



УДК 539.3/.6:621.22.011:621.81

Б.М. Абдеев, А.И. Недобитков

ВКГТУ им. Д. Серикбаева, г. Усть-Каменогорск

**ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ
ПРИ АНАЛИЗЕ ПРИЧИНЫ РАЗРУШЕНИЯ ГИЛЬЗЫ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Даная работа основана на результатах исследования причины разрушения гильзы 130-1002021-А2 двигателя ЗиЛ. В процессе эксплуатации, через 500 км пробега после замены поршневой группы, произошел обрыв буртика гильзы (рис. 1).

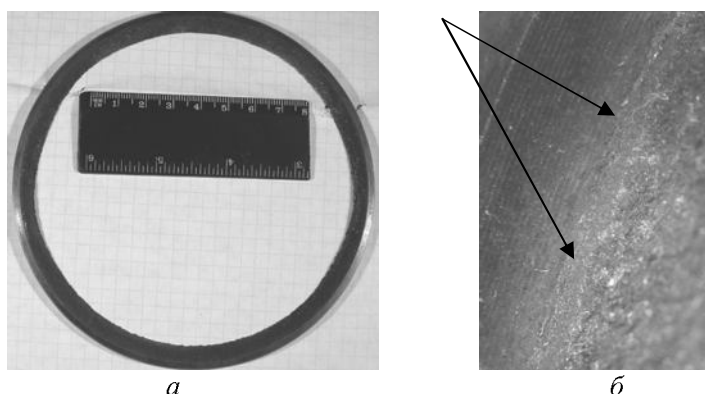


Рисунок 1 – Разрушение буртика исследуемой гильзы: *а* – кольцевой фрагмент буртика гильзы, *б* – глубина и ширина галтели неравномерные, вплоть до полного отсутствия

Исследованием кольцевой канавки (галтели) с помощью микроскопа МБС-2 установлено, что ее глубина и ширина неравномерные (рис. 1, *б*), вплоть до полного отсутствия. Следует напомнить, что в работе [5] Н.В. Болховитинов отмечает, что необходимо по возможности избегать острых углов в деталях, так как они вызывают неравномерность охлаждения вследствие меньшей теплоотдачи и образования парового изолирующего мешка. Вместе с тем острые углы служат местом концентрации внутренних напряжений, а также рабочих напряжений во время службы детали, поэтому вместо углов необходимо делать плавные закругления, понижающие концентрацию напряжений. Докажем это аналитически.

Как правило, в основу математического моделирования и оценки напряженно-деформированного состояния большинства конструкций деталей двигателей внутреннего сгорания положена классическая теория упругости. Применительно к анализу напряженно-деформированного состояния деталей двигателей внутреннего сгорания сложность применения теории упругости связана с большим разнообразием конструктивных и технологических требований, а также условий нагружения. Тем не менее, все большее значение приобретают вопросы учета реального характера действующих нагрузок. Определим характер действующих нагрузок на буртике гильзы двигателя внутреннего сгорания модели ЗиЛ-130.

В общем случае, для предотвращения прорыва газов и охлаждающей жидкости между головкой и блоком цилиндров их стыковочная зона уплотняется прокладками (рис. 2) [2].

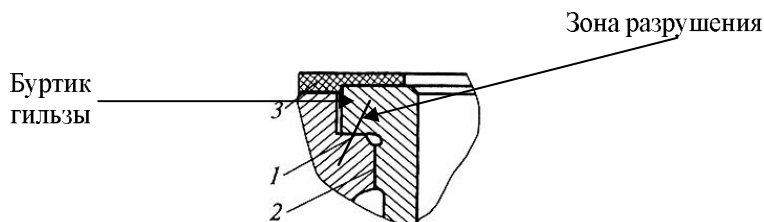


Рисунок 2 – Уплотнение газового стыка: 1 – опорная плоскость, 2 – центрирующий пояс, 3 – прокладка

Работоспособность газового стыка двигателя оценивают по его герметичности при реализации рабочего процесса и по уровню напряженно-деформированного состояния его элементов – шпильки или болта, прокладки и блока [2].

Основными расчетными нагрузками на газовый стык являются (рис. 3) [2]:

- сила предварительной затяжки;
- нагрузка от газовой силы;
- термическая сила, образующаяся при прогреве двигателя вследствие различных коэффициентов линейного расширения элементов стыка.

