

Методы оценки допускаемых напряжений от крутильных колебаний коленчатых валов судовых ДВС

Леонид В. Ефремов^{*}, Алексей В. Троицкий^{**}, Галина И. Бухарина^{**},
Михаил Ю. Иванов^{***}

^{*} Институт проблем машиноведения РАН, Санкт-Петербург, Россия,
^{**} ГНЦ ЦНИИ им. академика А.Н. Крылова, Санкт-Петербург, Россия,
^{***} Российский Морской Регистр Судоходства, Санкт-Петербург, Россия

АННОТАЦИЯ

В статье показаны актуальность и пути решения проблемы оценки допускаемых напряжений от крутильных колебаний коленчатых валов судовых дизелей на основе требований ГОСТ 25.504-82 с учетом опыта применения известных методов Терских и Кер-Вильсона. Результаты исследований предназначены для корректировки Правил Регистра судоходства в части обеспечения безопасного развития крутильных колебаний судовых валопроводов

К одной из актуальных проблем обеспечения надежности судовых энергетических установок относится совершенствование методов и критериев оценки допускаемых напряжений от крутильных колебаний коленчатых валов ДВС. Как было показано в работе [19], допускаемые напряжения, определяемые по формулам (8.2.1-2) и (8.2.1-4) Регистра для номинальных оборотов, в 1,3 - 1,5 раза меньше значений, которые получаются расчетом другими методами, взятыми из авторитетных источников. Так по данным Кер-Вильсона [8] для валов больших диаметров из стали с пределом прочности 450 - 480 Мпа допускаемые напряжения составляют 20 - 28 Мпа, а по правилам Регистра - только 15 - 20 Мпа.

Этот вывод подтверждается безаварийным опытом эксплуатации коленчатых валов среднеоборотных и высокооборотных дизелей у которых суммарные напряжения кручения в коленчатых валах также превышают допускаемые напряжения по Правилам Регистра, достигая 50 - 60 Мпа.

Например, уникальные тензометрические измерения в районе наиболее нагруженной шейки коленчатого вала для двигателей 3Д6, 3Д12 и М50 показали, что напряжения в коленчатых валах этих двигателей составляют 50 - 60 Мпа. Однако, поломок коленчатых валов при таких уровнях напряжений у этих дизелей не наблюдалось.

Указанные противоречия и вызвали необходимость проведения специальных исследований по разработке новой формулы для расчета допускаемых напряжений по Правилам Регистра. Некоторые результаты этой работы рассматриваются в данной статье.

Теоретической базой наших исследований послужили труды отечественных ученых по прочности деталей машин [6],[7],[11],[15], которые в полной мере реализованы в ГОСТ 25.504-82. «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характе-

ристик сопротивления усталости» [1]. Подробное изложение в указанном ГОСТ процедур оценки всех факторов, влияющих на характеристики сопротивления усталости валов, позволили составить алгоритмы и программы, необходимых для корректного обоснования искомой формулы Регистра.

Наряду с указанной методикой ГОСТ, при решении поставленной задачи была подробно исследована известная формула В.П. Терских [17] для расчета допустимых напряжений от крутильных колебаний и рекомендации известного специалиста в этой области Кер-Вильсона [8]. Исследование этих методов имеет ключевое значение для обоснования критериев оценки достоверности новой методики расчета допустимых напряжений по ГОСТ.

Если рассматривать допустимые напряжения $t_{\text{доп}}$ как предел выносливости детали при знакопеременном кручении $t_{-1д}$, то его медианное значение для рабочего числа циклов в общем виде характеризуется таким выражением

$$t_{\text{доп}} = t_{-1д} = \frac{t_{-1}}{K_d} K(r). \quad (1)$$

где t_{-1} - предел выносливости материала, определенный путем испытаний гладких образцов при симметричном цикле, K_d - коэффициент снижения предела выносливости, r - относительная частота вращения коленчатого вала, равное отношению текущей частоты вращения к номинальной, $K(r)$ - функция учета режима работы коленчатого вала.

На практике предел выносливости материала определяется либо по специальным справочным таблицам [17], либо по эмпирическим зависимостям t_{-1} от временного сопротивления материала на разрыв (далее - предела прочности), которое обозначим (так же как в Правилах Регистра) символом Rm .

