

Теоретическая оценка амплитуды колебаний цилиндровой втулки судового двигателя внутреннего сгорания под воздействием локальной и распределенной силовых нагрузок

A theoretical estimate of the amplitude of the vibrations cylinder liner marine internal combustion engine under the influence of local and distributed power loads

Aleksander Valishin

Maritime University of Szczecin
70-500 Szczecin, ul. Wały Chrobrego 1–2, e-mail: kdirn@am.szczecin.pl

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, коррозионно-эрозионное разрушение охлаждаемых поверхностей, параметры вибрации, собственная частота колебаний, амплитуда колебаний, методика расчета

Резюме

В статье приведены результаты разработки методики для определения параметров вибрации цилиндрических втулок судовых дизелей при комплексном воздействии ударной нагрузки поршня при перекалках шатуна и пульсации рабочего давления в цилиндре.

Key words: internal combustion engine, corrosion-erosion damage cooled surfaces, the vibration parameters, natural frequency, amplitude, method of calculation

Abstract

The article contains results development of a methodology for determining the parameters of vibration cylinder liners marine Diesel engines with complex action of shock loading piston during the relining rod ripple operating pressure in the cylinder.

Введение

Охлаждаемые поверхности цилиндрических втулок высокооборотных четырехтактных судовых двигателей внутреннего сгорания часто подвергаются коррозионно-эрозионному повреждению, причиной которого является вибрация втулок. Значения амплитуд и собственных частот колебания втулок, происходящего в результате ударений поршня при перекалках шатуна в крайних положениях хода поршня и пульсации давления рабочего тела (газа) в цилиндре, зависят от многих как конструктивных, так и эксплуатационных факторов. Поэтому для

обеспечения достаточной долговечности цилиндрических втулок дизелей этого типа необходимо еще на стадии их проектирования располагать методикой определения параметров их колебания, таких амплитуда и частота. К сожалению, в настоящее время методики позволяющие производить расчеты параметров колебания цилиндрических втулок дизелей в зависимости от параметров рабочего процесса дизеля (давления сгорания, частоты вращения коленчатого вала), его конструктивных характеристик (массы деталей цилиндро-поршневой группы, способа заделки втулки в блоке цилиндров) отсутствуют. В связи с этим, возникает необходимость

создания подобных методик. В статье приводятся материалы исследования колебаний цилиндрических втулок посвященные обозначенной проблеме.

Разработка методики определения параметров колебания цилиндрических втулок дизелей от воздействия комплексной нагрузки ударов поршня и пульсации рабочего давления газов в цилиндре

Оценка величины амплитуд колебаний цилиндрических втулок судовых двигателей внутреннего сгорания является важным этапом их проектирования, поскольку значения частоты и амплитуды колебаний втулок являются определяющим фактором возникновения кавитационной эрозии втулок. Амплитуду смещений определяют силовые нагрузки, в том числе локальная (удар поршня при переключке в ВМТ) и распределенная (силы пульсации газового давления в цилиндре). В целях определения интенсивности возможных кавитационных разрушений поверхности втулки интерес будут представлять в первую очередь максимальные амплитуды радиальных смещений, которые будут наблюдаться в плоскости качания шатуна. Поэтому ограничимся в дальнейшем рассмотрением только радиальной компоненты перемещений w при $\varphi = 0$, где будут определены начальные условия прогиба цилиндрической оболочки под действием сосредоточенного импульса удара поршня. Распределение смещений по угловой координате определено в явном виде соотношением:

$$w(x, \varphi, t) = \psi(x) \cos n\varphi \sin \omega t \quad (1)$$

где: w – частота собственных колебаний оболочки; $n = 2, 3, 4, \dots$ – натуральные числа, характеризующие число полувольт в поперечном сечении.