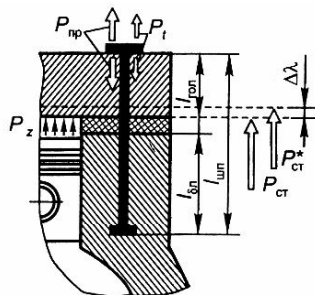


Рисунок 3 – Расчетная схема оценки надежности элементов газового стыка

Покажем аналитически, какое влияние оказывает наличие концентратора напряжений в виде отсутствия части галтели. Расчетная схема приведена на рисунке 4.

Размеры d_0 , $d_{тв}$, d_6 – соответствуют размерам, приведенным в работе [1];

ρ – радиальная координата произвольной точки гильзы в цилиндрической системе координат ρOY ;

q – внешнее давление на верхнюю поверхность буртика гильзы, которое определяется в зависимости от затяжки болтов головки блока цилиндров из условия $q > P_{\max}$ (где P_{\max} – максимальное давление в цилиндрах);

ρ_0 – радиус срединной поверхности цилиндрической части гильзы,

$$\rho_0 = \frac{d_0 + d}{2} = 112,5 \text{ мм}; \quad (1)$$

$M_1, M_2, N_1, N_2, Q_1, Q_2$ – распределенные по окружностям радиусами ρ_0 и $d/2$, соответственно, изгибающие моменты (M_1, M_2), продольные (N_1, N_2) и поперечные (Q_1, Q_2) силы в сечениях 1-1, 2-2, проходящих через точку «К» с типичным концентратором напряжений

[7-9] в виде резкого (ступенчатого) изменения формы гильзы, обусловленного наличием буртика;

σ_{H1}, σ_{H2} – экстремальные номинальные напряжения на главных площадках 1-1 и 2-2 в окрестностях точки «К»;

a_σ – коэффициент концентрации нормальных напряжений σ_{H1}, σ_{H2} ;

τ_H, τ_{max} – номинальное и наибольшее касательные напряжения;

$\sigma_{экв(H)}, \sigma_{экв(M)}$ – номинальное и максимальное эквивалентные напряжения в опасной точке «К» [7-9,12].

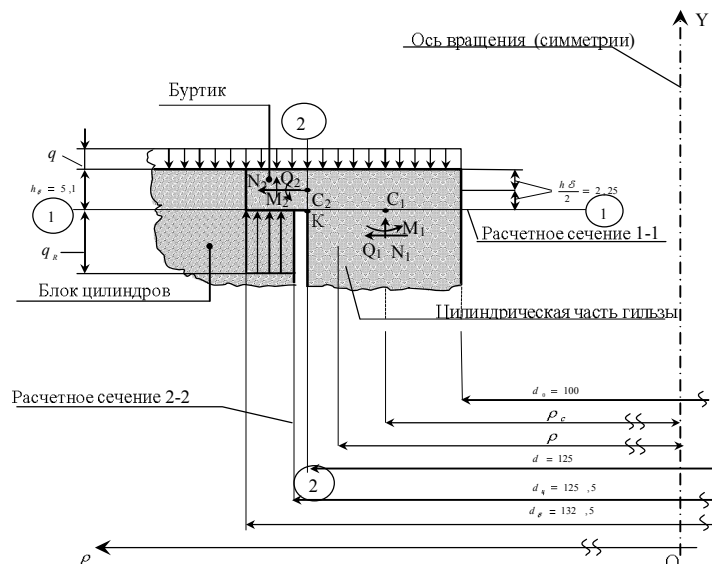


Рисунок 4 – Расчетная схема

Материал конструкции (ориентировочно) – ковкий ферритный чугун марки КЧ 37-12 (ГОСТ 1215);

$\sigma_B = 45 \text{ кг/мм}^2$ – предел прочности на растяжение, согласно результатов проведенных лабораторных испытаний и в соответствии с [10, 12] ($\sigma_B > 37 \text{ кг/мм}^2$);

$\tau_B = 37 \text{ кг/мм}^2$ – предел прочности при кручении по справочным данным [10, 12].

Определим опорные реакции q_R и внутренние силовые факторы $M_1, M_2, N_1, N_2, Q_1, Q_2$.