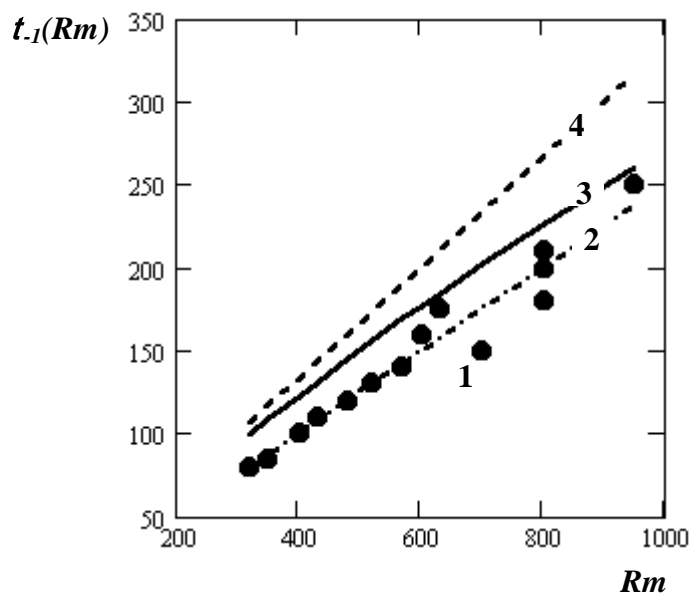


Рисунок 1 Сравнение способов расчета предела выносливости материала
 1 - табличные данные по [17], 2 - аппроксимирующая кривая $t_{-1} = Rm/4$,
 3 - формула $t_{-1} = 0,6(0,55 - 0,0001Rm)Rm$ из ГОСТ, 4 - формула $t_{-1} = Rm/3$ по [8].

Как показано на рис. 1 в различных методиках применяются разные эмпирические функции для расчета предела выносливости материала. Они будут далее использоваться при рассмотрении соответствующего метода.

Однако для применения в Правилах Регистра целесообразно принять за основу следующую формулу из ГОСТ

$$t_{-1}(Rm) = 0,6(0,55 - 0,0001Rm)Rm, \quad (2)$$

которая дает несколько большие значения, чем по данным [17],

$$t_{-1}(Rm) = Rm/4, \quad (3)$$

но меньше, чем по данным [8]

$$t_{-1}(Rm) = Rm/3 \quad (4).$$

Более сложной проблемой оценки допускаемых напряжений является определения коэффициента снижения предела выносливости K_d , величина которого обычно находится в пределах от 5 до 8.

Необходимость введения коэффициент снижения предела выносливости K_d обусловлена влиянием ряда конструктивно-технологических факторов на предел выносливости при кручении коленчатого вала.

К таким факторам относятся размеры коленчатого вала, концентрации напряжений в районе резкого изменения формы детали, чистота поверхности, наличие коррозии, применение упрочняющих технологий и прочее.

В работе [8] дан обстоятельный анализ этих факторов. Там же приводятся простые формулы для расчета допускаемых напряжений.

Хотя эти формулы не претендуют на высокую точность, они имеют большое значение для проверки достоверности расчета допускаемых напряжений, поскольку отражают мировой опыт исследования крутильных колебаний коленчатых валов.

Покажем самую простую зависимость из работы [8], соответствующую нижней границе достоверного диапазона допускаемых напряжений.

$$t_{-1d} = \frac{Rm}{22} \quad (5).$$

Коэффициент 22 соответствует значению $K_d = 22/3 = 7,33$.

Формула из работы [17] для расчета допускаемой амплитуды напряжений от крутильных колебаний имеет следующий вид

$$t_{дон} = t_{-1} \frac{K_u e_t}{K_t h} (1 + a(1 - r)) \quad (6)$$

В этой формуле обозначены:

t_{-1} - предел выносливости материала при кручении; K_u - коэффициент упрочнения материала; K_t - коэффициент концентрации, a - коэффициент, учитывающий влияние среднего крутящего момента и быстроту накопления усталостных явлений (табл. 2); h - условный запас прочности, компенсирующий неточность расчетных формул,

неучет напряжений вынужденных колебаний от всех других гармоник возмущающего момента, напряжения изгиба и пр. (табл. 2); r - отношение рассматриваемой частоты вращения вала к номинальной, e_t - коэффициент влияния абсолютных размеров сечения вала, вычисляемый по эмпирической формуле

$$e_t = 0,48 \frac{3 + \sqrt{0,1d}}{1 + \sqrt{0,1d}} \quad (7)$$

где d , — диаметр вала, мм.

