

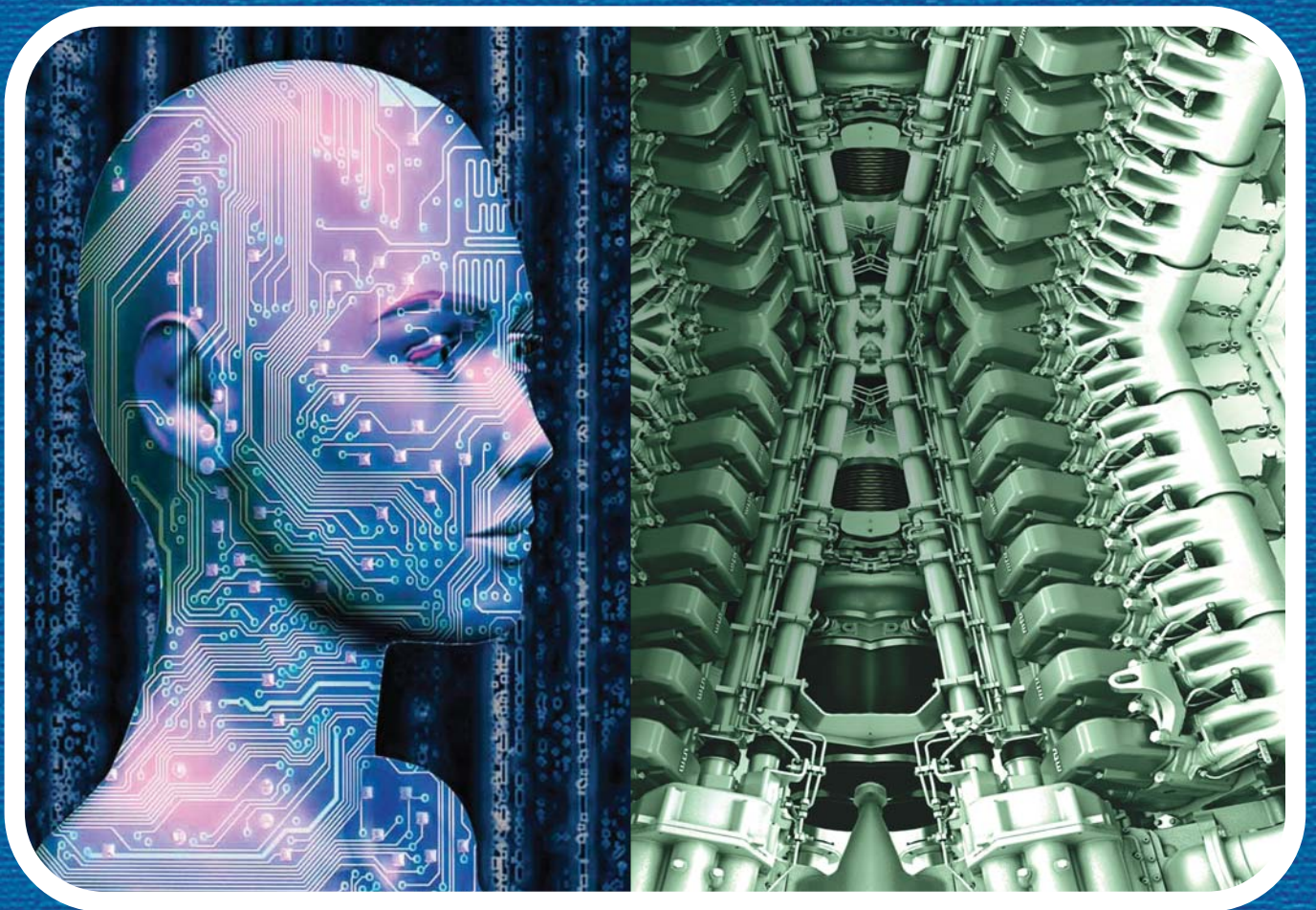
Санкт-Петербург

Индекс 70259

ISSN 0202-1633

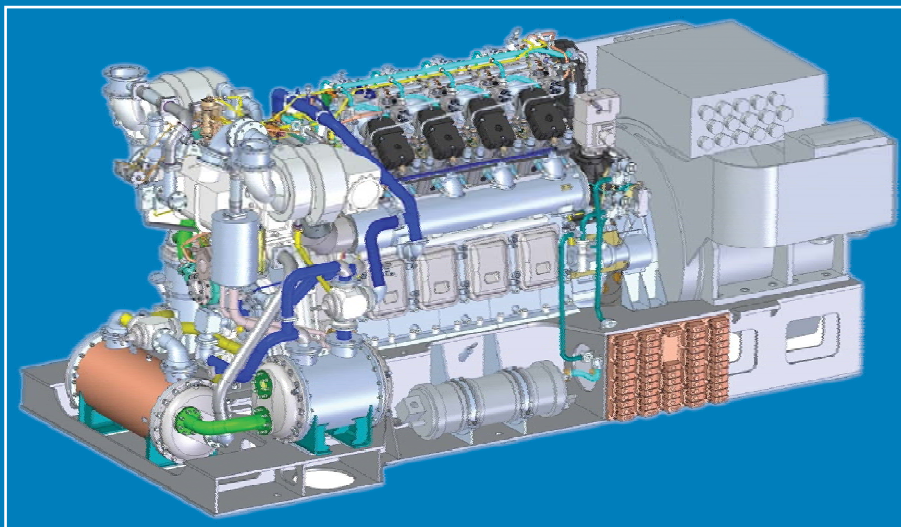
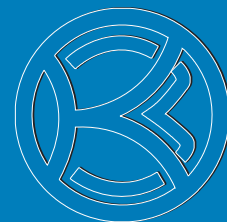
# ДВИГАТЕЛЕ СТРОЕНИЕ

4 (282) октябрь–декабрь 2020 DVIGATELESTROYENIYE



# Коломенский завод

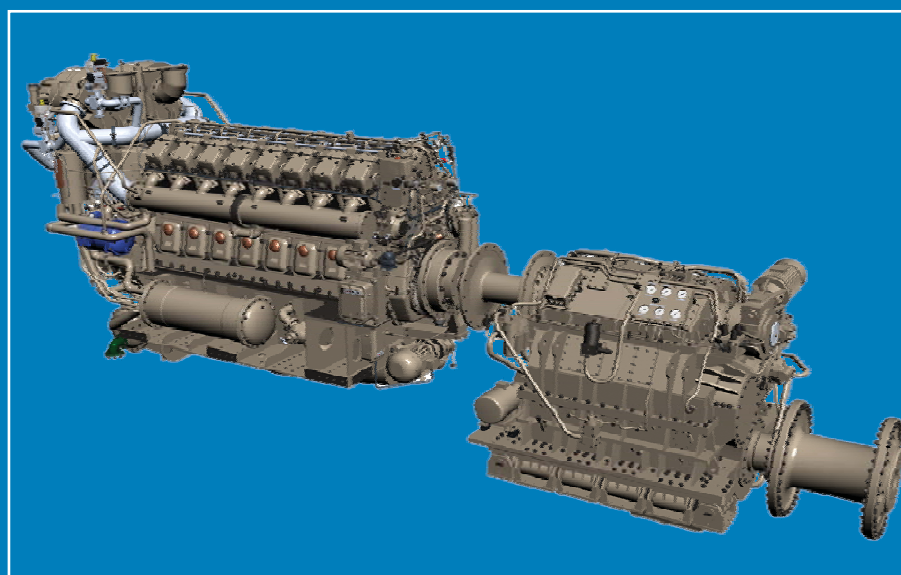
## Типоразмерный ряд дизелей Д49



Автоматизированная дизель-генераторная установка 28ДГ на базе 8ЧН26/26



Дизель-генераторная установка 2-28ДГ на базе 8ЧН26/26



Главная судовая энергетическая установка ДРРА3700 на базе 10Д49  
(см. стр. 35)

