_x и O_z которой располагаются на неподвижной поверхности S_0, а ось O_y направлена по нормали к ней.

Для получения уравнения, описывающего распределение гидродинамических давлений в смазочном слое микрополярной жидкости (модифицированного уравнения Рейнольдса или Элрода), необходимо проинтегрировать систему дифференциальных уравнений, составленных на основе теорем (законов сохранения) об изменении количества движения и момента количества движения. Используя обычные упрощающие допущения гидродинамической теории смазки и учитывая малые величины производных от угловой скорости по координатам x, z по сравнению с производной по y, эти уравнения запишем в виде [8]:

$$\begin{aligned}
&\frac{1}{2}\frac{\partial}{\partial y}\left[(2\mu+\mu_1)\frac{\partial V_x}{\partial y}\right]+\frac{\partial(\mu_1\omega_z)}{\partial y}=\frac{\partial p}{\partial x};\\
&\frac{1}{2}\frac{\partial}{\partial y}\left[(2\mu+\mu_1)\frac{\partial V_z}{\partial y}\right]-\frac{\partial(\mu_1\omega_x)}{\partial y}=\frac{\partial p}{\partial z};\\
&\frac{\partial}{\partial y}\left(\gamma\frac{\partial\omega_z}{\partial y}\right)-\mu_1\frac{\partial V_x}{\partial y}-2\mu_1\omega_z=0;\\
&\frac{\partial}{\partial y}\left(\gamma\frac{\partial\omega_x}{\partial y}\right)+\mu_1\frac{\partial V_z}{\partial y}-2\mu_1\omega_x=0,
\end{aligned} \qquad (1)$$

где p — гидродинамическое давление в точке с координатами x, y, z; $\mu = \mu(x, y, z)$ — коэффициент динамической вязкости ньютоновской смазки, в которую вводятся порошкообразные присадки, зависящий от температуры $T = T(x, y, z)$ смазочного слоя; $\mu_1 = \mu_1(x, y, z)$, $\gamma = \gamma(x, y, z)$ — некоторые параметры.

Таким образом, микрополярная жидкость характеризуется тремя физическими константами μ, μ_1, γ, в отличие от ньютоновской жидкости, у которой лишь одна константа μ. Параметр μ_1 имеет размерность вязкости. Поскольку он проявляется в результате учета микровращений, естественно, что его называют коэффициентом вязкости при вращательном движении (коэффициентом вихревой вязкости): он характеризует сопротивление вращательному движению подобно тому, как коэффициент μ характеризует сопротивление поступательному движению. Коэффициент γ имеет размерность $[l^2][\mu]$, и с его помощью составляется параметр длины $l = \sqrt{\gamma/4\mu}$, характеризующий размеры молекул смазочной жидкости.

С помощью коэффициента μ_1 и параметра l можно рассчитать так называемые параметры микрополярности [4, 5]

$$N = \left(\frac{\mu_1}{2\mu+\mu_1}\right)^{1/2};\ L = \frac{h_0}{l}, \qquad (2)$$

где h_0 — характерная толщина смазочного слоя.

Очевидно, что микрочастицы должны свободно проходить через минимальный зазор в подшипнике, то есть $l \le h_{\min}$. Поэтому в расчетах примем, что l изменяется в пределах $(0{,}05...0{,}2)\Delta$, где Δ — номинальный радиальный зазор подшипника.

Так как величина коэффициента μ_1 может быть получена лишь на основе экспериментальных исследований, проведение которых авторы запланировали, параметр N в расчетах примем равным значениям из работы [7].

Обозначив плотность смазки через $\rho = \rho(x, y, t)$, добавим к уравнениям (1) известное уравнение неразрывности в виде:

$$\frac{\partial\rho}{\partial t}+\frac{\partial}{\partial x}(\rho V_x)+\frac{\partial}{\partial y}(\rho V_y)+\frac{\partial}{\partial z}(\rho V_z)=0, \qquad (3)$$

где t — время.

Считая, что на границах $y = 0$, $y = h$ вращение частиц смазочного материала отсутствует, граничные условия для скоростей запишем в виде

$$\begin{cases} y = 0 : V_x = V_{1x}, V_y = V_{1y}, V_z = 0, \omega_x = \omega_z = 0; \\ y = h : V_x = V_{2x}, V_y = V_{2y}, V_z = 0, \ \omega_x = \omega_z = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где h — толщина смазочного слоя; V_{1x}, V_{2x}, V_{1y}, V_{2y} — проекции скоростей V_1 и V_2 поверхностей S_1 и S_2 на оси x, y, z.

Интегрируя систему уравнений (1) для случая, когда температура и параметры μ_1, γ поперек смазочного слоя не меняются, получаем компоненты скоростей V_x, V_z, ω_x, ω_z и их градиенты [6, 9]

$$\frac{\partial V_x}{\partial y}, \frac{\partial V_z}{\partial y}, \frac{\partial \omega_x}{\partial y}, \frac{\partial \omega_z}{\partial y}.$$

Объемные расходы смазки через сечения единичной протяженности в направлении координат x и z равны:

$$q_x = \int_0^h V_x dy = -\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial x} \cdot f(N,l,h) + \frac{V_{1x} + V_{2x}}{2} h; \quad (5)$$

$$q_z = \int_0^h V_z dy = -\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial z} \cdot f(N,l,h), \quad (6)$$

где обозначено

$$f(N,l,h) = 1 + \frac{12l^2}{h^2} - \frac{6Nl}{h}\operatorname{ct} h\left(\frac{Nh}{2l}\right).$$

Интегрируя уравнение неразрывности (3) по координате y в пределах толщины смазочного слоя с учетом равенств (5, 6), получаем обобщенное уравнение Рейнольдса для гидродинамических давлений в тонком слое, модифицированное для микрополярной жидкости

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\rho\frac{h^3}{12\mu} \cdot f(N,l,h)\frac{\partial p}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\rho\frac{h^3}{12\mu} \cdot f(N,l,h)\frac{\partial p}{\partial z}\right] = \\ = \frac{\partial}{\partial x}\left[\rho\left(\frac{V_{1x} + V_{2x}}{2}\right)h\right] + \frac{\partial}{\partial t}(\rho h). \quad (7)$$

В случае радиального круглоцилиндрического подшипника (рис. 1), состоящего из втулки и цапфы, радиусы которых r_1 и r_2, а угловые скорости вращения ω_1 и ω_2, положение центра цапфы характеризуется эксцентриситетом e и углом δ, отсчитываемым от полярной оси O_1n, которая закреплена на втулке. Центр втулки неподвижен, а центр цапфы движется с относительной скоростью, составляющие которой на линию центров и направление, ей перпендикулярное, равны de/dt и $e \cdot d\delta/dt$. В системе координат O_{xyz}, где ось O_x лежит в плоскости, на которую развертывается внутренняя поверхность S_1 втулки, а ось O_y направлена по нормали к поверхности, толщина

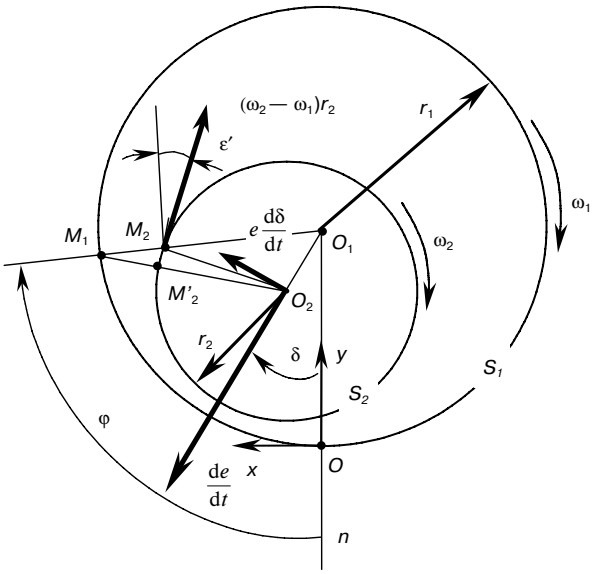


Рис. 1. Схема радиальной опоры

смазочного слоя определяется с обычной степенью приближения формулой

$$h = h^*(\varphi) - e\cos(\varphi - \delta), \quad (8)$$

где $h^*(\varphi) = [r_1(\varphi) - r_2]$ — толщина смазочного слоя при центральном положении шипа; φ — угловая координата.

У рассматриваемого здесь подшипника с идеальной геометрией смазочного слоя, когда $r_1 = r = \text{const}$, $h^* = \Delta$.