Таблица 1 Условный запас прочности и коэффициент, характеризующий накопление усталостных явлений

Тип вала и характер его нагружения	h	a	
		$0 < r \leq 1$	$1 < r \leq 1,2$
Промежуточные валы, не испытывающие знакопеременного изгиба	1,6	+0,6	- 3
Промежуточные и коленчатые валы, испытывающие знакопеременный изгиб	2,0	+0,8	-4

Примечание. Для буксиров, ледоколов, траулеров и других судов, длительно эксплуатирующихся на различных режимах при многократном маневрировании, реверсировании и пусках следует в формуле (5) положить $r = \backslash$. Допускаемые напряжения при этом будут постоянными для всего диапазона эксплуатационных режимов.

Из формулы (6) можно получить выражения для определения коэффициентов, входящих в общую формулу (1).

$$K(r) = 1 + a(1 - r), \quad (8)$$

$$K_a = \frac{K_t h}{K_u e} = \frac{2 K_t}{K_u e 0,48 \frac{3 + \sqrt{0,1d}}{1 + \sqrt{0,1d}}}. \quad (9)$$

Коэффициент упрочнения $K_u = 1$ для не упрочненных валов (принимается по умолчанию). Для упрочненных валов $K_u > 1$. Он устанавливается по приложениям работы [17] или ГОСТ 25. 501 - 83.

Формула (6) позволяет рассчитывать допускаемые напряжения для цилиндрических ступенчатых валов путем определения коэффициента концентрации по соответствующим таблицам приложений к методике Терских. Однако, непосредственно для коленчатого вала там указаний не приводится.

Поэтому была выдвинута гипотеза о возможности использования для этой цели некоего эквивалентного ступенчатого вала (рис. 2), имеющего два участка - с большим диаметром D и малым диаметром d . На переходе от малого к большому участку имеется галтель радиусом r_d .

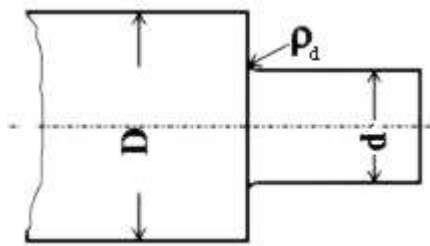


Рисунок 2. Эскиз ступенчатого вала

Для того, что бы использовать эту модель на первом этапе исследования колена коленчатого вала было заменено эквивалентным ступенчатым валом у которого малый диаметр d равен диаметру шейки вала, а большой диаметр D - двум радиусам кривошипа, т. е. ходу поршня двигателя S (см. рис. 2).

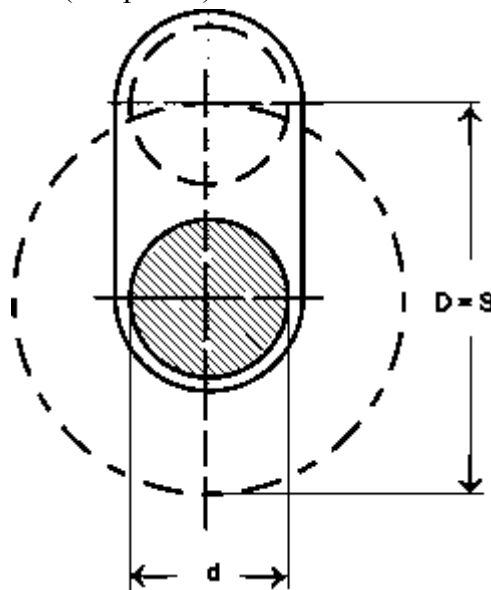


Рисунок 3. Расчетная модель коленчатого вала

Предполагалось, что такая аппроксимация позволит учесть коэффициент перекрытия шеек. Выполненные затем расчеты показали, что оптимальное решение удалось найти при некотором постоянном значении D/d .