Согласно [1], в реальных механических конструкциях реализуется только форма колебаний, соответствующая их наименьшей частоте. Более высокие гармоники имеют значительно меньшие амплитуды (ряд A_m сходящийся) и быстро затухают. Поэтому с достаточной точностью можно принять, что в результате силового воздействия на цилиндрическую втулку реализуется только первая гармоника колебаний, обладающая наименьшей частотой ω_1 и наибольшей амплитудой A_1 , которой соответствует форма с одной полувольтной в продольном направлении $m = 1$ (безузловая форма в продольном направ-

лении). Как было показано в [2] для каждого ω_m существует одно значение n_m , соответствующее наименьшей частоте колебаний, причем не всегда наименьшей частоте соответствует минимальное количество узлов стоячих волн в окружном направлении, что является характерным для оболочек.

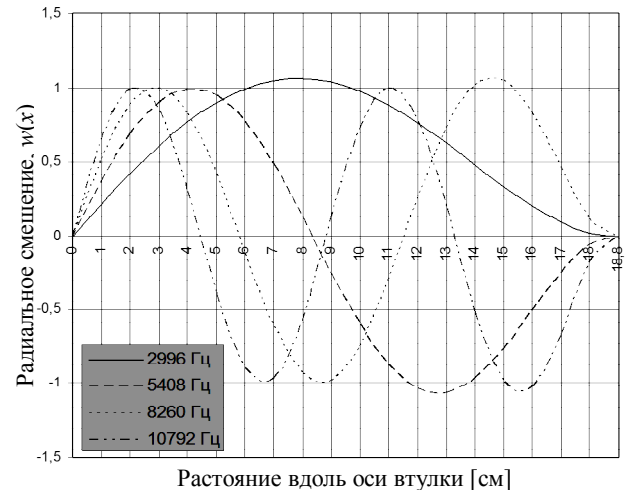


Рис. 1. Формы радиальных смещений при свободной опоре верхнего бурта цилиндрической втулки и жесткой заделки нижнего посадочного пояса дизеля 4Ч 8,5/11 [2]

Частота собственных колебаний втулки определяется зависимостью [3]:

$$\omega_m^2 = \frac{(k_m R)^4 + \frac{D_w}{R^2 E \delta} (n^2 - 1)^2 n^4}{\frac{\rho \delta_\Sigma}{E \delta} R^2 ((k_m R)^2 + (n^2 + 1) n^2)}, \quad m = 1, 2, 3, \dots,$$

где k_m определяется в соответствии с заданными граничными условиями, число m определяет количество полувольт в продольном направлении цилиндрической втулки.

Таким образом, при известном значении наименьшей частоты собственных колебаний втулки ω_1 задача нахождения амплитуд собственных колебаний втулки сводится к нахождению радиальных смещений в плоскости качания шатуна, которые можно представить в общем виде:

$$w(x, 0, t) = A_1 \psi(x) \sin \omega_1 t \quad (2)$$

где: $\psi(x)$ – функция, описывающая форму колебаний при соответствующем способе заделки краев.

В момент времени $t = t_c$ в плоскости качания шатуна $\varphi = 0$ в точке $x = x_0$, соответствующей месту удара поршня о стенку, к втулке приложено импульсное воздействие, определяемое суммой сил инерции $P_{ин}$ и давления газов P_g , действующей на поршень в момент удара.

Нормальная составляющая (направленная к стенке цилиндра) суммы сил P_N зависит от угла поворота кривошипа α :

$$\begin{aligned} P_N &= (P_{ин} + P_2)\lambda \sin \alpha \\ P_{ин} &= -m_p r \omega_k^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) \\ P_2 &= pF_p \end{aligned} \quad (3)$$

где:

m_p – масса поршня;

ω_k – частота вращения коленвала;

α – угол поворота коленвала;

$\lambda = r/l$ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

p – давление газа, соответствующее углу поворота коленвала α ;

F_p – площадь поршня.

