

УДК 621.43.016.4

ОЦЕНКА РЕСУРСА СОПРЯЖЕНИЯ «ЦИЛИНДРОВАЯ ВТУЛКА-ПОРШНЕВОЕ КОЛЬЦО» СУДОВЫХ МАЛОРАЗМЕРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

© 2013 Н.В. Пахомова

Каспийский институт морского и речного транспорта, г. Астрахань

Поступила в редакцию 17.09.2013

Предлагается расчётно-аналитическая методика определения долговечности сопряжения «втулка цилиндра – верхнее поршневое кольцо» применительно к судовым малоразмерным дизелям на основе заданных параметрических соотношений.

Ключевые слова: *цилиндровая втулка, поршневое кольцо, ресурс, долговечность, износ, твёрдость, скорость изнашивания, чугунное литьё*

Опыт работы по восстановлению работоспособности судовых малоразмерных дизелей типов Ч 8,5/11 и Ч 9,5/11, установленных на малых промысловых судах, разьездных и спасательных шлюпках, катерах показывает, что некоторые значения эксплуатационных параметров дизелей и, в первую очередь, назначенный ресурс до первой переборки (5000 часов) являются фактически не востребоваемыми. Практика показала, что почти 100% всех дизелей рыбопромысловых судов, работающих в речных, озёрных и прибрежных морских акваториях, выходит из строя после 2500-3000 часов эксплуатации по причинам, не связанным с неисправностями элементов кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и цилиндропоршневой группы (ЦПГ), которые и регламентируют значение ресурса (выходит из строя система охлаждения, система смазки, реверс-редукторная передача, часты механические поломки и повреждения по вине эксплуатационников). Выходят из строя насосы, теплообменники, термостаты. В связи с тем, что промысловые боты работают, в основном, в прибрежных зонах, происходит загрязнение элементов системы охлаждения песком, грязью, илом и т. п. Поэтому часто промысловая бригада переоборудует дизель на проточную систему охлаждения, в результате чего система сильно упрощается. Но рабочий процесс двигателя осуществляется в условиях «холодного» цилиндра, что предопределяет повышенный удельный расход топлива и малый ресурс дизеля (порядка 500 часов). Это происходит в силу низкой температуры стенки цилиндра, что способствует интенсификации износа деталей ЦПГ. Кроме того, происходит обильное накипеобразование, в результате чего ухудшается теплообмен.

Назначенный ресурс в 5000 часов обеспечивается материалами, инструментом, оборудованием и, следовательно, всеми связанными с этим затратами. Если привести в соответствие реально

требуемый эксплуатационный срок службы дизеля с его производственным обеспечением, то можно в значительной степени снизить себестоимость изготовления дизеля и повысить его функциональные возможности. Это может быть обеспечено модернизацией конструкции и технологии изготовления дизелей путём приведения всех видов затрат на производство в соответствие с условиями реальной эксплуатации. Упрочнение втулок цилиндров путём их термической и химико-термической обработки (ТО и ХТО) экономически оправдано лишь тогда, когда речь идет об обеспечении высоких и сверхвысоких ресурсов работы порядка 8000-12000 часов и не может рассматриваться экономически выгодным в случаях ограниченного умеренного ресурса, требуемого потребителем в отдельных отраслях, например, на малых рыбопромысловых судах, сварочных агрегатах, эксплуатирующихся на строительных площадках и др. Результаты расчётно-аналитических и экспериментальных исследований показывают, что дизели Ч8,5/11 и Ч9,5/11, эксплуатирующиеся в составе сварочных агрегатов, срок службы которых, в силу специфических условий эксплуатации ограничиваются 2500-3000 часами (примерно столько нарабатывают дизели за два-три года работы, что соответствует 4-6 промышленным сезонам, по итогам которых судовладелец может приобрести новый двигатель или капитально отремонтировать имеющийся) могут быть укомплектованы втулками цилиндров, не подвергнутыми специальной ТО и ХТО. Такое решение представляется оправданным и обеспечивающим надёжность работы дизеля в течение заданного срока службы. Обеспечение надёжной работы двигателя в устраивающий потребителя временной период может быть определено следующими факторами:

- повышением технического уровня дизелей в целом и качества их изготовления, ориентированных на требования отечественных и международных стандартов, при этом должен быть обеспечен высокий уровень сервисного обслуживания;

Пахомова Надежда Владимировна, начальник управления конвенционной подготовки и повышения квалификации. E-mail: nb.13@mail.ru

- приведением качества изготовления дизелей и их элементов в соответствие с условиями реальной эксплуатации, т.е. использовать принцип эксплуатационного качества, что потребует более гибкой технологии производства;

- повышением функциональных характеристик ресурсообразующих элементов ЦПГ и КШМ.