Кроме этих моделей, были изучены варианты учета концентраций напряжений для масляного отверстия в шейке вала и для случая прессовой посадки у составных валов малооборотных дизелей,

Для того, что бы избежать использования таблиц при программировании были проведены специальные корреляционные исследования табулированных функций и получены следующие алгоритмы расчета коэффициента концентрации напряжений с минимальной погрешностью для расчетов по формуле Терских (6).

Для галтели при аппроксимации колена коленчатого вала эквивалентным ступенчатым валом с учетом перекрытия шеек имеем

$$K_t = 1 + \frac{0,75 + 0,0005 Rm}{14,663 r + 2,134 \left(\frac{d}{S}\right)^{2,678}} \quad (10)$$

Для галтели при аппроксимации колена коленчатого вала эквивалентным ступенчатым валом без учета перекрытия шеек имеем

$$K_t = 1 + \frac{1,25 + 0,0009 Rm}{25 r + 1} \quad (11)$$

Для масляного отверстия по ориентировочным данным (для относительного диаметра отверстия от 0,05 до 0,25) получено

$$K_t = 1,565 + \frac{Rm}{2800} \quad (12)$$

Для прессовой посадки составных валов можно принять

$$K_t = \sqrt{\frac{Rm}{156}} \quad (13)$$

Искомые формулы, предназначенные для последующей оценки достоверности расчетов допускаемых напряжений, были установлены путем сравнения между собой результатов расчета для коленчатых валов трех условных двигателей - малооборотного (МОД) с наиболее низкими показателями прочности, среднеоборотного (СОД) с умеренными показателями и высокооборотного (ВОД) с наиболее высокими показателями. Характеристики этих двигателей показаны в таблице 2.

Таблица 2. Исходные данные для анализа методов расчета допускаемых напряжений

Тип дизеля	d/S	Rm, МПа	d, мм	г
МОД	0,350	440	600	0,050
СОД	0,450	600	250	0,075
ВОД	0,650	900	100	0,100

По этим исходным данным были рассчитаны коэффициент концентраций напряжений Kt , коэффициент снижения предела прочности коленчатого вала K_{np} и допускаемые напряжения $t_{доп}$ для рассмотренных выше вариантов расчетных моделей.

Анализ результатов расчетов, приведенных в таблице 3, показал, что для оценки достоверности расчета допускаемых напряжений следует выбрать формулу (6) в которую подставляются величины, определяемые по формулам (7), (8), (9) и (11).

Таблица 3. Результаты расчета параметров прочности коленчатых валов

Формулы	Тип двигателя								
	МОД при d = 600 мм			СОД при d = 250 мм			ВОД при d = 100 мм		
	Kt	K_{np}	$t_{-доп}$	Kt	K_{np}	$t_{-доп}$	Kt	K_{np}	$t_{-доп}$
(6) и (10)	2,13	28,84	15,26	1,78	22,21	27,01	1,56	17,57	51,22
(6) и (11)	1,73	23,49	18,73	1,62	20,28	29,58	1,59	17,88	50,33
(6) и (11) при $\gamma = 0,05$	1,73	23,49	18,73	1,80	22,44	26,73	1,92	21,56	41,74
(6) и (12)	1,72	23,36	18,84	1,78	22,24	26,98	1,89	21,24	42,38
(6) и (13)	1,68	22,78	19,31	1,96	24,52	24,47	2,40	27,04	33,28
(5).	-	22,00	20,00	-	22,00	27,27	-	22,00	40,91

Основным этапом исследования стала разработка алгоритмов и программ расчета допускаемых напряжений кручения в коленчатых валах дизелей с учетом требований ГОСТ 25.504-82, образующую в своей совокупности новую методику, разработан-

ная на основе современных технологий компьютерного моделирования.

Полная версия новой методики расчета, реализуемая в виде законченного программного продукта, включает в себя ряд последовательных операций.

Исходными данными для расчета по этой методике являются: ход поршня двигателя S (мм), диаметр шейки коленчатого вала (минимальный) d (мм), радиус галтели r_2 (мм), марка материала (легированная или углеродистая сталь), предел прочности Rm (Мпа), шероховатость поверхности Rz , коэффициент упрочнения поверхности (выбирается в зависимости от способа и технологии упрочнения по ГОСТ).

По перечню исходных можно судить о том, что новая методика учитывает больше факторов, чем рассмотренные выше методы.

