

<b>РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ</b>	<b>ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES</b>
<i>Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капиуков А.В.</i> Методика расчета герметичности газового стыка форсированного среднеоборотного дизеля	<b>3</b> <i>Chainov N.D., Krasnokutsky A.N. and Kapshukov A.V.</i> Analysis of a gas joint in a high-powered medium-speed diesel engine for leak-tightness
<i>Пацей П.С., Гальшеев Ю.В.</i> Влияние формы камеры сгорания и выпускных каналов на показатели газового двигателя	<b>8</b> <i>Patsey P.S. and Galyshev Yu.V.</i> Gas engine performance as a function of geometry of combustion chamber and outlet ducts
<b>ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ</b>	<b>ENVIRONMENTAL ISSUES</b>
<i>Лиханов В.А., Лопатин О.П.</i> Улучшение экологических показателей дизельных двигателей применением биотоплива	<b>13</b> <i>Likhanov V.A. and Lopatin O.P.</i> Biofuel as a means to improve diesel engine performance
<b>ИПИ-ТЕХНОЛОГИИ</b>	<b>CALS TECHNOLOGIES</b>
<i>Задорожная Е.А., Маслов А.П., Левцов М.В.</i> Методология формирования единого информационного пространства для создания силовых модулей на основе CALS/ИПИ технологий	<b>18</b> <i>Zadorozhnaya E.A., Maslov A.P. and Levtsov M.V.</i> Shaping of unified information space for the development of power modules, using CALS technologies
<b>ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ</b>	<b>MAINTENANCE AND REPAIR ISSUES</b>
<i>Сорокин В.А.</i> Проблемы реновации судовых ДВС	<b>24</b> <i>Sorokin V.A.</i> Renovation of marine diesel engines: issues
<i>Нечаев В.В., Головко К.В.</i> Метод оценки технического состояния цилиндропоршневой группы двигателя по величине давления газов в картере	<b>31</b> <i>Nechaev V.V. and Golovko K.V.</i> Crankcase gas pressure as an indicator of sleeve assembly soundness
<b>ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ</b>	<b>POWER PLANTS</b>
<i>Смирнов А.В., Бондарев А.В., Александров С.В.</i> Экспериментальные исследования сжигания твердого топлива в комбинированных установках энергоснабжения с активными котлами-утилизаторами	<b>35</b> <i>Smirnov A.V., Bondarev A.V. and Alexandrov S.V.</i> Experimental investigation of firing solid fuel in hybrid power plants featuring active waste heat boilers
<b>НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ</b>	<b>ENGINE BUILDING NEWS</b>
Нормирование вредных выбросов судовыми двигателями. Состояние и перспективы (материалы конгресса CIMAC-2016)	<b>40</b> Exhaust emissions from ships. Regulatory issues. Current situation and prospects (based on CIMAC-2016 papers)
<b>ИНФОРМАЦИЯ</b>	<b>INFORMATION</b>
Рефераты статей	<b>54</b> Synopsis
Перечень статей, опубликованных в журнале за 2018 год	<b>56</b> List of articles published in magazine for year 2018

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

## ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
А.Н. Кострыгин	<i>гл. конструктор</i>	<i>ОАО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
С.В. Хильченко	<i>техн. директор</i>	<i>ПАО «Звезда», Санкт-Петербург</i>
А.К. Лимонов	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО РУМО, Нижний Новгород</i>
Е.И. Бирюков	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО «Барнаултрансмаш», г. Барнаул</i>
В.М. Гребнев	<i>техн. директор</i>	<i>ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково</i>
А.С. Куликов	<i>гл. констр. по двиг.</i>	<i>ПАО КамАЗ, г. Набережные Челны</i>
В.И. Федышин	<i>директор</i>	<i>ООО МПЦ «Марине», Санкт-Петербург</i>
А.П. Маслов	<i>вед. инж.-конструктор</i>	<i>ООО «ЧТЗ-Уралтрак», г. Челябинск</i>
А.С. Калюнов	<i>начальник ИКЦ</i>	<i>ООО НЗТА, г. Ногинск</i>