Из условия равенства равнодействующих давлений $q_R = \text{const}$ и $q = \text{const}$

$$q_R \frac{\pi(d_\delta^2 - d_\kappa^2)}{4} = q \frac{\pi(d_\delta^2 - d_o^2)}{4}, \tag{2}$$

получаем (рис. 2)

$$q_R = q \frac{(d_\delta^2 - d_o^2)}{(d_\delta^2 - d_\kappa^2)} = 4,184q. \tag{3}$$

Принимая во внимание (2), проецируем на оси Y и rho силы, приложенные к верхней секториальной части кольца (выше расчетного сечения 1-1) с бесконечно малым центральным углом $d\theta$ (рис. 5):

$$\Sigma Y = N\rho_C d\theta = 0, \quad \Sigma \rho = Q_1\rho_C d\theta = 0; \tag{4}$$

откуда

$$N_1 = Q_1 = 0. \tag{5}$$

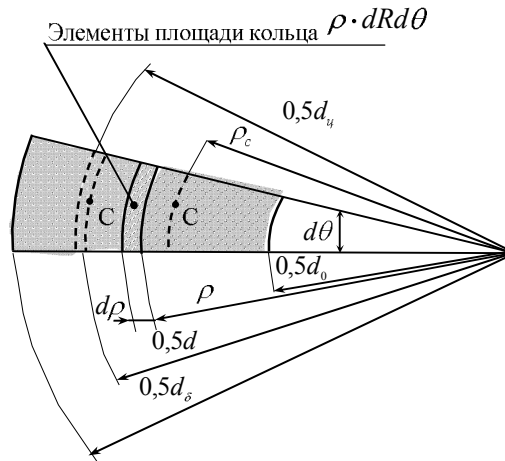


Рисунок 5

Результат (5) показывает, что в расчетном сечении 1-1 детали, включающем опасную точку «К», имеет место чистый изгиб моментом M_1 , который определяем из уравнения равновесия в виде суммы моментов Σm_{C_1} всех внешних и внутренних усилий относительно точки C_1 (рис. 4, 5):

$$\Sigma m_{C_1} = M_1 \rho_c d\theta + q d\theta \int_{0,5d_0}^{0,5d_\delta} \rho(\rho - \rho_c) d\rho - q_R d\theta \int_{0,5d_{II}}^{0,5d_\delta} \rho(\rho - \rho_c) d\rho = 0. \quad (6)$$

После исключения q_R из выражения (6), согласно (3), деления его на $d\theta$ и раскрытия интегралов, будем иметь искомую линейную функцию $M_1(q) \geq 0$ при $q \geq 0$:

$$M_1 = M_1(q) = \frac{q(d_\delta - d_o)(d_\gamma - d_o)}{24\rho_c(d_\delta + d_\gamma)} [d_\delta(d_\gamma + d_o) + d_\gamma d_o] = 50,48q \left(\frac{\text{мм}^2 \text{сила}}{\text{мм}^2} \right). \quad (7)$$

Аналогично находим силовые параметры M_2 , N_2 , Q_2 при условии жесткого защемления буртика по цилиндрическому сечению 2-2 и замены нижней части гильзы, отсеченной плоскостью 1-1, уже известным моментом M_1 и $N_1 = Q_1 = 0$, учитывая (5) (рис. 4, 5):

$$\Sigma Y = Q_2 \frac{d}{2} d\theta - q d\theta \int_{0,5d_0}^{0,5d} \rho d\rho = 0 \Rightarrow Q_2 = 0,25qd \left(1 - \frac{d_o^2}{d^2} \right) = 11,25q \left(\frac{\text{мм сила}}{\text{мм}^2} \right); \quad (8)$$

$$\Sigma \rho = N_2 \frac{d}{2} d\theta = 0 \Rightarrow N_2 = 0; \quad (9)$$

$$\Sigma m_{c_2} = M_2 \frac{d}{2} d\theta + M_1 \rho_c d\theta - q d\theta \int_{0,5d_o}^{0,5d} \rho(0,5d - \rho) d\rho = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow M_2 = 0,25q(d - d_o)(d + d_o - \frac{d^2 + dd_o + d_o^2}{3d}) - M_1 \frac{2\rho}{d} = 679,97q \left(\frac{\text{мм}^2 \text{сила}}{\text{мм}^2} \right). \quad (10)$$

Определим напряженное состояние материала в опасной точке «К» и оценим прочность гильзы.