Если вернуться к основной формуле расчета допускаемых напряжений (1), то коэффициент снижения предела выносливости K_d в этой методике оценивается произведением двух величин: $K_{баз}$ - коэффициента снижения предела выносливости при базовом числе циклов ($N_{баз} = 2 \cdot 10^6$) и K_N - коэффициента учета фактического числа циклов работы коленчатого вала.

$$K_d = K_{баз} K_N \quad (14)$$

Определение коэффициента снижения предела выносливости при базовом числе циклов начинается с расчета теоретического коэффициента концентрации напряжений заготовки $a(r, d, S)$, учитывающий относительный радиус галтели $r = r_r / d$ и фактор перекрытия шеек S/d .

В методике уделяется большое внимание учету масштабного фактора путем расчета таких параметров как относительный градиент первого главного напряжения в зоне концентрации напряжений и относительный критерий подобия усталостного разрушения детали и образца, коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений и масштабному фактору. По этим параметрам затем определяются функция учета абсолютных размеров и общий коэффициент учета влияния концентрации напряжений и абсолютных размеров

В отличие от методики [17], где факторы влияния абсолютных размеров и концентрации напряжений определяются по двум разным формулам, в ГОСТ эти факторы явно не разделены и учитываются в более сложном алгоритме определения K_{td} . Кроме того, ГОСТ учитывает влияние марки материала на усталостную прочность с помощью коэффициента влияния абсолютных размеров заготовки K_1 . Для углеродистой стали этот коэффициент $K_1 = 1$. Для легированной стали при $d > 150$ мм величина $K_1 < 1$.

Еще один коэффициент K_F позволяет учесть шероховатость Rz поверхности шеек вала.

Расчет коэффициентов, учитывающих влияния основных факторов на несущую способность вала при кручении, позволяет затем найти общий коэффициент снижения предела выносливости для базового числа циклов по следующей основной формуле

$$K_{баз} = \frac{a}{e} K_{td} + \frac{1}{KF} - 1 \cdot \frac{\sigma}{\sigma_u} \frac{1}{K_1} \quad (15)$$

Важной особенностью новой методики является то, что она учитывает накопление усталостных циклов за требуемый срок службы коленчатого вала (например, за

60000 часов для среднеоборотных и 120000 часов - для малооборотных судовых дизелей). Это соответствует условным 10^9 циклам изменения суммарных напряжений, что в 500 раз больше базового числа циклов.

ГОСТ позволил определить наиболее вероятную степень кривой усталости m и значение соответствующего ей коэффициента K_N .

Выполнение расчетов допускаемых напряжений для ряда двигателей по рассматриваемой методике и методикам, которые выше были рекомендованы для оценки достоверности расчета допускаемых напряжений, позволили установить величину $K_N = 2,717$ и получить формулу для коэффициента учета относительной частоты вращения для любого значения $r > 1/500$:

$$K(r) = \frac{\sigma}{\sigma_{\text{баз}}} \cdot \frac{\sigma_{\text{баз}}}{\sigma} \cdot \frac{1}{r^m} \quad (16)$$

Таким образом, новая формула для расчета допускаемых напряжений может быть записана в следующем виде

$$t_{\text{доп}} = \frac{t_{-1}(Rm)}{2,717 K_{\text{баз}}} \cdot \frac{\sigma}{\sigma_{\text{баз}}} \cdot \frac{1}{r^m} \quad (17)$$

Для проверки достоверности этой методики фактические суммарные напряжения в коленчатых валах ряда ДВС были сравнены с допускаемыми напряжениями, определенные всеми указанными выше методами, а именно

- * по новому алгоритму в соответствии с формулой (17),
- * по формуле (5),
- * по формуле (6), в которую подставляются величины, определяемые по формулам (7), (8), (9) и (11),
- * по действующей формуле Правил Регистра.

Исходные данные, которые удалось получить для решения поставленной задачи, приведены в таблице 4, а результаты определения допускаемых напряжений перечисленными методами сведены в таблицу 5.

На рис. 4 приведен характерный график развития крутильных колебаний современного двигателя 6M25 (см. пункт 2 таблицы 5), который наложен на графики допускаемых напряжений, определенные указанными методами

Результаты поверочных расчетов, во-первых, подтвердили ранее сделанное заключение о том, что правила Регистра, дают заниженное значение допускаемых напряжений.