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ	ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES
<i>Румб В.К.</i> Прогнозирование прочности и долговечности шатуна с начальным прогибом	<i>Rumb V.K.</i> <b>3</b> Pre-deflect connecting rod: strength and life time prediction
<i>Маслов А.П., Левцов М.В.</i> Методы обеспечения одинакового хода поршней V-образных двигателей с прицепными шатунами	<i>Maslov A.P. and Levtsov M.V.</i> <b>7</b> Methods of pistons' strokes equalization in V-engines featuring slave pistons
<i>Тихонов Е.А., Базыкин В.И., Муханов Н.С.</i> Кинематическая параметризация механизма двигателя Стирлинга типа «Альфа» свободной компоновки	<i>Tikhonov E.A., Bazykin V.I. and Mukhanov N.S.</i> <b>12</b> Kinematic parameterization of loose-fit Alpha-type Stirling engine
ПРОБЛЕМЫ ЭКОЛОГИИ	ENVIRONMENTAL ISSUES
<i>Марков В.А., Девянин С.Н., Камалтдинов В.Г., Бовэнь Са, Неверов В.А.</i> Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел	<i>Markov V.A., Devyanin S.N., Kamaletdinov V.G., Boweng Sa and Neverov V.A.</i> <b>18</b> Toxicity of exhaust gas of a diesel engine firing diesel fuel added with vegetable oil
ТОПЛИВО. СМАЗОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ	FUEL. LUBRICANTS
<i>Цветков О.Н., Максимов А.Л.</i> Современность и перспективы разработки и применения моторных масел для дизелей	<i>Tsvetkov O.N. and Maximov A.L.</i> <b>25</b> Prospects of modern lube oils for diesel engines
ИСТОРИЯ ПРОЕКТА	PROJECT HISTORY
<i>Рыжов В.А.</i> Четыре поколения двигателей типоразмерного ряда Д49	<i>Ryzhov V.A.</i> <b>35</b> D49 engine dimensional range: four generations
НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ	ENGINE BUILDING NEWS
Технологии для достижения требований IMO Tier-III (по материалам конгресса CIMAC)	<b>41</b> Technologies enabling compliance with IMO Tier-III specifications (based on the CIMAC proceedings)
ИНФОРМАЦИЯ	INFORMATION
Рефераты статей	<b>58</b> Synopsis
Перечень статей, опубликованных в журнале «Двигателестроение» за 2020 год	<b>60</b> List of articles published in magazine for year 2020

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

## ПРЕДПРИЯТИЯ

А.Н. Кострыгин	<i>гл. конструктор</i>	<i>ООО ИЦД ТМХ, г. Коломна</i>
В.А. Шелеметьев	<i>зам. техн. директора</i>	<i>АО «Коломенский завод», г. Коломна</i>
С.В. Хильченко	<i>техн. директор</i>	<i>ООО «Морские пропульсивные системы», Санкт-Петербург</i>
А.К. Лимонов	<i>зам. гл. конструктора</i>	<i>ООО «Энергомаш», г. Щекино, Тульская обл.</i>
Е.И. Бирюков	<i>гл. конструктор</i>	<i>АО «Барнаултрансмаши», г. Барнаул</i>
А.В. Попов	<i>зам. ген. директора</i>	<i>АО «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