Заготовкой для втулки цилиндра служит отливка, полученная способом центробежного литья (ЦЛ). Этот способ достаточно хорошо известен и изучен. При ЦЛ заполнение формы жидким металлом, его затвердевание и последующее частичное остывание происходит в поле действия центробежных сил. Такое поле возникает при вращении литейной формы вокруг горизонтальной оси, совпадающей с осью вращения заготовки. Центр массы отливки находится на оси её вращения. Внутренняя поверхность отливки формируется без применения стержней, т.е. является свободной. Метод получения заготовок втулок цилиндров указанным способом имеет определенные преимущества перед другими способами, например, перед литьем заготовок в разовые песчаные формы. Так, достоинством метода является то, что при ЦЛ не нужны стержни, изготовление которых достаточно трудоемко, не расходуется металл на литниковую систему, выход годного литья достигает 90-95%. При ЦЛ заготовок втулок цилиндра идет достаточно сильная ликвация углерода, который вытесняется к внутренней поверхности отливки, а именно, внутренняя поверхность втулки (зеркало) является функциональной, работающей в условиях трения и износа, поэтому повышенное содержание углерода в ее поверхностном слое является позитивным фактором. Производительность труда при изготовлении заготовок способом ЦЛ выше, чем при литье в разовые песчаные формы, а себестоимость заготовок снижается на 20-30%. К недостаткам ЦЛ следует отнести следующие:

- химическую неоднородность по сечению отливки вследствие действия центробежных сил;
- формирование механического пригара на наружной поверхности отливки;
- наличие высоких внутренних напряжений в наружном поверхностном слое и более высокая вероятность образования горячих трещин.

Для полых заготовок, изделия из которых имеют рабочей внутренней поверхность (и для втулок цилиндров в том числе) и работают в условиях трения и износа эта внутренняя поверхность должна обладать высоким качеством структуры, т.е. быть однородной с высокой плотностью структуры. Однако вместе с ликвацией углерода на внутренней поверхности заготовки происходит сосредоточение и более легких, неметаллических и газовых включений, а также серы и фосфора. Поэтому приходится назначать чрезмерно высокие значения припусков на механическую обработку, как внутренних, так и наружных поверхностей, поскольку дефекты поверхностного слоя наружной

поверхности также достаточно значимы. В связи с этим припуски на механическую обработку зеркала втулки составляют от 5 до 10 мм на сторону (для втулок дизелей Ч8,5/11 и Ч9,5/11) и не являются оптимальными, технически обоснованными, согласно их расчётно-аналитическому определению по источникам [1, 2 и др.]. Как бы то ни было, а масса заготовки ($M_{\text{заг}}$) составляет 13 кг при массах готовых деталей ($M_{\text{д}}$) в 2,45 кг (Ч8,5/11) и в 2,24 кг (Ч9,5/11). Следовательно, коэффициент использования материала ($K_{\text{им}}$) равен соответственно: $K_{\text{им}}=M_{\text{д}}/M_{\text{заг}}=2,45/13=0,188$; $K_{\text{им}}=M_{\text{д}}/M_{\text{заг}}=2,24/13=0,172$. Более 80% материала при механической обработке заготовок уходит в стружку, что составляет не менее 10 кг. Следовательно, при изготовлении 2500 дизелей в год в пересчете на 4-х цилиндровые типоразмеры необходимо изготовить 10000 цилиндрических втулок, а с учетом запасных частей (25%) 12500 втулок. Потери материала при выполнении этого объема работ составляет 125 тонн.