Во-вторых, было показано, что для номинальной частоты вращения результаты расчета допускаемых напряжений по новому методу и по методу, основанного на формуле (6), практически совпадают в широком диапазоне изменения характеристик коленчатых валов и хорошо согласуются с рекомендациями [8].

При этом фактические суммарные напряжения от крутильных колебаний коленчатых валов исследованных двигателей, которые не удовлетворяли требования Правил

Регистра, оказались меньше допускаемых, определенных по новому методу.

Таблица 4 Исходные данные для расчета допускаемых напряжений для коленчатых валов

№	Двигатель	Диаметр, мм	Материал	Радиус галтели
1.	8VD18\16VD	115	1000 (лег)	7
2.	6M25	193	930 (угл)	23
3.	8ДКРН60/225	730	590 (угл)	55
4.	6ДКРН72/250	780	550 (угл)	39
5.	8чн17/21,5	135	1000 (лег)	7
6.	M43	380	860 (угл)	28
7.	ЗД6	85	1100 (лег)	5
8.	8NVD48	200	560(угл)	15
9.	6ДКРН70/120	480	500 (угл)	30

Таблица 5 Результаты расчета допускаемых напряжений

№	Двигатель	Формула или данные					Режим работы
		новая (17)	(6)	(5)	Регистра	Фирмы	
1.	8VD18\16VD	46,754	47,138	45,455	28,780	40	$r = 1$
2.	6M25	50,339	50,177	42,273	27,344	44	$r = 1$
3.	8ДКРН60/225	26,387	26,47	26,618	18,961	28,5	$r = 1$
4.	6ДКРН72/250	22,597	22,366	25	17,852		$r = 1$
5.	8чн17/21,5	45,622	44,246	45,455	28,319		$r = 1$
6.	M43	40,649	38,551	39,091	25,677		$r = 1$
7.	ЗД6	54,229	55,083	50	38,967	52	$r = 1$
8.	8NVD48	28,428	28,496	25,455	20,438	23	$r = 1$
9.	6ДКРН70/120	23,1	24,7	22,73	19,7	17,3	$r = 0,83$

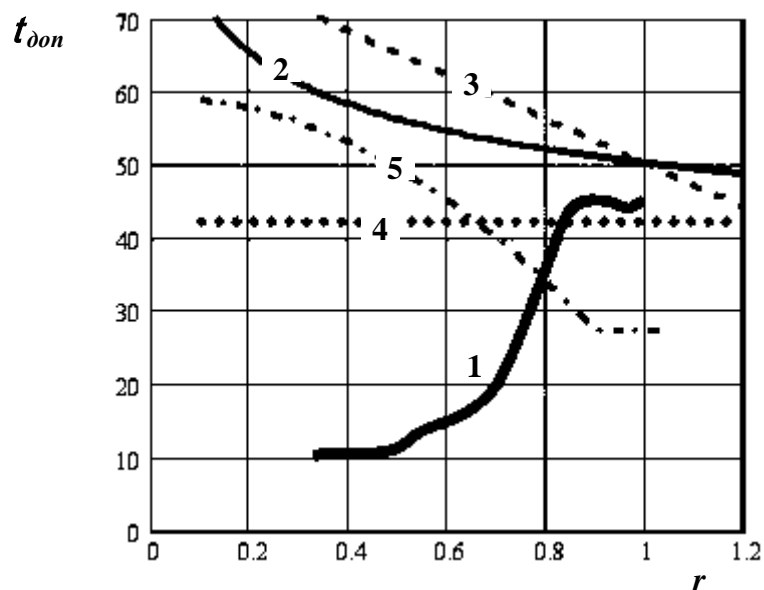


Рисунок 4. Сравнительный анализ результатов расчета допускаемых напряжений: 2 - по формуле (17), 3 - по формуле (6), 4 - по формуле (5), 5 - по Регистру, 1 - фактические суммарные напряжения в коленчатом валу двигателя 6M25.

Тем самым подтверждена достоверность нового метода оценки допускаемых напряжений основанная на ГОСТ и целесообразность использования его алгоритма для разработки новой формулы Регистра.

Вопрос о форме кривой допускаемых напряжений при относительных оборотах $r < 1$ требует дополнительного обсуждения.