Введем ньютоновскую эффективную вязкость $\mu_э$, соответствующую эффективной температуре смазочного слоя $T_э^*$, значение которой рассчитывается из уравнения теплового баланса для смазочного слоя в целом. Это уравнение отражает равенство средних за цикл $t_ц$ количеств теплоты, рассеиваемой в смазочном слое и отводимой смазкой, вытекающей в торцы подшипника [7].

Для радиального круглоцилиндрического подшипника с изотермически протекающим процессом микрополярной смазки уравнение (7) принимает вид

$$\frac{\partial}{\partial\varphi}\left[\frac{1}{12\bar{\mu}_э}\bar{\rho}\bar{h}^3 \cdot K(N,L,\bar{h})\frac{\partial\bar{p}}{\partial\varphi}\right] + \\ + \frac{1}{a^2}\frac{\partial}{\partial\bar{z}}\left[\frac{1}{12\bar{\mu}_э}\bar{\rho}\bar{h}^3 \cdot K(N,L,\bar{h})\frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{z}}\right] = \\ = \frac{\partial}{\partial\varphi}\left[\bar{\rho}\frac{\bar{\omega}_{21}}{2}\bar{h}\right] + \frac{\partial}{\partial\bar{t}}(\bar{\rho}\bar{h}), \quad (8)$$

где $\bar{z} = 2z/B$, $-1 < \bar{z} < 1$, $a = B/2r$, B — ширина подшипника; $\bar{h} = h/\Delta$; $\bar{t} = \omega_0 t$, $\bar{\mu}_э = \mu_э/\mu_0$, ω_0, μ_0 — характерные угловая скорость цапфы, вязкость; $\bar{\omega}_{21} = (\omega_2 - \omega_1)/\omega_0$; $\bar{h} = h/\Delta = 1 - \chi\cos(\varphi - \delta)$, $\chi = e/\Delta$, $\chi = \partial\chi/\partial t$, $\delta = \partial\delta/\partial t$; $\bar{p} = (p - p_a)\psi^2/\mu_0\omega_0$, $\bar{\rho} = \rho/\rho_0$, ρ_0, p_a — характерная плотность смазки, атмосферное давление; $K(N, L, \bar{h}) = 1 + 12(1/L\,\bar{h})^2 - 6N/Lh \cdot \operatorname{ct} h(N\,L\,\bar{h}/2)$, $L = \Delta/l$.

Расход смазки, потери на трение

Объемный расход смазки через сечение $\bar{z} =$ $=$ const в направлении оси O_z для подшипника с полным охватом цапфы определяется как

$$Q_z = -r\int_0^{2\pi} q_z \mathrm{d}\varphi. \qquad (9)$$

Объемный суммарный расход в торцы подшипника с учетом выражения (6), составит

$$Q = -r\int_0^{2\pi} \frac{h^3}{6\mu_э}\frac{\partial p}{\partial z} f(N,l,h)\Big|_{z=B/2} \mathrm{d}\varphi. \qquad (10)$$

Плотность распределения мощности сил трения, обусловленных касательными напряжениями сдвига (диссипативная функция), для случая течения микрополярной жидкости определяется выражением [9]

$$Д = \frac{\mu_э}{1-N^2}\left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial y}\right)^2\right] - \qquad (11)$$

$$-\frac{4\mu_э N^2}{1-N^2}\left[\frac{\partial V_z}{\partial y}\omega_x - \frac{\partial V_x}{\partial y}\omega_z - \left(\omega_x^2+\omega_z^2\right)\right] + 4l^2\mu_э\left[\left(\frac{\partial \omega_x}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial \omega_z}{\partial y}\right)^2\right].$$

Потери на трение определяются интегрированием функции (11) по объему смазочного слоя:

$$N = r\iint_{\Omega^-}\theta\left[\int_0^h Д\mathrm{d}y\right]\mathrm{d}\varphi\mathrm{d}z, \qquad (12)$$

где θ – степень заполнения.

Для случая, когда поле давлений находится из уравнения Рейнольдса (8), $\theta = 1$. Интеграл берется по области $\Omega^- = \Omega - \Omega_s$, где Ω_s — область источников смазки.

Результаты расчета

Методики и алгоритмы расчета ГМХ подшипников с произвольной геометрией смазочного слоя реализованы в комплексе программ «Микрополярность» [12]. Исследование влияния параметров микрополярных жидкостей на динамику сложнонагруженных подшипников с идеальной геометрией смазочного слоя выполнены на примере расчета ГМХ шатунного подшипника коленчатого вала двигателя 4Т, производство которого организуется на ОАО «ЧТЗ-Уралтрак». Двигатель форсирован до максимальной мощности 250 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 2100 об/мин.

Расчетный годограф нагрузок, действующих на шатунный подшипник коленчатого вала этого двигателя, представлен на рис. 2, где цифры при точках обозначают углы поворота коленчатого вала от верхней мертвой точки такта впрыскивания. У этого двигателя диаметр подшипника $2r = 95$ мм, ширина $B = 32$ мм, масса вращающейся части шатуна $m_в = 3{,}54$ кг. Характерная толщина смазочного слоя при центральном положении цапфы h_0 принята равной среднему радиальному зазору $\Delta = 0{,}0515$, рассчитанному исходя из допустимых отклонений размеров цапфы и вкладыша. Результаты расчета сведены в таблицу и рис. 3–4.

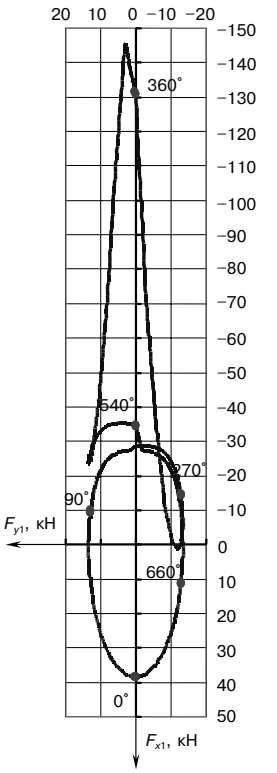


Рис. 2. Годограф нагрузок на шатунный подшипник двигателя 4Т

Цифры 2, 5, 7 на графиках соответствуют номерам вариантов расчета из таблицы.

Описание рассматриваемых ГМХ представлены в работе авторов [13].

Анализ результатов расчета показывает, что параметры микрополярности не изменяют принципиальный вид зависимостей ГМХ от угла поворота коленчатого вала.

При фиксированном параметре L с возрастанием N^2 (от 0 до 0,7) увеличивается как среднее, так и экстремальное значение толщины смазочного слоя. Максимальные гидродинамические давления в смазочном слое при этом снижаются. Потери мощности на трение в подшипнике возрастает на = 20 %, гидродинамические давления sup $p_{\max}$ снижаются. Среднеинтегральная температура смазочного слоя $T_э^*$ уменьшается при этом на 5–7 °С, а расход смазки через торцы подшипника увеличивается.

При L и N достигается предельный случай, то есть смазка теряет свойства микрополярности

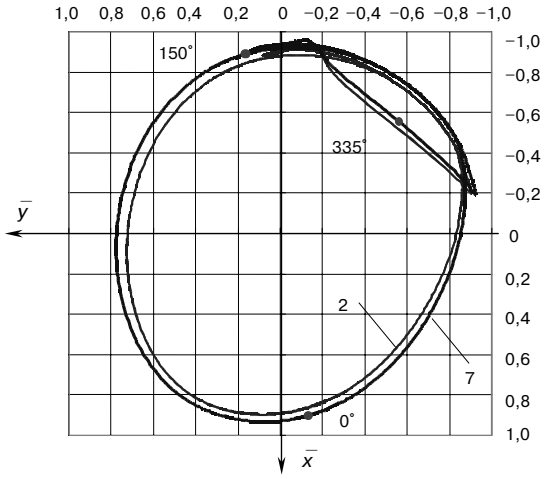


Рис. 3. Траектории движения центра цапфы шатунного подшипника

Гидромеханические характеристики шатунного подшипника двигателя 4Т

№	Характеристики микрополярных жидкостей		Гидромеханические характеристики подшипников							
	L	N^2	$\inf h_{min}$, мкм	α_h, град	h^*_{min}, мкм	$\sup p_{max}$, МПа	N^*, Вт	Q_M^*, кг/с	$T_э^*$, °С	α_h=2,5, %
					$T_{вх}$ = 90 °С, $p_{вх}$ = 0,5 МПа					
1	10	0,3	2,42	390	5,20	306,3	648,6	0,020	106,6	2
2	10	0,5	2,97	400	6,00	287,4	694,8	0,020	108,4	0
3	10	0,7	3,93	398	7,23	265,8	734,6	0,019	110,3	0
4	5	0,5	2,94	397	5,69	285,4	730,1	0,019	110,4	0
5	20	0,5	2,94	396	5,83	293,6	653,4	0,020	106,7	0
6	$\to \infty$	$\to 0$	1,88	394	4,34	335,8	569,5	0,022	103,4	12
7	Ньютоновская жидкость		1,88	394	4,34	335,8	569,5	0,022	103,4	12
					$T_{вх}$ = 80 °С, $p_{вх}$ = 0,5 МПа					
1	10	0,3	2,72	391	5,62	294,2	709,8	0,019	99,57	0
2	10	0,5	3,30	391	6,46	276,2	757,9	0,018	101,6	0
3	10	0,7	4,36	392	7,76	258,5	791,9	0,017	103,6	0
4	5	0,5	3,25	392	6,44	273,7	796,1	0,017	103,8	0
5	20	0,5	3,27	391	5,27	283,2	710,0	0,019	99,6	0
6	$\to \infty$	$\to 0$	2,19	389	4,84	316,1	640,9	0,020	96,6	3,6
7	Ньютоновская жидкость		2,19	389	4,84	316,1	640,9	0,020	96,6	3,6