В.А. Сорокин	<i>зав. отделом</i>	<i>ЦНИИМФ, Санкт-Петербург</i>
В.И. Ерофеев	<i>нач. отдела</i>	<i>Г ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург</i>
В.В. Альт	<i>рук. науч. направления</i>	<i>ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск</i>
Ю.А. Микутенок	<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>проф. ВШ энерг. маш.</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, Санкт-Петербург</i>
М.И. Куколев	<i>проф. ВШ гидротех. стр-ва</i>	<i>СПбПУ Петра Великого, 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>
С.П. Столяров	<i>зав. кафедрой СДВС и ДУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
В.К. Румб	<i>проф. кафедры СДВС и ДУ</i>	<i>ГМТУ, Санкт-Петербург</i>
А.В. Смирнов	<i>проф. 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>проф. кафедры ТД</i>	<i>БГТУ, г. Брянск</i>
А.В. Разуваев	<i>проф. кафедры ЯЭ</i>	<i>БИТИ фил. ФГАОУ МИФИ, г. Балаково</i>

---

Издатель журнала — ООО «НПФ «Экология», 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 (2005–2020 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 02.12.2020  
Подписано в печать 23.12.2020  
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.  
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7  
Зак. 226. Тираж 700 экз.  
Цена договорная

---

Почтовый адрес редакции журнала:  
ООО «НПФ «Экология», 190020, Санкт-Петербург, а/я 9

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». 2020. № 4 (282)

## ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ШАТУНА С НАЧАЛЬНЫМ ПРОГИБОМ

В.К. Румб, к.т.н., профессор,

Санкт-Петербургский Государственный Морской Технический Университет (СПбГМТУ)

Разработаны теоретические положения и методики расчета прочности и долговечности шатуна с начальным прогибом. На конкретном примере показано значительное влияние прогиба на прочностные и ресурсные показатели шатунов судовых ДВС. Разработанные методики предлагается использовать в качестве дополнения к классическому методу расчета прочности и долговечности шатунов.

Несмотря на кажущуюся конструктивную простоту, шатун относится к числу наиболее ответственных деталей, которые во многом обеспечивают эксплуатационную надежность двигателя внутреннего сгорания. Поломка шатуна вызывает, как правило, аварийные ситуации с потенциальной угрозой работоспособности двигателя в целом, включая разрушения блок-картера и цилиндров. Автору неоднократно приходилось выступать экспертом по авариям судовых ДВС, причиной которых были поломки шатуна. При этом типичный характер поломок свидетельствует о ярко выраженной усталости материала под действием циклического приложения знакопеременной нагрузки. В одном случае причиной разрыва шатуна стали значительные растягивающие усилия. Выяснилось, что при работе двигателя на полной мощности произошел мгновенный сброс нагрузки (оборвались ваера трала), в результате чего частота вращения резко увеличилась, соответственно возросли силы инерции, которые привели к разрыву стержня шатуна.

Между тем расчеты аварийных шатунов на выносливость по классической методике не выявили их опасного состояния, поскольку расчетные коэффициенты запаса прочности даже в случае так называемого режима работы двигателя «в разнос» были больше минимально допустимого значения. Напомним, эти расчеты базировались на допущении прямолинейности стержня шатуна. Однако детальный осмотр поломанных шатунов выявил общую закономерность — все они имели искривление оси стержня. В этом случае очевиден следующий сценарий поломки шатунов: при наличии изгиба шатуна наблюдается внецентренное приложение сжимаю-

щей силы, в результате появляется изгибающий момент, который создает дополнительные напряжения, неравномерно распределенные по поперечному сечению стержня, в совокупности напряжения от изгиба и сжатия могут вызывать поломки шатуна.

Для проверки этого утверждения рассмотрим методические положения определения максимальных напряжений, наблюдаемых в поперечных сечениях стержня шатуна, имеющего начальную кривизну. Ее величина  $a$ , равная отклонению оси стержня от прямой, в шатунах судовых ДВС не является редкостью. Появление кривизны возможно как в процессе изготовления шатуна, так и за счет эксцентричного приложения сжимающей силы  $p_c$ . Под действием этой силы возникает изгибающий момент  $M = p_c \cdot a$ , который увеличивает не только изгиб, но и напряжения в поперечных сечениях стержня. В этом случае максимальные напряжения [1] рассчитываются по формуле