## НИИ

Д.П. Ильющенко-Крылов	<i>гл. инженер</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	<i>I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург</i>
В.В. Альт	<i>рук. науч. направления</i>	<i>ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск</i>
Ю.А. Микутенко	<i>президент</i>	<i>НПХЦ «Миакрон-Нортон», Санкт-Петербург</i>

## ВУЗЫ

В.А. Марков	<i>зав. кафедрой Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
Н.Д. Чайнов	<i>проф. кафедры Э-2</i>	<i>МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва</i>
В.А. Рыжов	<i>проф. кафедры ТМС и САПР</i>	<i>КИ фил. МПУ, г. Коломна</i>
Ю.В. Галышев	<i>зав. кафедрой двигателей</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, ИЭТС, Санкт-Петербург</i>
М.И. Куколев	<i>проф. кафедры гидравлики</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, ИСИ, Санкт-Петербург</i>
О.К. Безюков	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.А. Иванченко	<i>зав. кафедрой ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
Л.В. Тузов	<i>проф. кафедры ТК СДВС</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
А.С. Пунда	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург</i>
В.К. Румб	<i>проф. кафедры ДВС и АСЭУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
А.В. Смирнов	<i>нач. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
В.О. Сайданов	<i>проф. кафедры Д и ТУ</i>	<i>ВИ(ИТ) ВА МТО, Санкт-Петербург</i>
А.А. Обозов	<i>профессор кафедры ТД</i>	<i>БГТУ, г. Брянск</i>
А.В. Разуваев	<i>профессор кафедры ЯЭ</i>	<i>БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ г. Балаково</i>

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

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

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

Дата включения в обновленный перечень ВАК — 29.05.2017.

### Группы научных специальностей:

05.02.00 — Машиностроение и машиноведение

05.04.00 — Энергетическое, металлургическое и химическое машиностроение

05.14.00 — Энергетика

Электронные версии журнала (2005–2018 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» ([www.elibrary.ru](http://www.elibrary.ru)) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

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

Сдано в набор 03.12.2018  
Подписано в печать 22.12.2018  
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.  
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7  
Зак. 44. Тираж 700 экз.  
Цена договорная

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

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

E-mail: [ecology@rdiesel.ru](mailto:ecology@rdiesel.ru)  
[www.rdiesel.ru](http://www.rdiesel.ru)

**ДВИГАТЕЛЕ  
СТРОЕНИЕ**

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

© Журнал «Двигателестроение». 2018. № 4 (274)

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА ГЕРМЕТИЧНОСТИ ГАЗОВОГО СТЫКА ФОРСИРОВАННОГО СРЕДНЕОБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

*Н.Д. Чайнов, д.т.н., профессор, А.Н. Краснокутский, доцент, А.В. Капшуков, аспирант  
МГТУ им. Н.Э. Баумана*

Представлена методика расчета герметичности газового стыка форсированного среднеоборотного дизеля при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек. Принимая во внимание сложную геометрию крышки и втулки цилиндров с наличием полостей охлаждения, анализ теплового и напряженно-деформированного состояния системы элементов, образующих узел газового стыка, проводится с помощью объемных конечно-элементных моделей. Приведенная методика позволяет оценить как уровень напряжений в базовых деталях, формирующих узел газового стыка, так и локальное распределение давления по площади уплотняющей прокладки. Это позволяет рационально назначить усилия затяжки, не представляющие опасности для прочности деталей, формирующих газовый стык, в частности крышек цилиндров и силовых шпилек.

### Введение

При развитии двигателестроения сохраняется тенденция повышения агрегатных мощностей среднеоборотных дизелей путем их форсирования по среднему эффективному давлению.

Это приводит к повышению параметров рабочего процесса, включая максимальное давление газов в цилиндре  $p_z$ , что предъявляет особые требования к герметичности газового стыка и прочности деталей, его образующих (крышка и втулка цилиндра, прокладка, блок цилиндров), а также деталей крепления и, прежде всего, к усилию затяжки силовых шпилек.