Линейные зависимости допускаемых напряжений от оборотов типа (8), которые применяются в формулах Регистра и (6) имеют явно субъективное происхождение и основаны на попытках учесть длительность работы валов на различных режимах. При этом в правилах Регистра разрешается для зон оборотов, не предназначенных для длительной работы, увеличивать допускаемые напряжения не только в соответствии с этой линейной функцией (8), но еще и за счет умножения на коэффициент $K_{кр}$, который равен 2 - для главных и 5 - для вспомогательных двигателей. В результате напряжения, допускаемые для быстрого прохода оборотов, могут оказаться неправдоподобно высокими (до 200 Мпа).

С другой стороны в комментариях к формулам (6) и Регистра сказано, что для буксиров, ледоколов, траулеров и других судов, длительно эксплуатирующихся на различных режимах при многократном маневрировании, реверсировании и пусках следует положить $r = 1$. Такие допускаемые напряжения при этом назначаются постоянными для всего диапазона эксплуатационных оборотов.

Эти противоречия снимаются в случае применения предлагаемой формулы (17) для зон частот вращения, предназначенных для длительной работы.

Для запретных зон оборотов, которые разрешены для быстрого прохода, суммарные напряжения могут превышать некоторого критического уровня

$$t_{кр} = K_{кр} t_{доп} \quad (18).$$

В данном случае $t_{кр}$ логично принять равным пределу выносливости детали при базовом числе циклов, поскольку суммарное число циклов, накопленное за весь срок службы двигателя при быстрых проходах резонансных зон наверняка не превысит базового числа циклов $N_G = 2 \cdot 10^6$. Это значит, что коэффициент $K_{кр}$ будет изменяться от 2,35 при минимально-устойчивых оборотах до 2,72 - при номинальных оборотах.

Литература

ГОСТ 25.504-82 «Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости», Издание официальное, Госстандарт, М.

ДИЗЕЛИ. Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. Под общей редакцией В.А. Ваншейдта, Н.Н. Иванченко, Л. К., Коллерова Л., «Машиностроение» (Ленингр. отделение), 1977. 480 с.

Ефремов Л. В., Черняховский Э. Р. Надежность и вибрация дизельных установок промысловых судов.—М.: Пищевая промышленность, 1980.— 232 с.

Ефремов Л.В. Практика инженерного анализа надежности судовой техники. — Л.: Судостроение, 1980. — 178 с.

Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС. Издательство «Судостроение», Л. 1968. 304 с.

Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени /Под ред. А. П. Гусенкова; 2-е изд., перераб. и доп. -М.: Машиностроение, 1993 (III).

364 с.: ил. - (Б-ка расчетчика /Ред. кол.: В. А. Светлицкий (пред.) и др.)

Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. Справочник. - М.: Машиностроение, 1985.- 224с.

Конструкция и прочность коленчатого вала. Сборник статей. Перевод Б.М. Погорного. Под редакцией Н.С. Ханина. Машгиз. М. 1963. 107 с.

Кугель Р. В. Долговечность автомобиля. М., 1961.

Махутов Н. А. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на прочность. М., «Машиностроение», 1981, 272 с.

Одинг И. А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М., Машгиз, 1962. 184 с. с ил.

Проблемы надежности и ресурса в машиностроении/Под ред. К. В. Фролова, А. П. Гусенкова. — М.: Наука, 1986. ~ 592 с.

Прочность и долговечность автомобиля / Под ред. Б. В. Гольда .М., Машиностроение, 1974. ¾ 328 с.

Российский Морской Регистр Судоходства. Правила классификации и постройки морских судов. 1999.

Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. — М.: Машиностроение, 1975. — 488 с.

Справочник по крутильным колебаниям валопроводов судов флота рыбной промышленности, Гипрорыбфлот, Ленинград, 1970. 120 с.

Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Издательство «Судостроение», Ленинград, 1971. 300 с.

Школьник Л. М. Методика усталостных испытаний: Справочник. — М.: Металлургия, 1978. — 302 с.

Leonid V. Efremov, Galina I. Buharina, Michael Y. Ivanov Problems of safe development of torsional vibrations of the "motor" forms of marine diesels. Third international shipbuilding conference -isc'2002. 8th - 10th October, 2002, St. Petersburg, Russia. Proceedings. 2002.

03.04.03