$$\sigma_{\max} = \sigma \left( 1 + \frac{f}{W} y_{\max} \right), \quad (1)$$

где  $\sigma$  — напряжение от сжатия шатуна;  $f$  и  $W$  — площадь и момент сопротивления поперечного сечения стержня;  $y_{\max}$  — максимальный изгиб сжато-упругого стержня шатуна, при этом

$$y_{\max} = a / (1 - \sigma / \sigma_k). \quad (2)$$

В данной формуле  $\sigma_k$  — критическое напряжение, при котором происходит потеря продольной устойчивости:

$$\sigma_k = \pi^2 E / \nu^2,$$

где  $E$  — модуль упругости материала шатуна;  $\nu$  — приведенная гибкость стержня:  $\nu = L/i$ ;  $L$  — длина шатуна;  $i$  — радиус инерции:  $i = \sqrt{J/f}$ ;  $J$  — момент инерции поперечного сечения стержня шатуна.

Расчет по приведенным формулам выполняется в следующей последовательности. Сначала подсчитывают критическое напряжение, далее вычисляют величину максимального изгиба и только после этого определяют максимальное напряжение в изогнутом стержне шатуна. Дальнейший расчет прочности выполняется по обычной методике расчета на выносливость.

Что касается долговечности, то методические положения ее расчета подробно изложены в [2].

Поэтому здесь отметим лишь то, что прогнозирование долговечности базируется на скорректированной гипотезе линейного суммирования повреждений. Согласно ей разрушение произойдет, если выполняется равенство

$$\sum_{i=1}^k \frac{p_i}{N_i} = a_p, \quad (3)$$

где  $p_i$  и  $N_i$  — соответственно текущее число циклов нагружения и число циклов, при котором наблюдается разрушение;  $k$  — количество уровней напряжений.

Входящее в (3) число циклов  $N_i$  находится из уравнения кривой усталости, которое в общем случае можно представить так:

$$\sigma^m N_i = \sigma_{-1}^m N_B,$$

где  $m$  — показатель степени, характеризующий наклон кривой, изменяется в пределах 3–25;  $N_B$  — базовое число.

Точнее его величину можно подсчитать по корреляционной формуле [3] циклов нагружения.

$$m_1 = C/K,$$

где  $C = 5 + \sigma_b/80$ ;  $K$  — коэффициент, учитывающий суммарное влияние всех факторов на предел выносливости детали  $\sigma_{-1}$ :  $K = \sigma_{-1}/\sigma_{-1}^n$ ,  $\sigma_b$ ,  $\sigma_{-1}$  — пределы прочности и выносливости материала соответственно.

Далее, если соизмерять каждый цикл нагружения шатуна с оборотами коленчатого вала, то выражение для расчета долговечности, выраженной в часах, принимает вид

$$T = T_B \left( \frac{\sigma_{-1}}{\sigma} \right)^m = T_B \left( \frac{n}{n_{\min}} \right)^m, \quad (4)$$

где  $T_B$  — долговечность, соответствующая  $N_B$ .

В вычислительном отношении зависимость (4) не тривиальная, поскольку для ее практической реализации требуется выполнить расчет на выносливость. В результате этого расчета определяют действительную величину коэффициента запаса прочности  $n$  и его минимально допустимое значение  $n_{\min}$ . Различие между ними позволяет установить фактический запас прочности.

При работе ДВС на нескольких режимах текущую наработку на каждом из них можно представить как долю полного ресурса, а именно

$$t_i = x_i T, \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^r x_i = 1,$$

где  $x_i$  — доля времени работы на  $i$ -м режиме, причем

С учетом выражений (4) и (5) уравнение (3) после несложных алгебраических преобразований

приводится к окончательной формуле для расчета долговечности:

$$T = \frac{T_B a_p}{\sum_{i=1}^r \frac{x_i}{(n_i/n_{\min})^m}}. \quad (6)$$

Ниже приведена зависимость для определения суммы накопленных повреждений:

$$a_p = \sum_{i=1}^r \frac{n_{\min}^* / n_{\min}}{n_i / n_{\min}} x_i,$$

где  $n_{\min}^*$  — минимальное значение коэффициента запаса прочности из совокупности значений  $n_i$ ;  $r$  — число рассматриваемых эксплуатационных режимов.