Существующие методики расчета газового стыка используют зависимости, принятые в деталях машин для расчета фланцевых соединений, включая величину усилия затяжки силовых шпилек, при этом не учитываются особенности конструкции указанных деталей, их тепловое и напряженно-деформированное состояние при работе двигателя на различных режимах [1–3]. Такой упрощенный подход может применяться лишь в качестве первого шага при расчете газового стыка (предварительного выбора усилий затяжки). Расчет герметичности газового стыка

СОД при циклических нагрузках соединения должен проводиться с учетом теплового и напряженно-деформированного состояния элементов узла, в частности локального характера распределения давления по поверхности стыка при затяжке и его изменении при работе двигателя.

В связи с этим требуется разработка метода оценки герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных двигателей, включающего определение параметров теплового и напряженно-деформированного состояния (ТНДС) деталей, образующих газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек. При чрезмерно высоких усилиях затяжки возникает опасность недопустимо высоких монтажных напряжений в крышке и втулке цилиндра.

### Моделирование ТНДС деталей, образующих газовый стык

Учитывая сложную геометрию крышки и втулки цилиндров, анализ ТНДС системы элементов, образующих газовый стык, следует проводить с помощью объемных (3-мерных) конечно-элементных моделей. Для оценки ТНДС узла газового стыка используется трехмерная конечно-элементная модель сборки втулки, жарового кольца, крышки цилиндра и верхней части блока с контактным взаимодействием через зону расположения прокладки (рис. 1), построенная на основании твердотельной модели сборки.

Чтобы стык был герметичным, по всей площади плоской прокладки должны действовать сжимающие усилия. Давление  $p_1$  по площади прокладки при отсутствии сгорания в цилиндре распределяется неравномерно. Его минимальная величина  $p_{1\min}$  в результате повышения давления газа в цилиндре до значения  $p_z$  снижается до значения  $p_{2\min}$ . Для обеспечения герметичности газового стыка  $p_{2\min}$  во всех случаях должно быть больше 0.

Необходимым и достаточным условием обеспечения герметичности газового стыка между прокладкой и поверхностями крышки цилиндра и бурта втулки цилиндра является сохранение достаточной величины давления по всей площади прокладки при действии максимального давления газа в цилиндре  $p_z$ . Это достигается превышением

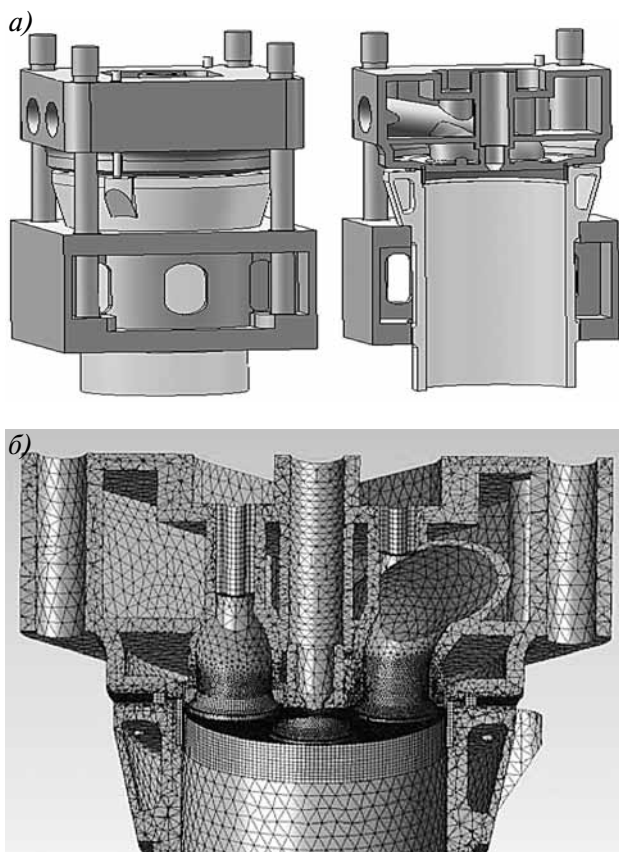


Рис. 1. Твердотельная (а) и конечно-элементная модель (б) сборки блока, втулки и крышки цилиндра двигателя типа ЧН26,5/31

величины минимального давления на поверхности прокладки  $p_{\min}$  над величиной снижения этого давления  $\Delta p$  в момент приложения максимальной газовой нагрузки. Применительно к среднеоборотным двигателям экспериментально установлено [4], что герметичность стыка обеспечивается, если величина  $p_{\min}$  на поверхности прокладки превосходит величину  $\Delta p$  снижения давления при приложении давления газа в цилиндре  $p_z$  в « $k$ » раз:

$$k = \frac{p_{1\min}}{\Delta p}, \quad (1)$$

где  $\Delta p = p_{1\min} - p_{2\min}$ .