Одним из наиболее нагруженных, ответственных и ограничивающих ресурс двигателя в ЦПГ является сопряжение втулка цилиндра (на участке максимального износа в зоне остановки верхнего компрессионного кольца у ВМТ) верхнее компрессионное кольцо. Кроме износостойкости, к втулкам предъявляются ряд других требований:

- низкое значение коэффициента трения;
- жесткость конструкции, обеспечивающая неизменность геометрических параметров работающего двигателя или минимального их искажения;
- хорошая обрабатываемость и возможно низкая стоимость изготовления;
- наличие рабочей поверхности, задерживающей достаточное количество масла.

Указанным требованиям в наибольшей степени удовлетворяет чугун. Однако в связи с тем, что для двигателей различного назначения характеристики долговечности и надежности различаются весьма значительно (иногда на порядок), разработано несколько марок чугунов, которые могут в той или иной степени удовлетворить требованиям, предъявляемым к втулкам цилиндров [3]. Чешуйки графита, которые распределены по всему объему металла, хорошо задерживают масло на поверхности, а фосфидная сетка, имеющая большую твердость и слегка выступающая над поверхность, способствует износостойкости металла, играя роль своеобразного подшипника. Кроме того, в углублениях сетки задерживается смазочный материал. Химический состав чугунов, идущих на изготовление втулки, подбирают с таким расчетом, чтобы в чугуне образовался перлит, а не феррит, поскольку присутствие феррита в чугуне даже в незначительном количестве приводит к снижению его износостойкости. Типичные сорта чугуна, используемые для изготовления втулок цилиндров, приведены в табл. 1.

Таблица 1. Характеристики чугунов, используемых для изготовления втулок

Тип чугуна	Химический состав, %					Твердость
	С	Р	Ni	Cr	другие элементы	НВ
обычный перлитный	3,2	0,6	-	0,3	-	293
с высоким содержанием фосфора	3,3	0,85	-	0,8	-	300
закаливаемый	3,2	0,6	1,0	0,4	-	425
азотируемый	2,7	0,2	-	1,5	1,0%Al	950
коррозионноустойчивый	2,7	0,8	14,0	2,0	7%Si	232

«Мокрые» втулки цилиндров в основном испытывают напряжения в радиальном направлении от действия сил давления газов

$$\sigma_p = \frac{DP_z}{2\delta}$$

где D – диаметр втулки, м; P_z – максимальное давление сгорания, МПа; δ – толщина стенки втулки, м; и сил, возникающих из-за разности температур по толщине стенки

$$\sigma_t = E\alpha_{\text{ч}} \left(\frac{t_1 - t_2}{2} \right),$$

где E – модуль упругости в МПа; α_ч – коэффициент линейного расширения чугуна, °С⁻¹, t₁ и t₂ – температура соответственно рабочей и охлажденной поверхности втулки, °С.

Возможность учета влияния различных конструкторско-технических и эксплуатационных факторов на скорость доминирующего абразивного изнашивания втулки цилиндра и поршневых колец на стадии их проектирования являются одним из важнейших факторов в решении сложной проблемы обеспечения надежности двигателя в течение заданного срока службы. В работе [4] для наиболее нагруженного и ответственного сопряжения «втулка цилиндра – верхнее компрессионное кольцо», рассмотрены закономерности изнашивания. Показано, что на участке максимального износа втулок цилиндров имеет место дробление абразивных частиц. Для этого случая анализ процесса изнашивания сопряжения сводится к нахождению износа от каждой частицы и последующему суммированию этих независимых повреждений с учетом вероятности представления скорости абразивной частицы. Количество частиц найдено из условия равномерного распределения по диаметру и образующей втулки цилиндра. В результате суммирования повреждений получены следующие зависимости для оценки интенсивности износа поршневого кольца и втулки цилиндра [39]

$$I_{1,2} = 0,0116 \frac{A_{1,2} P_{1,2}}{M_{1,2}}, \text{ мм/час} \quad (1)$$

где A_{1,2}, P_{1,2}, M_{1,2} объединяют три группы факторов, учитывающих размеры и концентрацию абразивных

частиц, содержащихся в единице объема воздуха (A_{1,2}), параметры надежности работы двигателя (P_{1,2}) и качество рабочих поверхностей втулки цилиндра и поршневого кольца (M_{1,2}). Выражения A_{1,2}, P_{1,2}, M_{1,2} в работе [39] определены следующими зависимостями (табл. 2), где индекс «1» относится к поршневому кольцу, а индекс «2» – к втулке цилиндра.