Таким образом, формула (6) позволяет рассчитать длительность работы шатуна в часах до появления усталостной макротрещины. При этом долговечность выражается через коэффициенты запаса прочности, т. е. коэффициенты, которые по существу несут в себе обобщенную характеристику прочности детали.

Практическое применение изложенного метода покажем на примере расчета прицепного шатуна звездообразного судового дизеля М580 (42СН16/17) мощностью 860 кВт при 1500 об/мин. Целью расчета является определение прочности и долговечности шатуна с учетом его начального прогиба в пределах от 0 до 6 мм.

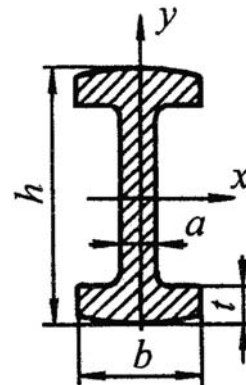
Силовой анализ, выполненный по программе КРУИС, позволил определить силы, нагружающие шатун. В частности, для номинального режима работы максимальное усилие сжатия  $P_c = 0,141$  МН; максимальное усилие растяжения  $P_p = 0,027$  МН.

Напряжения в среднем сечении прицепного шатуна от растягивающей силы

$$\sigma_p = P_p/f = 0,027/6,396 \cdot 10^{-4} = 42,214 \text{ МПа},$$

где  $f$  — площадь поперечного сечения шатуна (рисунок):  $h = 40$  мм,  $a = 5,7$  мм,  $b = 40$  мм,  $t = 40$  мм.

От силы  $P_c$  среднее сечение стержня прицепного шатуна испытывает деформацию сжатия и



Двухфланцевое поперечное сечение

упругий продольный изгиб. Суммарное напряжение от этих деформаций для двух взаимно перпендикулярных плоскостей составляет [4]:

— в плоскости качания шатуна (ось  $y$  на рисунке)

$$\sigma_{cy} = -\frac{P_c}{f} \left( 1 + \frac{\sigma_b L^2}{\pi^2 E J_x} f \right) =$$

$$= -\frac{0,141}{6,396 \cdot 10^{-4}} \left( 1 + \frac{1000}{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \frac{0,268^2}{1,506 \cdot 10^{-7}} 6,396 \cdot 10^{-4} \right) =$$

$$= -252,895 \text{ МПа.}$$

— в плоскости, перпендикулярной к плоскости качания шатуна (ось  $x$  на рисунке)

$$\sigma_{cy} = -\frac{P_c}{f} \left( 1 + \frac{\sigma_b \ell^2}{\pi^2 E 4J_y} f \right) =$$

$$= -\frac{0,141}{6,396 \cdot 10^{-4}} \left( 1 + \frac{1000}{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5} \frac{0,2185^2}{1,192 \cdot 10^{-7}} 6,396 \cdot 10^{-4} \right) =$$

$$= -227,262 \text{ МПа.}$$

В этих формулах:  $L$  — длина прицепного шатуна,  $L = 268$  мм;  $\ell$  — расстояние между точками верхней и нижней головок шатуна  $\ell = 218,5$  мм;  $\sigma_b$  — предел прочности, для стали 18Х2Н4МА (материал прицепного шатуна)  $\sigma_b = 1000$  МПа;  $E$  — модуль упругости;  $J_x$  и  $J_y$  моменты инерции поперечного сечения стержня шатуна.