Применительно к среднеоборотным тепловозным и судовым дизельным двигателям рекомендуемая величина  $k = 1,5-2,5$ . Чем больше  $k$ , тем выше уплотнение стыка при данном значении  $p_z$ .

В начале расчета следует ориентировочно оценить исходное значение усилия предварительной затяжки шпилек  $P_{\text{пр}}$ . При этом можно воспользоваться известной формулой оценки усилий предварительной затяжки фланцевых соединений [1]:

$$P_{\text{пр}} = m\pi D_{\text{ср}} b_0 p_z, \quad (2)$$

где  $m$  — прокладочный коэффициент (эмпири-

ческая величина, определяется из опыта);  $b_0$  — эффективная ширина прокладки;  $D_{\text{ср}}$  — расчетный диаметр прокладки.

Рациональная величина усилия предварительной затяжки выбирается из условия обеспечения герметичности стыка и не превышения допустимой величины напряжений, включая монтажные в деталях образующих газовый стык. Применительно к дизелю ЧН26,5/31 исходное значение усилия затяжки в соответствии с формулой (2) составило  $P_{\text{пр}} = 520$  кН (52 тс). Принимаем исходное усилие затяжки 600 кН (60 тс).

При выполнении расчета согласованных граничных условий теплообмена крышки цилиндра с клапанами и втулки использован комплекс программ ICE, созданный на кафедре Поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана [2]. На рис. 2

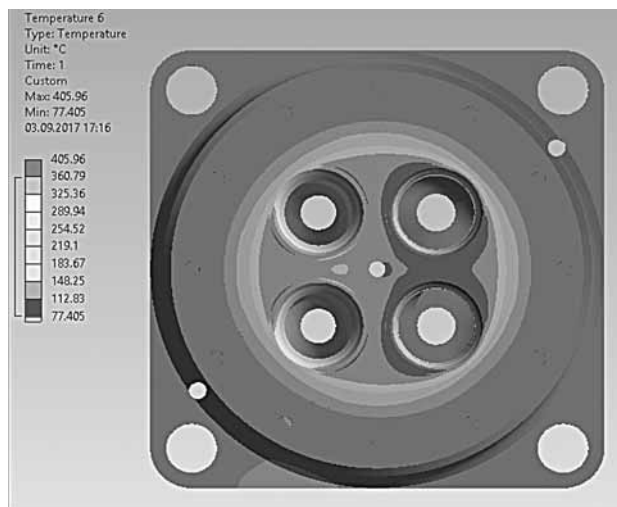
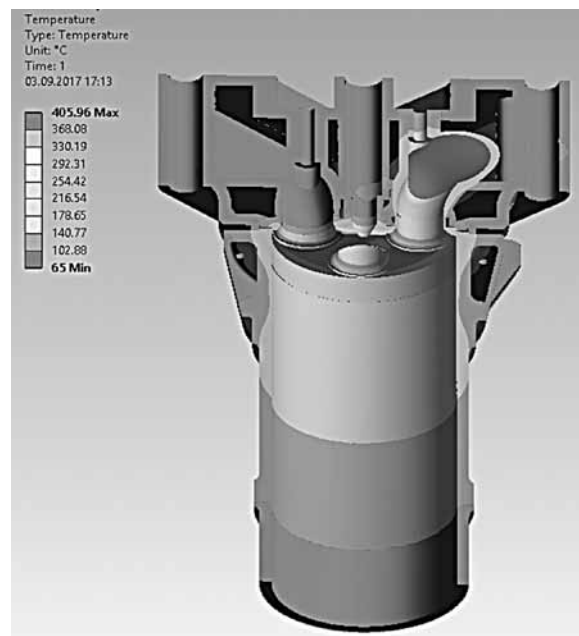


Рис. 2. Температурное поле сборки крышки с втулкой на номинальном режиме работы двигателя типа ЧН26,5/31

представлено распределение температур в крышке цилиндра и втулке двигателя типа ЧН26,5/31 на номинальном режиме работы ( $p_e = 25,8$  бар,  $n = 1000$  об/мин).