Двигаясь с нормальным ускорением

$$a_n = \left(-r\omega_k^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) + \frac{pF_p}{m_p} \right) \lambda \sin \alpha \quad (4)$$

поршень проходит расстояние, равное тепловому зазору δ_t между поршнем и втулкой, до момента соударения со стенкой. Время от момента прохождения поршнем положения верхней мертвой точки до момента соударения t_c , а также нормальную составляющую скорости поршня в момент удара о стенку v_n определяют путем численного интегрирования уравнений движения:

$$v_n = \int_0^{t_c} a_n(t) dt \quad (5)$$

$$\delta_t = \int_0^{t_c} v_n(t) dt \quad (6)$$

В качестве точки соударения x_0 принимается расстояние от верхней кромки цилиндрической втулки до точки, соответствующей положению оси поршневого пальца при повороте коленчатого вала на угол $\alpha_c = \omega_k t_c$:

$$x_0 = c_0 + \frac{S}{2}(1 - \cos \alpha_c) \quad (7)$$

где: S – ход поршня, c_0 – расстояние между верхней кромкой цилиндрической втулки и осью пальца в верхней мертвой точке.

При работе двигателя в сопряжении поршень-цилиндр образуется слой смазочного масла, который оказывает влияние на динамические показатели перекадки. В существующих расчетных моделях перекадки поршня [4] влияние слоя смазки учитывается коэффициентом восстановления K_v :

- при наличии смазочного слоя контакт деталей характеризуется неупругим ударом и принимается $K_v = 0$;
- при отсутствии смазочного слоя контакт деталей сопровождается упругим ударом и принимается $K_v = 1$.

В данных расчетах полагается, что двигатель работает при наличии необходимой смазки в деталях, поэтому полагается удар поршня о стенку втулки неупругим и $K_v = 0$, т.е. скорость поршня после соударения равна нулю, отскоки и повторные удары поршня не рассматриваются. Как показывают расчетные и экспериментальные данные [4], момент начала контакта и достижение максимального значения силы удара составляют 6–8 градусов поворота коленчатого вала. Продолжительность контакта составляет не более одного градуса поворота коленчатого вала. После окончания контакта поршня со втулкой наблюдается всплытие точки боковой поверхности поршня и ее свободное бесконтактное движение в течение 16–35 градусов поворота коленчатого вала, а ближе к нижней мертвой точке, то есть в конце рабочего хода, контакт поршня со втулкой становится маловероятным и зазоры в симметричных точках одного сечения становятся почти равными.

Иными словами, конструкция поршня способствует его кувырканию в период перекадки шатуна в крайних положениях его движения таким образом, что поршень ударяет по втулке частью своей боковой поверхности. За время контакта поршня со втулкой гасится нормальная составляющая его скорости v_n и за счет кувыркания поршня в обратном направлении его контакт со стенкой прекращается.

Обобщая теорию удара Тимошенко на прогибы оболочек [5, 6], можно определить радиальное смещение в месте удара $x = x_0$, $\varphi = 0$:

$$\begin{aligned} w(x_0, t) &= \frac{I_n}{\rho} \frac{\psi_1^2(x_0)}{\omega_1 F \int_0^L \psi_1^2(\xi) d\xi} \sin \omega_1(t - t_c) = \\ &= A_1 \psi_1(x_0) \sin \omega_1(t - t_c) \end{aligned} \quad (8)$$

где:

$$I_n = \int_{t_c}^{t_c + \Delta T} P_N(\tau) d\tau = m_p v_n - \text{импульс, переданный}$$

при ударе стенке;

F – площадь сечения оболочки;

ΔT – время соударения.