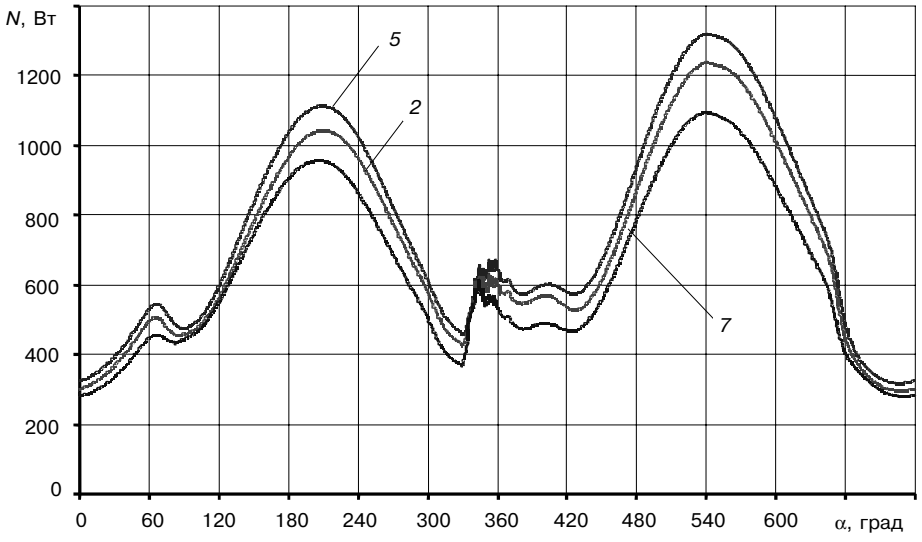


Рис. 4. Зависимость потерь мощности на трение

и становится ньютоновской. Это подтверждается полным совпадением результатов расчетов № 6 и № 7 (см. таблицу). Следовательно, при очень малом характерном размере микрочастиц, содержащихся в смазочном материале, они не вносят в механизм смазки неньютоновских свойств.

При увеличении температуры подачи смазки в подшипниковый узел (см. таблицу) наблюдается снижение толщины смазочного слоя, которая для некоторых вариантов расчета становится меньше 2 мкм. Потери на трение при этом уменьшаются на 10–12 %.

Отметим, что результаты расчета ГМХ сложнонагруженных подшипников конечной длины получены впервые. При этом поле давлений в смазочном слое находилось интегрированием уравнения Рейнольдса (8) при граничных условиях Свифта–Штибера с использованием высокоэффективных алгоритмов, ранее разработанных авторами.

Остаются актуальными задачи расчета ГМХ подшипников, смазываемых микрополярными жидкостями, с учетом произвольной геометрии смазочного слоя, деформаций поверхностей втулки подшипника, кавитации.

Естественно, что полученные результаты окажутся ценными для практики только в случае экспериментального обоснования величины параметров микрополярности N и L.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (проект 07-08-00554).

Литература

1. *Eringen A. C.* Theory of micropolar fluids // J. Math. Mech, Vol. 16, 1966, — P. 1–18.

2. *Аллен, Клайн.* Теория смазки для микрополярных жидкостей // Прикладная механика. — М. : Мир. — 1971. — № 3. — С. 67–71.

3. *Пракаш, Кристенсен.* Микроконтинуальная теория входной области упругогидродинамических контактов // ASME. — 1976. — С. 24–30.

4. *Пракаш, Синха.* Теория сдавливания пленок микрополярных жидкостей // Проблемы трения и смазки. — 1976. — № 1. — С. 147–153.

5. *Пракаш, Синха.* Циклическое сдавливание пленки в радиальных подшипниках с микрополярной смазкой // Проблемы трения и смазки. — 1976. — № 3.

— С. 67–73.

6. *Прокопьев В. Н., Анисимова Н. В.* Динамика радиальных опор скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями // Техническая эксплуатация, надежность и совершенствование автомобилей: Науч. тр. / ЧПИ. — 1982. — № 276. — С. 48–65.

7. *Прокопьев В.Н.* Прикладная теория и методы расчета гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения. Дис. ... докт. техн. наук. — Челябинск : ЧПИ. — 1985. — 455 с.

8. *Типей.* Анализ смазки подшипников микрополярными жидкостями и его применение к коротким подшипникам // Проблемы трения. — 1979. — Т. 101, — № 3. — С. 123–131.

9. *Xiao-Li Wang, Ke-Oin Zhu.* Numeric analysis of journal bearings lubricated with micropolar fluids including thermal and cavitating effects // J. Tribology International. — Vol. 39. — 2006. — P. 227–237.

10. *Прокопьев В.Н., Бояршинова А.К., Задорожная Е.А.* Динамика сложнонагруженного подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью // Проблемы машиностроения и надежности машин. — 2005. — № 6. — С. 108—114.

11. *Прокопьев В.Н., Караваев В.Г.* Термогидродинамическая задача смазки сложнонагруженных опор скольжения неньютоновскими жидкостями // Вестник ЮУрГУ. Серия Машиностроение. — 2003. — № 1 (17). — Вып. 3. — С. 56–66.

12. *Прокопьев В.Н., Караваев В.Г., Задорожная Е.А., Леванов И.Г., Чернейко С.В.* Комплекс программ анализа динамики и гидромеханических характеристик подшипников скольжения, смазываемых микрополярными жидкостями «Микрополярность». Отправлен на регистрацию в Федеральную службу по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, — 2009.

13. *Прокопьев В.Н., Задорожная Е.А., Леванов И.Г.* Влияние неньютоновских свойств масел на нагруженность шатунных подшипников коленчатого вала // Двигателестроение. — 2008. — № 3. — С. 40–42.

ПАМЯТИ В.Н. ПРОКОПЬЕВА

6 января 2009 г. на 70-м году жизни скоропостижно скончался заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета, доктор технических наук, профессор



Валерий Никифорович Прокопьев

В.Н. Прокопьев родился 13 марта 1939 г. в селе Половинное Курганской области. В 1960 г. он окончил ЧПИ по специальности «Автомобильный транспорт» и был распределен на Копейский авторемонтный завод, где работал мастером, инженером-технологом, начальником технического отдела. С 1962 г. продолжил работу в ЧПИ-ЮУрГУ. В 1965 г., окончив аспирантуру при Московском автомобильно-дорожном институте, защитил диссертацию. Вернулся на кафедру, где работал ассистентом, ст. преподавателем, доцентом, с 1976 г. — заведующим кафедрой «Автомобильный транспорт». Вел основные профилирующие курсы.

За годы работы в ЮУрГУ В.Н. Прокопьев воспитал целое поколение исследователей, инженеров, преподавателей. Его лекции и консультации с теплотой вспоминают выпускники прошлых лет и нынешние дипломники. Его требовательность к себе и другим и высочайшая работоспособность являлись примером для всех сотрудников и студентов кафедры.

Научные работы В.Н. Прокопьева были связаны с диагностикой технического состояния автомобилей и триботехникой. Он был первопроходцем в разработке первых диагностических стендов для автомобилей.

В 1986 г. В.Н. Прокопьев защитил докторскую диссертацию «Прикладная теория и методы расчета гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения», создав прочный фундамент для дальнейшего развития направления. В это же время он вошел в состав Научного Совета по трению и износу Академии наук СССР, а с 1988 г. — назначен научным руководителем вузовско-академической лаборатории «Триботехника», основными направлениями работы которой стали гидродинамические трибосопряжения и системы их смазки. Здесь проводились фундаментальные исследования в области нелинейной динамики жидкостных опор скольжения, теории течения смазки в тонких слоях, ограниченных упругими поверностями, газированных и неньютоновских смазок. Решались прикладные задачи по моделированию: подшипников скольжения многоопорных валов поршневых и роторных машин, динамики трибосопряжения поршень–цилиндр, опор быстроходных роторных машин, смазочных систем тепловых двигателей.