Крышка цилиндров является одной из наиболее теплонпряженных деталей дизеля. Тепловой поток в крышку цилиндра превосходит тепловой поток в поршень. Максимальная температура крышки находится со стороны камеры сгорания в зоне межклапанной переемычки впускных каналов и составляет  $406^\circ\text{C}$ . Зона крышки со стороны камеры сгорания около выпускных каналов менее нагрета, так как выпускные седла рассматриваемой крышки охлаждаются (температура достигает  $360^\circ\text{C}$ ).

Температура на значительной части рабочей поверхности втулки невелика, равномерно распределена по окружности и колеблется в диапазоне от  $130$  до  $225^\circ\text{C}$ .

В рассматриваемой конструкции втулки цилиндра жидкостному охлаждению подлежит только верхняя часть втулки, наиболее нагреваемая при работе.

Температурная составляющая вносит заметный вклад в общую нагруженность деталей, образующих газовый стык, включая силовые шпильки.

Для оценки напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра, втулки, верхней части блока цилиндров использована приведенная на рис. 1 конечно-элементная модель сборки. Уплотнение газового стыка обеспечивается затяжкой 4-х силовых шпилек, связывающих блок, втулку и крышку с усилием  $600$  кН ( $60$  тс).

На рис. 3 приведены значения главных растягивающих напряжений, возникающих в сборочном узле.

В крышке цилиндра максимальные растягивающие напряжения ( $495$  МПа) возникают со стороны полости охлаждения ближе к неохлаждаемому седлу впускного клапана. Максимальные напряжения во втулке относительно невелики и возникают в месте контакта с блоком, достигая  $310$  МПа. Максимальные растягивающие напряжения в силовых шпильках составляют  $425$  МПа.

Перепад контактного давления по ширине прокладки составил от  $29$  до  $203$  МПа (рис. 3, б). Наибольшие сжимающие напряжения (давление) возникают на внешнем диаметре прокладки, что обусловлено краевым эффектом в месте контакта прокладки с крышкой и втулкой.

При этом герметичность газового стыка обеспечивается в полной мере. Однако при затяжке шпильки  $600$  кН ( $60$  тс) напряжения в силовых шпильках и крышке оказываются чрезмерно высокими (предел прочности материала крышки при растяжении  $700$  МПа).

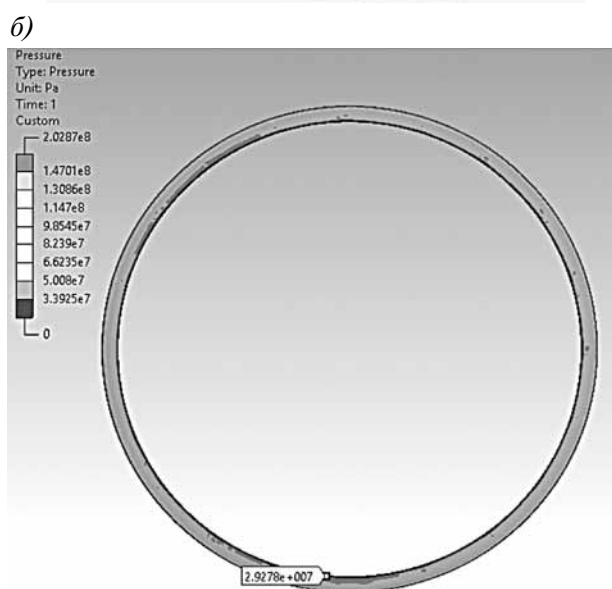
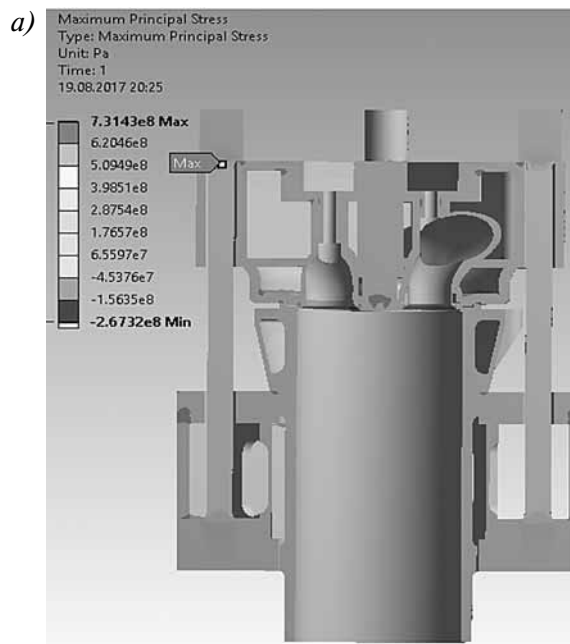