Таким образом, амплитуда колебаний, вызванных импульсным воздействием, определяется соотношением

$$A_1 = \frac{I_n}{\rho} \frac{\psi_1(x_0)}{\omega_1 F \int_0^L \psi_1^2(\xi) d\xi} \quad (9)$$

По отклику системы на влияние сосредоточенного импульса (8) были определены вынужденные перемещения под действием непрерывно распределенной силы давления газов $p(\tau)$:

$$w_{\text{вын}}(x, t) = \frac{2\pi R \psi_1(x)}{\rho \omega_1 F \int_0^L \psi_1^2(\xi) d\xi} \cdot \int_0^t \sin \omega_1(t - \tau) p(\tau) \int_0^{c(\tau)} \psi_1(\xi) d\xi d\tau \quad (10)$$

где:

$c(\tau) = h_0 + \frac{H}{2}(1 - \cos \alpha(\tau))$ – расстояние от верхней кромки втулки до поверхности поршня;
 h_0 – расстояние между верхней кромкой цилиндровой втулки и поршнем в ВМТ.

Изменяющаяся во времени вместе с ходом поршня величина $c(\tau)$ определяет область втулки, подверженную воздействию изменяющихся во времени сил от давления газов.

Способ получения функции, описывающей вынужденные колебания, по известному отклику системы на действие сосредоточенного импульса, не требует прямого интегрирования уравнений движения с разложением вынуждающего воздействия на гармоники с использованием рядов Фурье. Численное интегрирование выражения (10) при кусочной аппроксимации экспериментальной зависимости вынуждающей силы $p(\tau)$ не представляет собой технической сложности.

Таким образом, движение поверхности втулки будет представлять собой сумму собственных колебаний при заданных начальных условиях деформации от удара поршня, имеющего нормальное перемещение в направлении к стенке цилиндра под действием инерционных сил кривошипно-шатунного механизма и давления газа, а также вынужденных колебаний, происходящих под воздействием изменяющихся сил газового давления:

$$w(x, t) = A_1 \psi(x) \sin \omega_1(t - t_c) + w_{\text{вын}}(x, t) \quad (11)$$

где: $w_{\text{вын}}(x, t)$ и A_1 определены в соответствии с выражениями (10) и (9). Причем в период, когда $p(\tau) = 0$ происходят только свободные колебания втулки, а в период сгорания газов $p(\tau) \neq 0$ происходят собственные высокочастотные колебания, модулированные по амплитуде силой газового давления, изменяющейся с частотой, кратной частоте вращения коленчатого вала.

Выводы

Таким образом, полученный вывод о характере движения, как суперпозиции двух колебательных процессов – собственных свободных колебаний и модулированных внешним силовым воздействием, – совпадает с выводами, сделанными в работе [7] и подтверждается экспериментальным вибрографированием втулок. Вместе с тем, предлагаемый в настоящей работе метод позволяет, в отличие от метода предложенного в [7], получать зависимость амплитуды колебаний втулки от периода рабочего цикла двигателя (угла поворота коленвала), а также распределение амплитуд колебаний по поверхности втулки, что важно при определении областей поверхности детали, характеризующихся повышенным напряженным состоянием, и, следовательно, наиболее подверженных эрозионным разрушениям.

Литература

1. Кан С.Н.: Строительная механика оболочек. Машиностроение, 1966.
2. Валишин А.Г., Розен Б.С.: Колебания цилиндрических втулок и предотвращение кавитации в системах охлаждения дизелей. БГАРФ, Калининград 2010.
3. VALISHIN A., ADAMKIEWICZ A.: Determination of cylinder liner free vibration in diesel marine engines. Journal Polish Cimac. Diagnosis, reliability and safety. Vol 7. No. 2, Gdańsk, 2012, 227–234.
4. Павлов Е.П.: Оптимизация зазоров в сопряжении поршень-цилиндр дизелей типа Ч-ЧН/10,5/12 с учетом их деформированного состояния и перекладки поршня. Двигателестроение 3, 2004, 18–20.
5. Гольдсмит В.: Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел. Пер. с англ. Стройиздат, 1965.
6. Кильчевский Н.А.: Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар. Наукова думка, Киев 1976.
7. БЕЗЮКОВ О.К.: Основы комплексного совершенствования охлаждения судовых дизелей: Автореф. дис. д-ра техн. наук. – СПб., 1995.