При данных значениях напряжений коэффициенты запаса прочности будут: для плоскости качания шатуна

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma \beta_\sigma} \sigma_{ay} + \psi_\sigma \sigma_{my}} =$$

$$= \frac{465}{\frac{1,308}{0,855 \cdot 0,939} 147,555 + 0,22 \cdot 105,341} = 1,764;$$

— для плоскости, перпендикулярной к плоскости качания,

$$n_\sigma = \frac{465}{\frac{1,308}{0,855 \cdot 0,939} 134,738 + 0,22 \cdot 92,524} = 1,939,$$

где  $\psi_\sigma$  — коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла;  $\epsilon_\sigma$  — масштабный фактор;  $\beta_\sigma$  — коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности шатуна;  $K_\sigma$  — эффективный коэффициент концентрации напряжений;  $\sigma_{-1}$  — предел выносливости, для стали 18Х2Н4МА  $\sigma_{-1} = 465$  МПа соответствует базовому числу  $N_B = 10^8$  циклов нагружения;  $\sigma_a$  и  $\sigma_m$  — амплитуда и среднее напряжение цикла.

Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности на усталость определяем для коэффициентов вариации предела выносливости  $\vartheta_{\sigma_{-1}} = 0,06$  и действующих напряжений  $\vartheta_\sigma = 0,12$ . Данные коэффициенты учитывают рассеивание указанных величин. В результате имеем [4]

$$n_{\min} = \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{\vartheta_{\sigma_{-1}}^2 + \vartheta_\sigma^2}}{1 + \vartheta_\sigma^2} \sqrt{\frac{\gamma}{1 - \gamma}}} = \frac{1}{1 - \frac{\sqrt{0,06^2 + 0,12^2}}{1 + 0,12^2} \sqrt{\frac{0,915}{1 - 0,915}}} = 1,767,$$

где  $\gamma$  — вероятность достоверности задания коэффициентов вариации

$$\gamma = 1 - \sqrt{\vartheta_{\sigma_{-1}} \vartheta_\sigma} = 1 - \sqrt{0,06 \cdot 0,12} = 0,915.$$

Сравнение минимально допустимого коэффициента запаса прочности с полученными ранее позволяет утверждать, что в плоскости качания шатуна долговечность прицепного шатуна дизеля, постоянно работающего на номинальном режиме, будет ограниченной, поскольку  $n_\sigma < n_{\min}$ . При этих условиях долговечность прицепного шатуна, выраженная часами работы дизеля до появления усталостной трещины, будет равна

$$T = \frac{N_B}{(0,5 \cdot 60 \cdot n_\sigma) / \left( \frac{n_\sigma}{n_{\min}} \right)^m} =$$

$$= \frac{10^8}{(0,5 \cdot 60 \cdot 1500) / \left( \frac{1,764}{1,767} \right)^{17,609}} = 2157 \text{ часов,}$$

где  $m$  — показатель степени, равный  $m = C/K = 10,812/0,614 = 17,609$ .

Далее рассчитаем долговечность шатуна с начальным прогибом 2 мм. В этом случае прогиб шатуна под действием силы  $P_c = 0,141$  МН увеличится до величины

$$y_{\max} = \frac{2}{1 - \sigma_{cy}/\sigma_k} = \frac{2}{1 - 252,895/6492,557} = 2,081 \text{ мм,}$$

$$\text{где } \sigma_k = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 2,1 \cdot 10^5}{17,867^2} = 6492,557 \text{ МПа.}$$

С учетом этого прогиба максимальное напряжение от сжатия в плоскости качания шатуна составит

$$\sigma_{\max} = s_{cy}(1 + y_{\max}/W) =$$

$$= 252,895(1 + 2,081 \cdot 6,396 \cdot 10^{-4}/6,185 \cdot 10^{-6}) =$$

$$= -307,267 \text{ МПа.}$$

Эти напряжения не превышают предел текучести стали, равный 800 МПа, соответственно

стержень шатуна не будет испытывать пластическую деформацию.