Таблица 2. Формулы определения параметров A₁, P и M

Тип двигателя	Параметр	Верхнее компрессионное кольцо	Втулка цилиндра
Дизельный	A ₁ =A ₂	$q_R [1 - \exp(-0,0868 \frac{S}{D} R^{-2}) \sigma_{\text{вкл}}^{2,5}]$	
	P	$\frac{V_T \alpha_H L_0}{D_{\text{нк}} \gamma_B \text{tg}\theta}$	$\frac{V_T \alpha_H L_0}{D_{\text{ск}} \gamma_B \text{tg}\theta}$
	M	$\frac{HB_1^{1,5} HB_2^2}{HB_1 + HB_2}$	$\frac{HB_2^{2,5} HB_1}{HB_1 + HB_2}$

Примечание: V_T – расход топлива, кг; q_R – массовая концентрация пыли в поступающем в цилиндр воздухе, мг/м³; S – ход поршня, мм; D – диаметр цилиндра, мм; R – средний радиус абразивной частицы, мм; σ_{вкл} – условное разрушающее напряжение сжатия абразивной частицы, МПа; α_H – воздушно-топливное соотношение; L₀ – теоретически необходимая масса воздуха для сгорания 1 кг топлива; γ_B – плотность воздуха, кг/м³; h_k – высота кольца, мм; tgθ=2R/h_k – угол между образующими поверхностей втулки и кольца; HB₁ и HB₂ – твердость по Бринеллю сопрягаемых поверхностей соответственно втулки и кольца, МПа; ζ_{0,1} и ζ_{0,2} – относительное удлинение соответственно материала кольца и втулки в %; t – показатель фрикционно-контактной усталости

В работе [5], посвященной рассматриваемой проблеме, получен ряд дополнений, отражающих влияние абразивных свойств пыли и изменения твердости поверхностей кольца и зеркала цилиндра в зависимости от температуры на скорость изнашивания. В частности, влияние на изнашивание твердости рабочих поверхностей сопряжения кольцо-цилиндр предложено определять по формулам:

$$M_1 = \frac{(HB_1 e^{a_1 t_1})(HB_2 e^{a_2 t_2})^{2,5}}{HB_1 e^{a_1 t_1} + HB_2 e^{a_2 t_2}}, \quad (2)$$

$$M_2 = \frac{(HB_1 e^{\alpha_1 t_1})(HB_2 e^{\alpha_2 t_2})^{2,5}}{HB_1 e^{\alpha_1 t_1} + HB_2 e^{\alpha_2 t_2}}, \quad (3)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты зависимости твердости по Бринеллю соответственно от температуры кольца t_1 и цилиндра t_2 ; e – основание натурального логарифма.

Дальнейшее уточнение функциональных зависимостей табл. 2 заключается в следующем: в выражение для параметра P следует подставлять не паспортное значение расхода топлива на номинальных режимах, а его среднестатистическое эксплуатационное значение, определяемое по формуле:

$$B_{Т.Э} = b_{е.э} N_{е.д}, \quad (4)$$

$$b_{е.э} = b_e [1,55(1 - \frac{n_3}{n_n}) + (\frac{n_3}{n_n})^2], \quad (5)$$

где b_e – эксплуатационный удельный расход топлива (среднестатистическое значение).

$$P_{е.э} = P_e \frac{n_3}{n_n} [0,87 + 0,13 \frac{n_3}{n_n} - (\frac{n_3}{n_n})^2], \quad (6)$$

где $P_{е.э}$ – среднестатистическая эксплуатационная мощность двигателя, л.с.; $n_3 = 0,748 n_n$ – среднестатистическая частота вращения коленчатого вала в эксплуатации, мин^{-1} ; n_3 , P_e , b_e – значение частоты вращения, мощности и удельного расхода топлива на номинальном режиме.

В расчетные формулы следует вводить дополнительно коэффициент износной способности минералогического состава абразивных частиц K_k , определяемый процентным содержанием наиболее твердых частиц (корунд, кварц и др.) и коэффициент пропуска пыли воздухоочистителем ξ , представляющий собой отношение запыленности воздуха на выходе к запыленности воздуха на входе воздухоочистителя [6, 7].