Рис. 3. Распределение напряжений в деталях газового стыка (а) и контактное давление обжатия прокладки (б) двигателя типа ЧН26,5/31 при усилии затяжки силовых шпилек  $600$  кН ( $60$  тс)

В связи с этим был выполнен расчет напряжений в крышке, втулке и верхнем поясе блока от действия монтажных усилий, тепловой и газовой нагрузок при усилии затяжки шпилек  $450$  кН ( $45$  тс) (рис. 4).

Максимальные растягивающие напряжения снизились в шпильках с  $425$  до  $319$  МПа, в крышке цилиндра — с  $495$  до  $475$  МПа, а во втулке цилиндра — с  $310$  до  $302$  МПа.

Расчет сжимающих напряжений (давлений) на поверхности прокладки показывает, что дав-

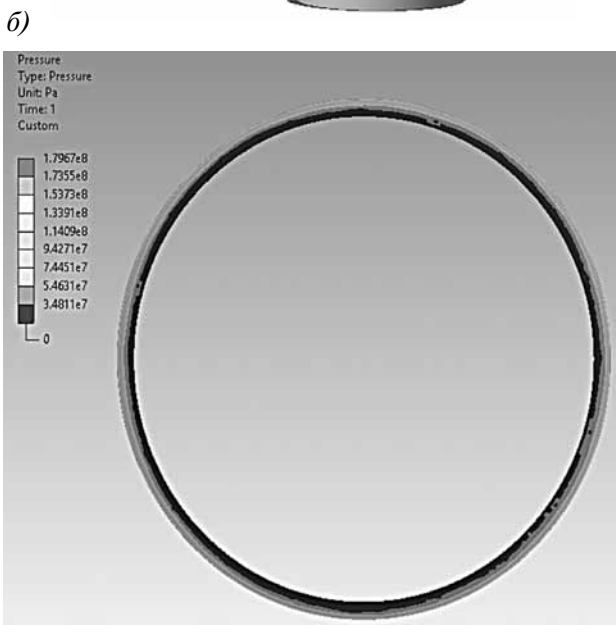
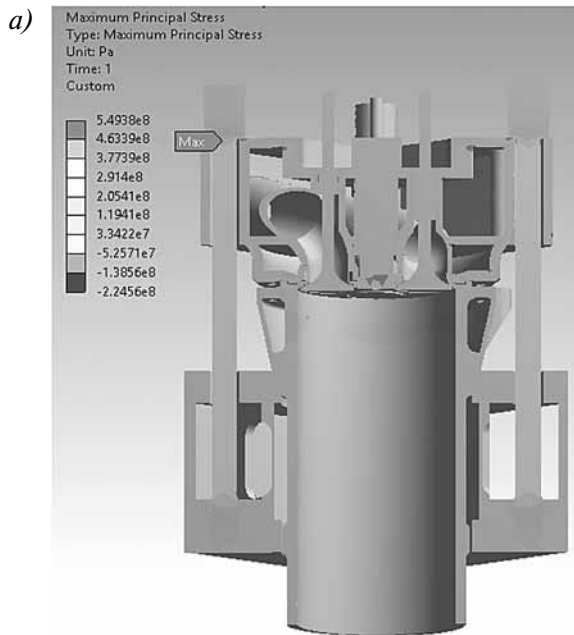


Рис. 4. Распределение напряжений в деталях газового стыка и контактное давление обжатия прокладки двигателя типа ЧН26,5/31 при усилии затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс)

ление обжатия при уменьшении усилия затяжки силовых шпилек заметно снизилось. Давление на внутреннем диаметре прокладки уменьшилось до 0, а на внешнем диаметре составило 180 МПа. Снизился также и уровень напряжений в деталях, образующих газовый стык. При этом распределение контактного давления по площади прокладки оказывается весьма неравномерным. В этом случае на поверхности прокладки появляются зоны отсутствия давления.