Под руководством В.Н. Прокопьева проводились Всесоюзные конференции и школы-семинары по новым методам расчета гидродинамических подшипников скольжения.

Результаты исследований отражены в 200 научных статьях, 10 авторских свидетельствах и патентах, докладах многих международных конференций в России, Греции, Югославии, Германии, Израиле, Великобритании, Австрии, США. За разработку диагностического оборудования он был отмечен золотыми (1978, 1983), серебряными (1977, 1982) и бронзовыми (1979, 1980) медалями ВДНХ СССР. Под его руководством защищено 20 кандидатских и 2 докторские диссертации. Он заслуженный работник высшей школы, почетный работник автомобильного транспорта, академик Российской академии транспорта, награжден орденом «За заслуги перед Отечеством».

Всю свою энергию и знания В.Н. Прокопьев отдавал Южно-Уральскому государственному университету, автотракторному факультету, кафедре. Жизнь его внезапно оборвалась на рабочем месте. Светлую память о Валерии Никифоровиче мы навсегда сохраним в наших сердцах.

Коллектив кафедры «Автомобильный транспорт» Южно-Уральского государственного университета
Сотрудники ООО ГСКБ «Трансдизель»

УДК 621.431.74.052.031.3

ВЛИЯНИЕ ПЛОЩАДИ СОПЛОВОГО АППАРАТА ГАЗОТУРБОНАГНЕТАТЕЛЯ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ГЛАВНОГО СУДОВОГО ДВИГАТЕЛЯ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Н.И. Николаев, к.т.н., проф., О.П. Гинда, аспирант, А.Н. Жук, аспирант
Морская государственная академия имени адмирала Ф.Ф.Ушакова

Приведены результаты экспериментального исследования влияния площади соплового аппарата газотурбонагнетателей типа VTR320 и VTR321 на технико-экономические показатели главных среднеоборотных двигателей 9TMS410 и 12V40/54A при работе на тяжелом топливе в зоне частичных нагрузок. Показано, что изменение площади соплового аппарата газотурбонагнетателей при эксплуатации главных среднеоборотных двигателей старой постройки на частичных нагрузках снижает расход топлива на 6,56 %.

Согласно статистике единой государственной системы информации об обстановке в мировом океане, в 2007 г. мировой транспортный флот насчитывает 42 872 судна (валовой вместимостью более 300 gross tonnage) со средним возрастом 19,1 год, а суда старше 25 лет составляют около 22 % мирового флота [1]. Главные двигатели (ГД) эксплуатируются на таких судах, как правило, на частичных нагрузках при значениях мощности 40–60 % от номинальной. Это обстоятельство обусловлено как возрастом судов, так и грузовой базой и регионом плавания. Работа ГД на тяжелом топливе в зоне частичных нагрузок сопровождается ухудшением качества сгорания топлива и высокой дымностью отработавших газов, что связано с ухудшением работы топливной аппартуры и нарушением режима воздухоснабжения. Увеличение цен на топливо приводит к тому, что следует изыскивать любые способы улучшения качества сгорания тяжелого топлива на частичных нагрузках, к которым можно отнести:

- поддержание в хорошем техническом состоянии деталей цилиндро-поршневой группы и топливной аппаратуры ГД;
- оптимизацию регулировок топливной аппаратуры;
- согласование расходных характеристик газотурбонагнетателя (ГТН) и двигателя и т. д.

Согласование расходных характеристик ГТН и двигателя при эксплуатации на частичных нагрузках возможно за счет изменения геометрии проточной части турбины и компрессора. Анализ опубликованных по теме исследования материалов показывает, что фирмы разработчики и изготовители ГТН, такие как ABB, «Caterpillar-MAK», MAN B&W предлагают для обеспечения высокого КПД ГТН использовать изменение площади проходного сечения соплового аппарата (СА). При работе на малых нагрузках используется СА с малым проходным сечением, а при переходе на полные нагрузки — используется СА с большими проходными сечениями. Для турбин радиального типа фирма MAK разработала конструкцию с двумя СА — один для работы на частичных нагрузках, а другой для работы на нагрузках от 80 % и выше. Оба сопловых аппарата размещаются в корпусе турбины и перемещаются пневматическим приводом в зависимости от изменения положения рейки топливных насосов [2].

Для осевых турбин серии TCA и радиальных турбин серии TCR фирма MAH B&W разработала конструкцию СА с регулируемой площадью проходного сечения в зависимости от нагрузки, получившей название «variable turbine area» (VTA) [3]. Положение лопаток в сопловом аппарате полностью контролируется и управляется электронной системой. Стендовые испытания показали, что КПД ГТН в этом случае имеет максимальное значение как в диапазоне частичных, так и в диапазоне полных нагрузок. В результате было достигнуто улучшение сгорания топлива на частичных нагрузках при работе на тяжелых топливах, увеличение крутящего момента и снижение расход топлива примерно на 5 %. К сожалению, в литературе отсутствуют рекомендации по изменению геометрических характеристик лопаточного диффузора ГТН для улучшения технико-экономических показателей двигателей при их эксплуатации на судах старой постройки. Таким образом, задача исследования влияния площади СА ГТН на эффективность работы двигателя на тяжелом топливе в зоне частичных нагрузок актуальна.

На четырехтактном среднеоборотном двигателе 12V40/54A фирмы MAH-Базан (номинальной мощностью 7500 э. л. с. при 450 об/мин), установленном на балкере возрастом 28 лет и дед-

вейтом 9262 т были проведены исследования влияния площади СА ГТН VTR321 (по данным фирмы ABB давление наддува до 3,50 бар и частота вращения ротора ГТН до 20 000 об/мин) на его технико-экономические характеристики. Режимы эксплуатации ГД обусловлены назначением судна и регионом плавания (порты Азово-Черноморского бассейна и Средиземноморские порты), и мощность двигателя в этих условиях составляет около 50 % от номинальной.

Расчет условий совместной работы ГТН и двигателя осуществлялся по алгоритму, разработанному на кафедре судовых тепловых двигателей МГА им. адмирала Ф.Ф. Ушакова. Данный расчет решает прямую задачу определения параметров течения рабочей среды при заданной конструкции ГТН в зависимости от режимных параметров двигателя, которые принимаются по эксплуатационным данным и некоторым обобщенным параметрам [4].

Цель расчет состоит в согласовании характеристик турбины и компрессора по условиям устойчивой работы ТК [5]. Система уравнений, описывающих движение рабочей среды в турбине и компрессоре, базируется на законах сохранения энергии, массы, уравнениях процессов и состояния.

Результаты расчета ГТН VTR321 двигателя 12V40/54A на эксплуатационном режиме, соответствующем частоте вращения двигателя 300 об/мин (47 % от номинальной мощности двигателя), приведены на рис. 1. Относительная

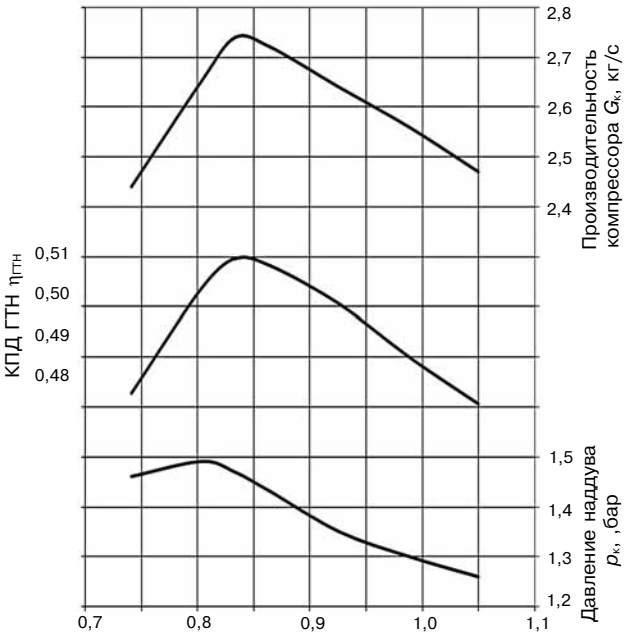


Рис. 1. Расчетные значения рабочих параметров газотурбонагнетателя VTR321 двигателя 12V40/54A в зависимости от относительной площади соплового аппарата