Таким образом, в выражение для A_i в табл. 2 вводится дополнительный множитель K_k , а в выражение для P_i расход топлива B_T заменяется на $B_{Т.Э}$ в формуле (6) и вводится дополнительный множитель ξ . При этом параметры M_i определяются по формулам (2), (3). Экспериментальные скорости изнашивания, по которым оценивалась точность расчета по формулам (1), (3) и табл. 2 представляют собой средние интегральные величины, вычисляемые по выражению:

$$I_3 = \frac{1}{T_0} \int_0^T I_3(T) dT = V_0 T^{B-1},$$

где T – наработка, час.

Среднестатистическое значение радиального износа в зависимости от наработки:

$$\delta^a = \alpha_v T^{a_r}$$

Экспериментальные исследования, выполненные на дизеле Д144 при стендовых испытаниях и при выполнении трактором различных сельскохозяйственных работ, в том числе транспортных перевозок, показали, что за время $T=2680$ часов параметры износа кольца имели значения $I_3 = 0,0577 \cdot 10^{-3}$ мм/ч; $\alpha_v = 0,2261$; $a_r = 0,78$. Расчетное значение скорости изнашивания по формулам (1) (3) составило $0,0565 \cdot 10^{-3}$ мм/ч. Сопоставление расчетных измеренных и среднестатистических значений скорости изнашивания поршневых колец показывает, что погрешность данного метода прогнозирования износа не превышает 12% и свидетельствует о его практической приемлемости. Прогнозируемый ресурс двигателя по износу втулки цилиндра в зависимости от конструкции и технологии изготовления для заданных условий эксплуатации будет равен

$$T = \frac{N_{пред}}{I}$$

где I – определяется по формуле (1); $N_{пред}$ – предельно допускаемый износ по условиям нормальной работы двигателя.

В качестве примера приведём расчет скорости изнашивания втулки цилиндра в зависимости от конструкторско-технологических факторов, применительно к 4-х цилиндровому дизелю 4Ч9,5/11 со следующими показателями номинального режима работы: $P_e=40$ л.с. (29,4 кВт); $n_n=1800$ мин^{-1} (30с^{-1}), $b_e=0,2$ кг/(л.с.час) (0,272 кг/(кВт.ч)); $n_3=1350$ мин^{-1} ; $b_{е.э}=0,19$ кг/ч (0,258 кг/кВт.ч); $P_{е.э}=34,8$ л.с. (25,59 кВт); $B_{Т.Э}=6,612$ кг/ч. В соответствии с требованиями рабочих чертежей штатных дизелей имеем: $D=95$ мм; $S=110$ мм; $h_k=3$ мм; $S_k=14$ мм; $HB_2=20$ МПа (32-37 HRC); $L_0=14,5$ кг; $\gamma_b=1,2$ кг/м³; $S_k=0,1355=15$ мм; $\sigma_{вкл}=280$ МПа; $K_k=0,79$; $\xi=0,3$; $N_{пред}=0,2-0,25$ мм; $q_R=0,077$ мг/м²; $\text{tg}\theta=0,005$; $R=7,5$ мкм. Число цилиндров $n_k=4$. Коэффициент зависимости твердости материала от температуры [40]: $\alpha_1=-9,5 \cdot 10^{-4}$; $\alpha_2=-5,1 \cdot 10^{-4}$. Температура нагрева поршневого кольца и втулки цилиндра $t_1=185^{\circ}\text{C}$; $t_2=168^{\circ}\text{C}$. Параметры, учитывающие влияние размеров и концентрации абразивных частиц

$$A_1=A_2=q_R [1 - e^{-0,0868 \frac{S}{D}(K)^2}] \sigma_{вкл}^{2,5} K_k, \quad (7)$$

Подставив значения параметров в формулу (7) получим $A_1=A_2=251,47$. Параметры напряженности работы дизеля

$$P_1 = \frac{B_{Т.Э} \alpha_n L_0 \xi}{D_{hk} \gamma_n \text{tg}\theta h_g}, \quad (8)$$

$$P_2 = \frac{B_{Т.Э} \alpha_n L_0 \xi}{D_{sk} \gamma_n \text{tg}\theta h_g}, \quad (9)$$

Подставив значения параметров в формулы (8), (9) получим $P_1=5,466$, $P_2=2,187$. Параметры M_1 и M_2 , зависящие от качества рабочих поверхностей, будем определять по формулам (2) и (3) для

различных значений твердости зеркала цилиндра $HВ_2 = 2000-1250$ МПа при постоянной твердости поверхности кольца $HВ_1=2000-1250$ МПа. Результаты расчета сведены в табл. 2.