Общим недостатком в обоих случаях при затяжке силовых шпилек 600 кН (60 тс) и 450 кН

(45 тс) является значительная неравномерность распределения сжимающих напряжений (давления) по ширине прокладки с выраженным максимумом на внешнем диаметре прокладки.

Для уменьшения краевого эффекта и обеспечения более равномерного распределения контактного давления по ширине прокладки предлагается прокладка прямоугольного поперечного сечения из жаростойкой стали с разгрузочной канавкой эллиптической формы по наружной боковой поверхности (рис. 5), предложенная ОАО «Коломенский завод» [5].

На рис. 5 показан характер распределения контактных давлений по ширине серийной прокладки (рис. 5, а) и модернизированной прокладки с разгрузочной канавкой (рис. 5, б).

Результаты расчета ТНДС состояния узла газового стыка от совместного действия усилий затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс), тепловой и газовой нагрузок с применением прокладки с эллиптической проточной канавкой представлены на рис. 6.

При незначительном изменении теплового и напряженно-деформированного состояния удалось значительно снизить неравномерность распределения давления по ширине прокладки. Контактное давление по ширине прокладки изменяется в диапазоне от 15 МПа на внутреннем диа-

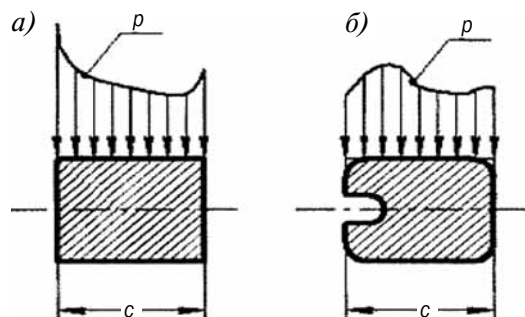
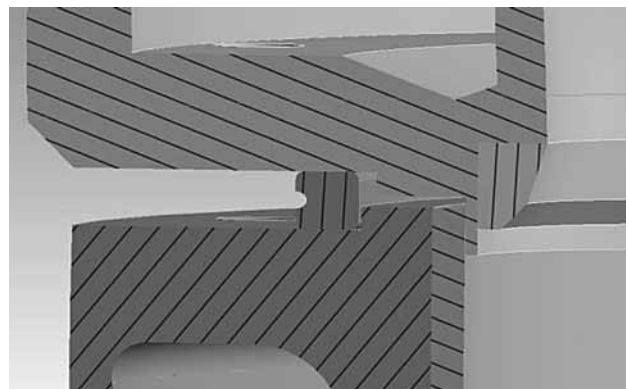


Рис. 5. Твердотельная модель узла газового стыка с модернизированной прокладкой и распределение контактного давления по ширине прокладок: а — серийной; б — модернизированной