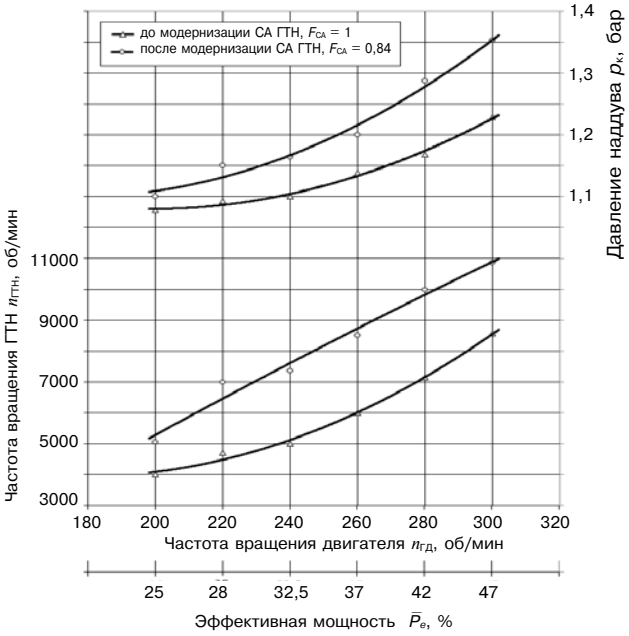


Рис. 2. Зависимость давления наддува и частоты вращения газотурбонагнетателя VTR 321 от нагрузки двигателя 12V40/54A

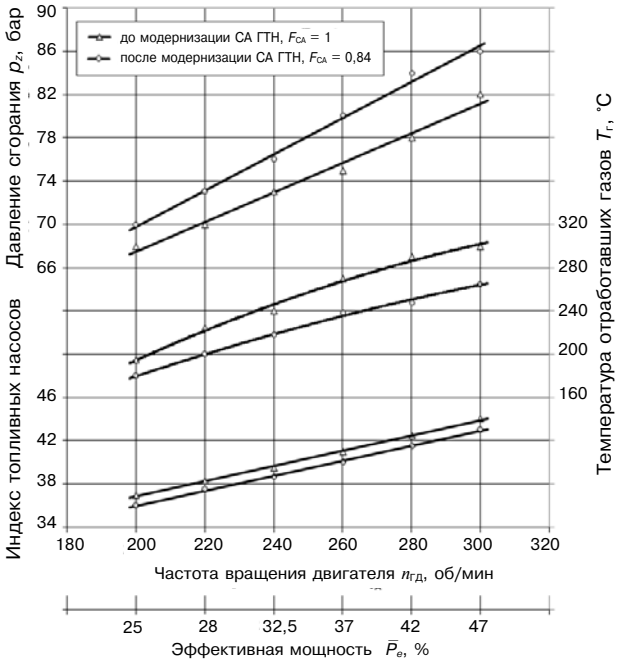


Рис. 3. Зависимость параметров работы двигателя 12V40/54A от нагрузки

площадь СА турбины: $\overline{F}_{CAi} = F_{CAi} / F_{CAисх}$, где $F_{CAисх}$ — значение площади СА, установленного на ГТН при постройке; F_{CAi} — значение площади СА, принимаемое в расчете.

Результаты расчета показывают, что на заданной нагрузке двигателя при значении площади СА $F_{CAi} = 0{,}84$ КПД ГТН, производительность и давление наддува компрессора принимают максимальные значения.

В соответствии с полученными результатами расчетов площадь СА турбины в период переборки ГТН была изменена за счет уменьшения проходного сечения межлопаточных каналов.

Результат экспериментального исследования двигателя 12V40/54A с модернизированным ГТН VTR321 при эксплуатации на частичных нагрузках показали (рис. 2, 3), что:

➢ частота вращения ротора ГТН, давление наддува и максимальное давление сгорания в цилиндре увеличились;

➢ средняя температура отработавших газов по цилиндрам и индекс топливных насосов уменьшились;

➢ эксплуатационный расход топлива снизился на 6,5 %. Годовая прибыль от экономии топлива после модернизации СА ГТН составила около 60 000 USD.

Отключение одного цилиндра ГД при работе на эксплуатационном режиме не привело к срыву работы компрессора ГТН. Это означает, что рабочие режимы ГТН VTR 321 на двигателе 12V40/54A находятся на достаточном удалении от зоны помпажа.

Среднеоборотный ГД проработал после модернизации СА ГТН на тяжелом топливе в зоне частичных нагрузок в течение 5000 ч; отказов и неисправностей не было.

Литература

1. Возрастная структура мирового транспортного флота. Российский портал единой государственной системы информации об обстановке в Мировом океане, 2007, www.morinforcenter.ru

2. *Возницкий И.В.* Современные судовые среднеоборотные двигатели. — СПб. : КСИ, 2005. — С. 147.

3. *David Tinsley.* Racking up engine performance / Shipping World & shipbuilding. Propulsion: turbochargers, 2007, June, — P.10−15.

4. *Жук А.Н.* Обобщение параметров работы газотурбонагнетателей судовых СОД. — Новороссийск : Сборник трудов сотрудников академии, 2008.

5. *Межерицкий А.Д.* Турбокомпрессоры систем наддува судовых дизелей. — Л. : Судостроение, 1986. — С. 248.

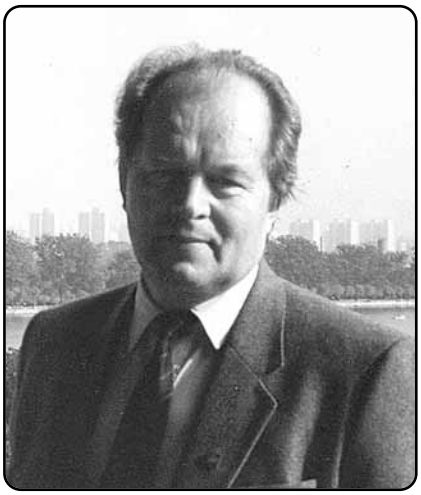
6. *Николаев Н.И., Савченко В.А.* Современное состояние и техническая эксплуатация турбонаддувочных агрегатов. — СПб. : Судостроение, 2005. — С. 113.

ПАМЯТИ В.Т. БОРДУКОВА

3 января 2009 г. незадолго до своего восьмидесятилетия ушел из жизни

Валентин Тимофеевич Бордуков,

бывший долгие годы директором Центрального научно-исследовательского дизельного института (ЦНИДИ), одним из создателей и главным редактором журнала «Двигателестроение»



После окончания Ленинградского кораблестроительного института В.Т. Бордуков был направлен по распределению в ЦНИДИ, где и проработал более 50 лет, пройдя трудовой путь от инженера до директора института.

Начало деловой и научной карьеры молодого инженера было связано с разработкой турбокомпрессоров и внедрением турбонаддува на двигателях транспортного и промышленного назначения. По этой актуальной тематике им была подготовлена и в 1962 г. успешно защищена кандидатская диссертация.

После назначения в 1965 г. В.Т. Бордукова на должность заместителя директора ЦНИДИ по научной работе область его научных и деловых интересов включала участие в разработке для отрасли двигателестроения специализированного производства агрегатов наддува, разработку перспективного типажа и постановку на производство новых типов двигателей, развитие лабораторной и экспериментальной базы ЦНИДИ, создание научно-технического журнала «Двигателестроение».

В.Т. Бордуков более двадцати лет возглавлял технические подкомитеты по дизелям в Международной организации по стандартизации (ИСО) и Международном совете по двигателестроению (СИМАК).

С 1990 г. В.Т Бордуков — директор ЦНИДИ, председатель диссертационного Совета по присуждению ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.04.02 «Тепловые двигатели», главный редактор журнала «Двигателестроение». За годы работы в ЦНИДИ им было подготовлено и опубликовано более ста научных трудов, получено более 20 авторских свидетельств и зарубежных патентов на изобретения.

Трудовая деятельность В.Т. Бордукова, была отмечена правительственными наградами: орденом Дружбы народов, семью медалями, в том числе «За оборону Ленинграда», а также почетными званиями: лауреат премии Совета Министров СССР, Заслуженный машиностроитель РФ.

Редакция жарнала «Двигателестроение» приносит свои соболезнования семье, друзьям и коллегам Валентина Тимофеевича Бордукова. Светлая ему память.

СИСТЕМЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ

Материал подготовил к.т.н. Г.В. Мельник

Одной из главных предпосылок технического прогресса является непрерывное совершенствование систем и средств измерений, и двигателестроение здесь не представляет исключения. Постоянно растущие требования к качеству двигателей и совершенствованию их технико-экономических и экологических характеристик вызывают необходимость поиска новых конструктивных и технологических решений, эффективность которых может быть проверена только при наличии адекватных средств измерения. Это относится не только к оборудованию испытательных стендов и лабораторных установок, но и к серийным изделиям, находящимся в эксплуатации. Здесь можно отметить несколько направлений: повышение точности измерений, повышение устойчивости измерительных приборов к внешним воздействиям, обеспечение более комфортных условий работы для операторов, интеграция средств измерения с информационно-вычислительными системами более высокого уровня, в том числе с использованием телекоммуникаций.

Совершенствование измерительной техники происходит как за счет использования новых физических принципов, так и за счет применения новых материалов и конструкций. Миниатюризация устройств позволяет использовать их там, где раньше установка датчиков была невозможна в силу их габаритов. Одним из главных направлений является дальнейшая компьютеризация измерений и подключение измерительных устройств к системам сбора и обработки данных, в том числе — через локальные сети и Интернет.

В этом выпуске представлены материалы, дающие представление о предлагаемых сегодня на рынке средствах измерения таких важных для двигателестроения параметрах, как скорость, температура, давление и перемещение.

СОВРЕМЕННАЯ СИСТЕМА ТЕЛЕМЕТРИИ

Последние достижения в области техники измерений позволяют сократить сроки разработок за счет эффективных средств измерения и записи параметров вращающихся деталей машин. Они могут быть использованы не только в составе испытательных стендов, но и при измерении параметров находящихся в эксплуатации полноразмерных паровых и газовых турбин, а также турбокомпрессоров.

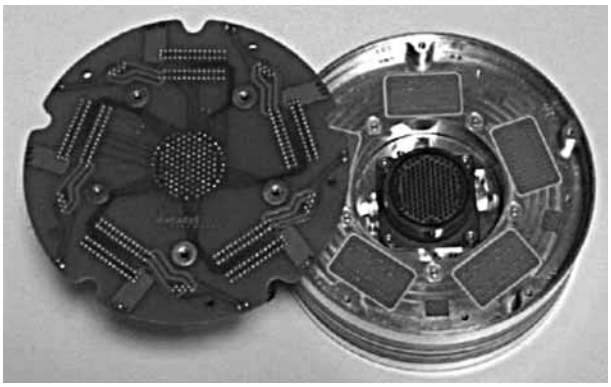
На протяжении многих лет для передачи показаний датчиков, установленных на вращающихся деталях турбомашин, использовались контактные кольца, подверженные сильному износу, или достаточно примитивные телеметрические системы. Однако сегодняшний уровень развития техники дает возможность использовать гораздо более совершенные средства телеметрии, намного опережающие традиционные решения в части надежности, точности и эргономичности.

К их числу относятся изделия немецкой компании «Datatel», Langenhagen, разработавшей новое поколение высокоскоростных цифровых многоканальных телеметрических систем, которые позволяют снимать и обрабатывать статические и динамические сигналы тензодатчиков, термопар и датчиков давления одновременно более чем по 600 каналам.

Основные области их применения — измерение вибрации турбинных лопаток, построение профилей статических и динамических значений давлений и температур промышленных и авиационных турбин и компрессоров, стенды для испытаний турбин, компрессоров, турбокомпрессоров и вентиляторов, а также замена устаревших измерительных систем с контактными кольцами.

По словам представителей фирмы, каждый сигнальный канал имеет полосу пропускания до 96 кГц (−3 дБ), обеспечивая высокую точность измерений и превосходное качество сигнала. Система включает в себя средства диагностики установленных на роторе датчиков, дающие возможность контролировать цепи датчиков, соединительных кабелей и всей системы в целом. Обеспечивается возможность регистрации с помощью приемника через сеть Ethernet большого количества параметров и управления различными процессами, такими как, например, включение и выключение тока возбуждения, переключение диапазонов регулирования тока возбуждения и динамическая калибровка шунтов. Обеспечивается также автоматическое определение разомкнутых и замкнутых контактов датчиков. Кроме того, существует возможность дистанционного управления измерительным контуром и задания диапазона измерений.

Наличие встроенной системы мониторинга температуры датчика и состояние цепи питания



Пример модуля передатчика в сборе с катушкой ротора−антенной, интерфейсом соединителя датчика и печатной платой

обеспечивает надежную работу системы телеметрии в самых тяжелых условиях — при температуре до 125°С и под воздействием больших ударных нагрузок. Специальный тензодатчик постоянного тока служит для автоматической компенсации погрешностей, вызываемых изменением сопротивления токоведущего провода датчика из-за колебаний температуры, что существенно повышает точность измерений.

В состав модуля передатчика входит специальный прочный соединитель для датчика, который значительно облегчает установку и подключение приборов с использованием печатных плат. Такой способ подключения, по словам представителей фирмы, намного сокращает время и стоимость установки системы и ввода ее в эксплуатацию.

Соответствующие приемники телеметрической системы имеют аналоговые выходы или цифровой интерфейс (высокоскоростная сеть Ethernet) для передачи данных измерений во внешние системы хранения и анализа данных. Новая возможность использования цифрового интерфейса способствует повышению точности измерений и экономии средств за счет того, что отпадает необходимость в аналогово-цифровых преобразователях выходных сигналов приемника и в соответствующих соединениях. Устройство может обрабатывать сигналы от 160 датчиков, в том числе от 80 тензодатчиков и такого же количества термопар; обработка сигналов происходит в стандартном 48-см кассетном блоке. С помощью дополнительных блоков общее число каналов может быть увеличено до 600.

Управление всеми функциями, настройками и автотестированием осуществляется через графический интерфейс пользователя (GUI) веб-браузера, взаимодействующего с приемником с помощью Ethernet-связи. Дистанционное управление телеметрической системой может осуществляться с любого персонального компьютера с помощью стандартных сетевых средств.

Компания производит все электронные и механические компоненты, в том числе нестандартные, необходимые для установки системы на исследуемом объекте. Особо подчеркивается возможность изготовления по спецификации заказчика модулей передатчиков и узлов катушка–антенна в сборе. Варианты исполнения — для торцевой установки и для установки с охватом вала. Таким образом, компоненты телеметрической системы не просто устанавливаются на машине, проходящей испытания, а становятся частью ее конструкции, что гарантирует их долгую и безотказную работу.

Data Measurement Advances Cut Schedules Diesel & Gas Turbine Worldwide, November 20

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ДАТЧИКИ ДАВЛЕНИЯ

Постоянное ужесточение экологических требований, регламентирующих допустимый уровень вредных выбросов, вынуждает производителей газовых турбин продолжать совершенствование систем сжигания обедненной рабочей смеси для снижения содержания окислов азота в отработавших газах.

Это связано с необходимостью повышения коэффициента избытка воздуха до предела, определяемого условиями устойчивости горения.

При этом система становится более чувствительной к значительными колебаниям давления и склонной к акустическому резонансу, сопровождаемому срывом или обратным ударом пламени, что может вызвать серьезные разрушения в самой системе и в последующих участках газового тракта. Кроме того, повышение КПД процесса связано с увеличением температуры сгорания, что еще больше осложняет задачу обеспечения стабильности факела.



Изделие под названием «Wave-Phire», разработанное британской фирмой «Oxsensis», является, по словам производителя, первым в мире серийным датчиком динамического давления, рассчитанным на температуру 1000 °С, и первым из серии датчиков, предназначенных для работы в условиях сверхвысоких температур и мощных электромагнитных помех, характерных для турбин.

Этот датчик — первый в ряду датчиков динамического давления серии «Wave-Phire DP», способных работать при температуре до 1000°С. Система была испытана на стендах и на полномасштабных газовых турбинах различных типов при температурах до 1000°С. По словам представителей фирмы, испытания подтвердили живучесть системы, повторяемость результатов и заявленную точность измерений. В ходе дальнейшего развития системы предполагается обеспечить необходимую динамическую и статическую точность измерений давления при размещении датчика в точках, где температуры намного превышают те, на которые рассчитаны датчики обычного типа.

Новая технология основана на применении сапфира, подвергнутого микромеханической обработке, чем обеспечивается возможность работы чувствительного элемента при высоких значениях давлений и температур в сочетании с экстремальными механическими и химическими воздействиями, характерными для газотурбинных установок. Поскольку предельно допустимая

температура чувствительного элемента фактически равна температуре сгорания (т. е. температуре на входе в газовую турбину), датчик может быть установлен в любом месте газовоздушного тракта. Это означает, что сапфировый датчик «Wave-Phire» может быть установлен непосредственно в камере сгорания, заподлицо с ее внутренней поверхностью, в отличие от обычных пьезоэлектрических датчиков, которые приходится устанавливать на некотором удалении от камеры или даже отдельно от турбины.