Таблица 2. Результаты расчетов

$HВ_2$ (МПа)	2000	1750	1500	1250
$M_1 \cdot 10^{-6}$	0,622	0,491	0,372	0,267
$M_2 \cdot 10^{-6}$	0,348	0,257	0,18	0,18

Таблица 3. Результаты расчетов

$HВ_2$ (МПа)	2000	1750	1500	1250
$I_1 \cdot 10^{-6}$ (мм/ч)	36,68	46,47	61,33	85,45
$I_2 \cdot 10^{-6}$ (мм/ч)	26,23	35,52	50,72	77,37
T_1 , ч.	5450-6820	4900-5380	3660-4060	2340-2930
T_2 , ч.	7625-9530	5630-7640	3940-4930	2585-3230

Как видно из приведенных данных, с уменьшением твердости рабочей поверхности втулки цилиндра ресурс ее работы значительно уменьшается из-за роста интенсивности износа. Уменьшается при этом и ресурс поршневого кольца что, по видимому, объясняется увеличением концентрации продуктов износа в зоне контакта, хотя и менее интенсивно, чем ресурс втулки цилиндра.

В целом, если за исходные данные принять значения твердости закаленной ТВЧ рабочей поверхности втулки цилиндра $HВ_2=2000$ МПа, рабочей поверхности хромированного поршневого кольца $HВ_1=7000$ МПа и ресурс работы сопряжения – $T = 7000$ ч, то зависимость ресурса от реально полученной твердости можно аппроксимировать следующей формулой:

$$T=7000\left(\frac{HВ_2}{200}\right)^2=0,175(HВ_2)^2,$$

где $HВ_2$ – твердость зеркала цилиндра, МПа.

Подставив значения A_i , P_i , M_i , в формулу (1) получим значение скорости изнашивания и, как следствие, ресурс работы сопряжения втулки цилиндра с верхним компрессионным кольцом. Результаты расчета приведены в табл. 3.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Балакишин, Б.С. Взаимозаменяемость и технические измерения в машиностроении / Б.С. Балакишин, С.С. Волосов, И.В. Дунин-Барковский и др. – М.: Машиностроение, 1972. 616 с.
2. Рохлин, А.Г. Технология производства судовых дизелей – Л.: Судостроение, 1969. 270 с.
3. Справочник по чугуному литью / Под ред. д.т.н. Н.Г. Гириновича. 3-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отд., 1978. 758 с.
4. Мишин, И.А. Долговечность двигателей. 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отд., 1976. 288 с.
5. Бочкарев, В.Н. Технологические расчеты точности при производстве судовых высокооборотных дизелей. – Махачкала: ДГУ, 1983. 80 с.
6. Южаков, И.В. Абразивный износ сопряжения гильза-поршневое кольцо / И.В. Южаков, Г.Я. Ямпольский, Г.А. Рыбаков. – М.: Автомобильная промышленность, 1977. С. 7-9.
7. Левандашев, Л.О. Определение прогнозируемой скорости абразивного изнашивания поршневых колец тракторных двигателей / Л.О. Левандашев, В.Д. Евдокимов. – Л.: Двигателестроение, 1985. С. 7-10.

ASSESSMENT THE RESOURCE OF INTERFACE "CYLINDER PLUG – PISTON RING" AT SMALL-SIZED SHIP DIESELS

© 2013 N.V. Pakhomova

Caspian Institute of Marine and River Transport, Astrakhan

The settlement and analytical technique of definition the durability of interface "cylinder plug – top piston ring" in relation to small-sized ship diesels on the basis of set parametrical ratios is offered.

Key words: cylinder plug, piston ring, resource, durability, wear, hardness, wear speed, iron casting