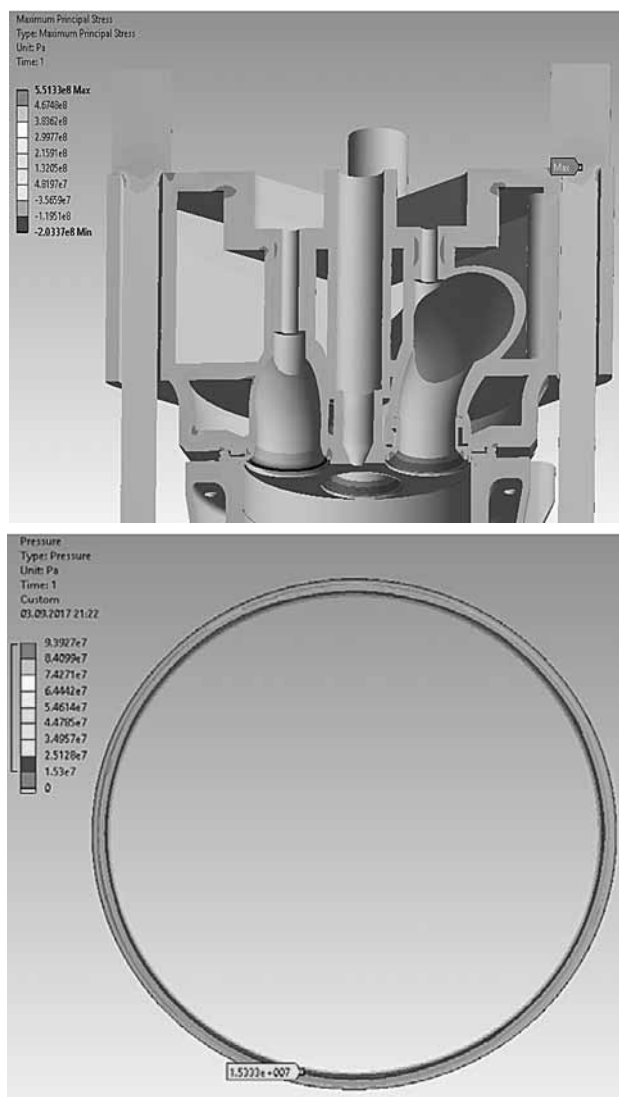


Рис. 6. Распределение напряжений в деталях газового стыка и контактное давление обжатия прокладки двигателя типа ЧН26,5/31 при усилии затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс) с прокладкой с разгрузочной канавкой

метре до 94 МПа на наружном, при приложении газовой нагрузки на всей поверхности прокладки отмечен достаточный уровень давления, при этом значение коэффициента  $k = 2,471$ .

Таким образом, при равном усилии затяжки прокладка с эллиптической проточкой обеспечивает герметичность и более равномерное обжатие по площади газового стыка, что должно повысить его уплотнение.

Предложенная методика прошла верификацию на основании данных эксперимента, выполненного на ОАО «Коломенский завод», в котором фиксировались результаты термометрирования элементов газового стыка СОД типа 16ЧН26/26 и 16ЧН26,5/31. Применительно к рассматриваемо-

му классу среднеоборотных дизелей показано удовлетворительная сходимость результатов математического моделирования теплового и напряженно-деформированного состояния элементов, образующих газовый стык, с данными натурных экспериментов на работающем двигателе.

Таким образом, разработанный метод, основанный на определении параметров теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателя, образующих его газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек может применяться для оценки герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей на различных режимах работы.

### Заключение

Разработана методика расчета герметичности газового стыка среднеоборотных двигателей, основанная на оценке параметров теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, образующих газовый стык, с применением их объемных конечно-элементных моделей. Методика позволяет назначить рациональную величину усилия затяжки силовых шпилек, обеспечивающую герметичность газового стыка.

Приведены результаты расчета герметичности газового стыка среднеоборотного двигателя типа ЧН26,5/31 с использованием разработанной методики, включающей математическое моделирование методом конечных элементов теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, образующих газовый стык среднеоборотного дизеля, и расчет распределения давления по площади уплотняющей прокладки между крышкой и втулкой цилиндра при различных усилиях затяжки силовых шпилек.

Для повышения герметичности газового стыка дизеля предложена конструкция модифицированной прокладки с кольцевой проточкой по внешнему диаметру. Показана эффективность ее использования.

### Литература

1. Решетов Д.Н. Детали машин. — М. : Машиностроение, 1989. — 496 с.
2. Конструирование двигателей внутреннего сгорания. Под ред. Н.Д. Чайнова. — М. : Машиностроение, 2011. — 495 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование Под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. — М. : Высшая школа, 2005. — 400 с.
4. Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания Под ред. Н.Д. Чайнова. — М. : Машиностроение, 2015. — 355 с.
5. Уплотнение камеры сгорания двигателя внутреннего сгорания: а.с. 2015117690 РФ/Рыжов В.А. [и др.]; заявл. 13.12.01; опубл. 13.05.2015. Бюл. № 3.