При данных напряжениях коэффициент запаса прочности на усталость составит:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta_{\sigma}} \sigma_{ay} + \psi_{\sigma} \sigma_{my}} = \frac{465}{\frac{1,308}{0,855 \cdot 0,939} 174,741 + 0,22 \cdot 132,527} = 1,482.$$

Соответствующая долговечность прицепного шатуна будет равна:

$$T = \frac{N_{\text{б}}}{(0,5 \cdot 60 \cdot n_{\sigma}) \left/ \left( \frac{n_{\sigma}}{n_{\text{min}}} \right)^m \right.} = \frac{10^8}{(0,5 \cdot 60 \cdot 1500) \left/ \left( \frac{1,482}{1,767} \right)^{17,609} \right.} = 100,4 \text{ часа.}$$

Результаты выполненных расчетов прочности и долговечности шатуна с начальным искривлением оси, равным 4 и 6 мм, представлены в таблице, из которой следует, что по мере увеличения начального прогиба долговечность шатуна резко уменьшается.

**Коэффициенты запаса прочности и долговечность прицепного шатуна в зависимости от величины начального прогиба**

Величина прогиба, мм	0	2	4	6
Коэффициент запаса прочности	1,764	1,482	1,277	1,122
Долговечность, ч	2157	100,4	7,297	0,747

Прицепной шатун дизеля М580 выбран в качестве примера не случайно, а потому, что на практике имела место авария двигателя из-за полного разрушения шатуна. Его изгиб в 6 мм, скорее всего, был получен при пуске ДВС в результате гидравлического удара. С момента пуска до аварии двигатель отработал чуть более двух часов. Расчетная долговечность составила 0,747 часа (45 минут). Довольно большое расхождение между фактической и расчетной долговечностью объясняется, прежде всего, тем, что расчеты прочности и долговечности выполнялись при допущении о непрерывной работе дизеля на номинальном режиме. Как известно, этот режим является самым нагруженным и по данным

эксплуатации считается предельным. С другой стороны, двух- или даже трехкратная ошибка в оценке усталостной долговечности шатуна может быть признана допустимой.

**Выводы по результатам расчетов**

Анализ результатов представленных расчетов прочности и долговечности прицепного шатуна с различным начальным прогибом его стержня позволяет сделать следующие выводы.

➤ При всех значениях прогиба расчетные коэффициенты запаса прочности оказываются меньше минимально допустимой величины. Это говорит о том, что даже незначительно деформированный шатун имеет ограниченную долговечность. Вторая причина малой долговечности шатуна с прогибом — все расчеты выполнялись для номинального режима работы дизеля. Естественно, при работе дизеля на эксплуатационных режимах с пониженной мощностью нагрузки на шатун уменьшаются, что способствует увеличению коэффициента запаса прочности и его долговечности.

➤ По мере увеличения начального прогиба прицепного шатуна коэффициент запаса прочности на усталость и долговечность резко уменьшаются. Данный факт объясняется тем, что при наличии начального прогиба сжимающая сила действует с эксцентриситетом. Поэтому уже с самого начала действия этой силы возникает изгибающий момент, который увеличивает деформацию изгиба и напряжения от нее.

➤ Полученные в ходе расчетного исследования значимые результаты позволяют рекомендовать использовать предлагаемые методики в качестве дополнения к классическому методу расчета прочности и долговечности шатунов.

**Литература**

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник / М. : Машиностроение, 1979. 702 с.
2. Румб В.К., Школьный А.С., Хтоо Наинг Аунг. Особенности прогнозирования остаточной долговечности деталей ДВС по критерию усталости материала // Двигателестроение. 2019. № 4. С. 24–28.
3. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М. : Машиностроение, 1977. 232 с.
4. Румб В.К. Медведев В.В. Прочность судового оборудования. Часть 1: конструирование и расчеты прочности судовых двигателей внутреннего сгорания: учебник. СПб. : Изд-во СПбГМТУ, 2006. 536 с.