Преимущество датчика «Wave-Phire» по сравнению с обычными заключается не только в приближении точки измерения температуры к камере сгорания, но и в значительно более широкой полосе пропускания измерительного тракта. Ввиду отсутствия необходимости в длинных линиях передачи давления снимается проблема подстройки коэффициентов усиления на определенных частотах. Одновременно значительно снижается вероятность утечек в линиях передачи давления.

Кроме того, устранение запаздывания в передаче сигнала создает возможность использовать в системе несколько датчиков для определения фаз акустических волн. Еще одно преимущество состоит в том, что отпадает необходимость в использовании охлаждающего воздуха из магистрали отсоса или из технологической магистрали, что существенно упрощает систему.

Благодаря этому намного возрастет надежность исходных данных, используемых при проектировании газовых турбин.

Результаты измерений считываются через оптический интерфейс и направляются в специализированную систему сбора данных. Использование волоконной оптики также повышает устойчивости системы к электромагнитным помехам.

Датчики с соответствующими измерительными каналами могут быть использованы в составе фирменной системы технической диагностики «S-Phire»; благодаря этому пользователь получает возможность строить графики изменения параметров во времени (трендов) и задавать уставки срабатывания аварийно-предупредительной сигнализации. При этом к оператору поступает сигнал, заранее предупреждающий его о приближении систем к границе устойчивости, что позволит ему своевременно принять меры в части управления рабочим процессом двигателя и его технического обслуживания.

В будущем система опроса «i-Phire» позволит измерять не только динамическое, но одновременно и статическое давление, а также температуру среды в точке измерения, тем самым расширяя возможности повышения КПД двигателя и контроля его состояния.

Считывание сигнала динамического давления с датчика производится с помощью интерферометра Фабри–Перо.

Полоса пропускания системы — от 1 Гц до 100 кГц, сигнал на аналоговом выходе — ±7 В, с коэффициентом усиления 0,1, 1 или 10. Для передачи сигнала могут использоваться достаточно длинные оптоволоконные кабели, что позволит устанавливать блок обработки сигналов в отдельном помещении, например в зале, где находится щит управления. В состав блока входят схема автоматической компенсация изменения интенсивности света в оптоволоконных кабелях и система самодиагностики.

Фирма «Oxsensis» является одним из семнадцати участников HEATTOP — трехлетней программы развития новых технологий в области газотурбостроения стоимостью в 11 млн долларов, поддерживаемой Еврокомиссией. Среди участников программы — такие фирмы, как «Siemens» и «Rolls-Royce», а также Оксфордский и Кембриджский университеты.

NTough Emissions Targets Prompt Sensor Launch
Diesel & Gas Turbine Worldwide, October 2008
www.oxsensis.com/oxsensis-launches-i-phire-8.php

МИНИАТЮРНЫЕ ДАТЧИКИ ТЕМПЕРАТУРЫ

Датчики температуры швейцарской фирмы «Sawi Mess- und Regeltechnik», Winterthur, являются самыми миниатюрными в мире; по утверждению фирмы, им принадлежит мировое первенство не только по малым габаритам, но и по термостойкости. Семейство датчиков серии SW142X, которое не так давно было полностью переработано, включает в себя 10 конфигураций датчиков, рассчитанных на температуру до 700 °С. Корпус датчика и тонкий, но прочный кабель с оплеткой из нержавеющей стали, имеющий, как и корпус, диаметр всего лишь 1 мм, могут выдерживать длительное воздействие температуры до 400 °С. Оплетка кабеля обеспечивает не только его термостойкость, но и надежное экранирование. Согласно статистике, большинство отказов датчиков температуры происходит в цепи передачи сигнала, поэтому при создании датчиков серии SW142X особое внимание было уделено надежности проводки.

Датчики отличаются чрезвычайно высокими динамическими характеристиками, и могут выдерживать давление до 2000 кг/см^2, что обеспечивает им широкий диапазон применения, включая двигатели внутреннего сгорания.

Кроме того, разработаны варианты датчиков с меньшей степенью динамической изоляции, диаметром 0,6 и 1,0 мм, представляющие

собой модификации датчиков серии SW142X типов K и N. Каждый тип датчика может поставляться с обрабатываемым или необрабатываемым передним торцом чувствительного элемента.

New Line of Miniature Temperature Sensors Diesel & Gas Turbine Worldwide, October 2008

СЕНСОРНАЯ ПЛЕНКА ДЛЯ ИЗМЕРЕНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО ДАВЛЕНИЯ

В процессе проектирования нередко требуется определить величины и распределение давлений в сопряжении двух соприкасающихся или соударяющихся поверхностей. Для непосредственных измерений эти поверхности чаще всего оказываются недоступными.

Теперь проблема таких измерений может быть решена с помощью разработанной фирмой «Sensor Products Inc.» (Madison, New Jersey, U.S.A.) чувствительной пленки «Pressurex», которая помещается между контактирующими поверхностями и создает профиль распределения давления. Эта пленка оказалась незаменимой при проектировании, изготовлении и проверке таких элементов, как резьбовые соединения, разъемы, пакеты топливных ячеек, прокладки, соединения, полученные термической или ультразвуковой сваркой, радиаторы, жидкокристаллические и плазменные экраны, прессы, печатные платы, слоистые структуры и подложки микросхем, а также при исследовании ударных взаимодействий.

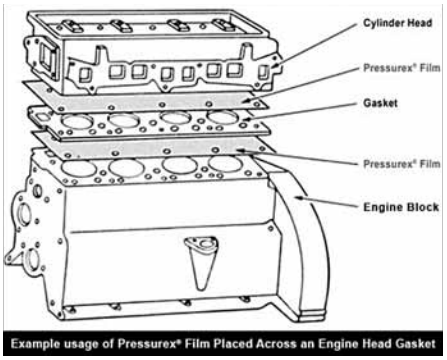
Pressurex представляет собой пленку из лавсана (майлара) толщиной 4, 8 или 20 тысячных дюйма (0,101, 0,202 и 0,508 мм соответственно) со слоем микрокапсул. Давление, приложенное к пленке, вызывает разрыв микрокапсул, при этом формируется картина распределения давления в области контакта. Интенсивность цвета зависит от величины давления. Более темные цвета соответствуют более высокому давлению.

Применение материала Pressurex совместно с прокладками и кольцевыми уплотнениями позволяет проследить, как поверхности соприкасаются и деформируются под влиянием напряжения, что дает возможность выявить дефекты уплотнения. В пневмо- и гидросистемах Pressurex может быть использован для диагностики имеющихся и потенциальных утечек в фитингах, соединителях и штуцерах.

Диапазон измерения давления зависит от толщины пленки, охватывая значения давления от 0,14 до 2960 бар (см. табл.).

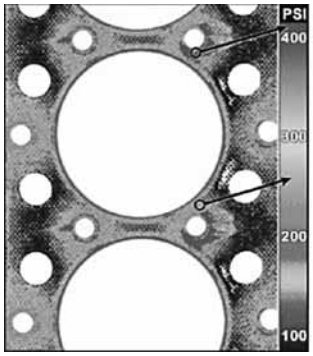
Пленка рассчитана на рабочую температуру от 5° до 35 °С при относительной влажности 20–90 %, и может облегать криволинейные поверхности. Пленка является расходным материалом одноразового использования (срок хранения — 2 года).

Тип пленки	Диапазон давления, кг/см²
Микро (показывает только относительное распределение давлений)	0,14–1,4
Для сверхнизкого давления	2–6
Для особо низкого давления	5–25
Для низкого давления	25–100
Для среднего давления	100–500
Для высокого давления	500–1300
Для сверхвысокого давления	984–3000



Example usage of Pressurex® Film Placed Across an Engine Head Gasket





Pressurex продается в виде тонких и гибких пластин и нарезается в соответствии с формой исследуемой поверхности. Пленка создает и запоминает цветовой профиль, существующий на момент приложения давления.

Количественно величину давления можно определить при помощи специальных калибровочных карт (color correlation chart), либо отсканировать и оценить с помощью оптической системы анализа изображений, предлагаемых фирмой.

Погрешность измерения при визуальном контроле составляет ±10 %, при использовании системы анализа изображений — ±2 %.

Making an Impact on Pressure Sensing Diesel and Gas Turbine Worldwide, October 2008

ИЗМЕРИТЕЛЬ ВИБРАЦИИ ДЛЯ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Фирма «Altronic, Inc.», Girard, Ohio разработала микропроцессорный измеритель вибрации газового двигателя, предназначенный для защиты двигателей, компрессоров и другого оборудования от выхода из строя из-за вибрации.

Измеритель вибрации Altronic Vibration Sensing Monitor (VSM) — это 32-разрядный прибор с монитором, получающий сигналы от четырех (VSM-400) или восьми (VSM-800) стандартных широкополосных пьезоэлектрических датчиков вибрации, в которых механическая вибрация

преобразуется в электрический сигнал. Уровень вибрации выводится на ЖК-дисплей и сравнивается с допустимым уровнем, задаваемым пользователем. Для каждого канала могут быть заданы два значения уставок.

В случае превышения предельно допустимого значения уровня вибрации на ЖК-дисплей выводится соответствующее сообщение, при этом срабатывают два выходных реле — предупредительного и аварийного сигналов.

Блок VSM с несколькими независимыми каналами может быть использован для измерения вибрации в различных точках конструкции, представляющих наибольший интерес. Можно, например, одновременно измерять уровни вибрации холодильника газового компрессора, каждого из блоков цилиндров двигателя и крейцкопфов компрессора; при этом параметры вибродатчиков подбираются в соответствии с местом установки. Все сигналы обрабатываются одним блоком VSM. Сигналы каждого канала через встроенный интерфейс RS-485 Modbus RTU или по сети могут передаваться в ПК/ПЛК в качестве параметров для диагностики общего технического состояния оборудования.

Управление конфигурацией устройства производится с передней панели с помощью клавиатуры либо с использованием встроенной терминальной программы VSM.

VSM размещается в алюминиевом корпусе 165 × 165 мм с эпоксидным покрытием, обеспечивающим надежную защиту в тяжелых условиях эксплуатации. Все внешние соединения осуществляются через усиленные разъемы типа Phoenix.

Vibration Sensing For Gaseous-Fueled Engines Diesel Progress North American Edition, November 2008

КЕРАМИЧЕСКИЕ ДАТЧИКИ ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ПРОМЫШЛЕННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ



Фирма «Kavlico» (Калифорния, США), являющаяся частью группы «Schneider Electric» и входящая в ее подразделение «Custom Sensors & Technologies» (CST), приступила к выпуску новых керамических емкостных датчиков давления, предназначенных для строительных и сельскохозяйственных машин массового производства.

Основная область применение — измерение давления картерных газов, смазочного масла, давления в системах отопления, вентиляции и кондиционирования, а также давления масла в автоматических трансмиссиях. Датчик, расположенный в латунном корпусе, отличается малыми габаритами и весом (40 г); основная погрешность в номинальном диапазоне температуры (от −30 до 100 °С) не превышает ±1 % от полного диапазона измерения, включая нелинейность, разброс показаний и гистерезис.

По словам представителей «Kavlico» датчики способны надежно работать при высоких значениях ударных нагрузок, электромагнитных помех и вибраций, характерных для специальных транспортных средств.

Диапазон измерения — от 0−1,3 бар до 0−34,47 бар. Питание датчиков осуществляется напряжением 5 В от регулируемого источника постоянного тока; выходной сигнал, пропорциональный давлению, снимается с выводов, конфигурируемых согласно спецификации заказчика. Датчики, рассчитанные на давления от 1,03 до 20,68 бар (максимальные значения), допускают тройную, а остальные — двойную перегрузку по давлению. В датчиках полностью скомпенсирован температурный дрейф, а по стабильности и параметрам EMI/EMC они соответствуют самым строгим требованиям. Большой выбор конфигураций электрических и пневматических соединений позволяет приспособить датчики к требованиям практически любого конкретного применения.

Помимо стандартных датчиков и преобразователей, «Kavlico» предлагает также нестандартные устройства, производимые по спецификациям заказчика. В частности, заказчик может выбрать конструкционные материалы, вид пневматического соединения, вид электрического соединения, диапазон давления и выходного сигнала, размеры и форму корпуса, а также другие критические рабочие параметры.

Области применения нестандартных устройств включают дизели, бензиновые и газовые двигатели, двигатели на альтернативных топливах и топливные элементы, используемые на шоссейных и внедорожных автомобилях, в строительных и специальных машинах, тепловозах, подъемно-транспортных машинах, различных автофургонах, сельскохозяйственных машинах, генераторах, в военной технике, в авиации и в судостроении.

Ceramic Pressure Sensors For Off-Highway OEMs Diesel Progress International September-October 2008

ЛАЗЕРНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ИСКРИВЛЕНИЯ КОЛЕНВАЛА

Немецкая фирма «Prueftechnik» разработала систему CSDcheck на основе лазера для определения искривления коленвалов крупных двигателей внутреннего сгорания и поршневых компрессоров.



В ней использован внутренний электронный инклинометр с лазерным излучателем и отражателем, которые крепятся на щеках коленвала с помощью магнитных фиксаторов (что позволяет выбрать наиболее удобное место крепления). Сначала в систему вводятся геометрические параметры двигателя. Следующий этап — фокусировка лазерного луча, после чего производится поворот коленвала и считывание значений искривления коленвала в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Считанные данные передаются в модуль Bluetooth, а оттуда — в блок обработки данных, в качестве которого может быть использован любой серийный мобильный телефон, в котором применена технология Java. Протокол испытаний сохраняется в формате HTML, впоследствии он может быть закачан в любой компьютер или ноутбук через порт USB.

Система очень компактна и не имеет ограничений, связанных с размерами машины и числом цилиндров. Она избавляет операторов от необходимости находиться в грязном и небезопасном пространстве картера во время измерения.

Laser System Measures Crankshaft Distortion Diesel and Gas Turbine Worldwide, July/August 2008

БЕСКОНТАКТНЫЕ ДАТЧИКИ НА ОСНОВЕ ЭФФЕКТА ПОВЕРХНОСТНОЙ АКУСТИЧЕСКОЙ ВОЛНЫ

«SenGenuity», подразделение фирмы «Vectron International», дополнило линейку своих изделий датчиком вязкости типа ViSmart, который теперь выпускается в виде ввертыша. Одновременно выпущены в продажу бесконтактный датчик температуры на основе эффекта поверхностной акустической волны (ПАВ) и автономный аналогово-цифровой выходной концентратор VisConnect. Датчик позволяет осуществлять постоянный контроль в реальном времени вязкости и температуры среды малой и средней вязкости. Он может поставляться с трубной резьбой 12,7 мм типа NPT или BPT.

Исполнение датчика в виде ввертыша существенно облегчает его использование в двигателях, трансмиссиях, картерах и баках. Датчик ViSmart, основанный на полупроводниковой технологии, не имеет движущихся частей, и, следовательно, устойчив к вибрациям и влиянию потока жидкости. Датчик не требует калибровки, выдерживает температуру до 18 °С, и, являясь полностью герметичным, может работать при полном погружении в жидкость. Его можно подключать к компьютеру или к пульту управления.

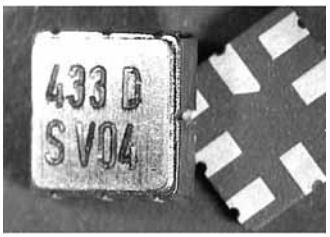


Бесконтактный датчик вязкости

Датчик удобно использовать в паре с передатчиком типа VisConnect. Последний представляет собой аналогово-цифровой выходной концентратор, с помощью которого осуществляется преобразование сигнала датчика в стандартный сигнал 4–20 мА и его передача. С выхода преобразователя VisConnect на блок управления постоянно передается информация о значениях вязкости и температуры среды, причем для этого не требуется никакого дополнительного оборудования.

Датчики с преобразователем могут использоваться как в лабораторных условиях, так и на действующем оборудовании.

Еще один новый продукт фирмы — датчик температуры на основе эффекта поверхностной акустической волны типа TFSS433D. Он обеспечивает непрерывное бесконтактное измерение температуры в реальном времени. Датчик отличается высокой точностью и может быть использован в составе дистанционных систем сбора и обработки информации.



Бесконтактный датчик температуры

TFSS433D — это полупроводниковый датчик, выпускаемый в виде стандартных ленточных чипов и использующий однопортовый ПАВ-резонатор, который работает на частоте 433, 786 МГц. Характеристика датчика (т. е. зависимость частоты от температуры) является линейной; он удовлетворяет требованиям стандартов DIN IEC 68 T2-27 по ударостойкости и DIN IEC 68 T2-6 — по вибростойкости.

В сочетании с антенной и дистанционной системой сбора и обработки информации датчик может быть использован в самых различных областях техники. Фирма продолжает работать над расширением температурного диапазона датчиков и сферы их применения.

Sensing New Options At SenGenuity Diesel Progress International Edition, October/November 2008