В соответствии с [7-10,13] и, учитывая соотношения между размерами элементов конструкции (рис. 4), определяем номинальные относительные (безразмерные) напряжения, как в плоской задаче сопротивления материалов (рис. 6):

- по двум главным площадкам, граничащим с точкой «К» на пересечении разрезов 1-1 и 2-2:

$$\delta_{H1}^* = \frac{\delta_{H1}}{q} = \frac{6M_1}{q(d-d_o)} = \frac{6 \cdot 50,48q}{q(125-100)^2} = 0,486 > 0, \tag{11}$$

$$\delta_{H2}^* = \frac{\delta_{H2}}{q} = -\frac{6M_2}{qh_s^2} = -\frac{6 \cdot 679,97q}{q(5,1)^2} = -156,856 < 0; \tag{12}$$

- по площадке сдвига под углом $\beta = 45^\circ$ к плоскости 1-1, где действует экстремальное касательное напряжение $\tau_H = \max$, вызывающее разрушение чугунной гильзы (хрупкий материал) посредством отрыва буртика по конической поверхности с тем же углом $\beta = 45^\circ$ наклона направляющей, то есть:

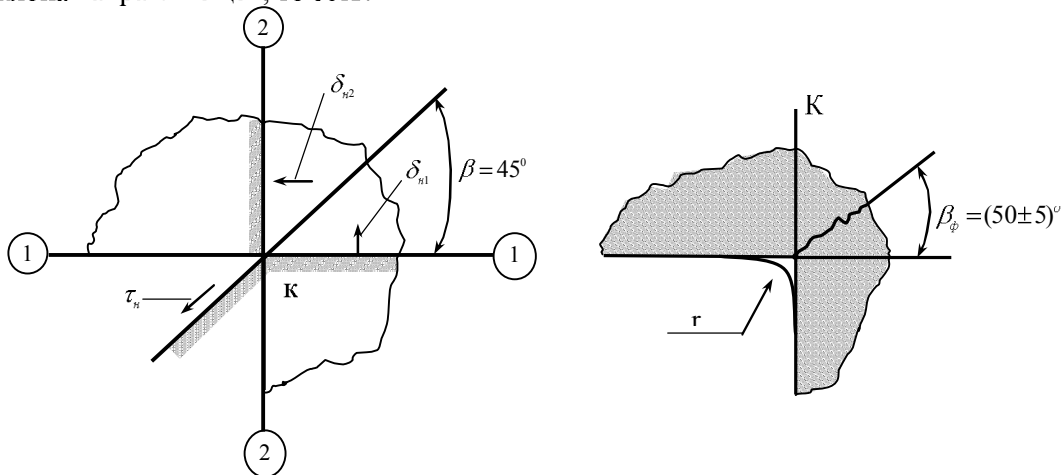


Рисунок 6

$$\tau_H^* = \frac{\tau_H}{q} = \frac{\delta_{H1}^* - \delta_{H2}^*}{2} = \frac{0,486 + 156,856}{2} = 78,671. \tag{13}$$

Поскольку в рассматриваемой конструкции используется хрупкий материал, то по справочно-нормативным рекомендациям [7-9, 12, 13] для количественной оценки прочности гильзы применяем классический критерий несущей способности Мора с эквивалентным номинальным параметром:

$$\delta_{экр(H)}^* = \delta_{H1}^* - \frac{\delta_e}{\delta_c} \delta_{H2}^* = 0,486 + 0,216 \cdot 156,856 = 34,367, \tag{14}$$

где δ_c – предел прочности чугуна КЧ 37-12 при сжатии, который вычисляем по формуле (39) из [7, стр. 594]

$$\delta_c = \frac{\delta_e \tau_e}{\delta_e - \tau_e} = \frac{45 \cdot 37}{45 - 37} = 208 \frac{\text{КГ}}{\text{ММ}^2} \tag{15}$$

В этой же связи следует отметить, что вышеуказанный теоретический угол излома $\beta = 45^\circ$ достаточно близок к фактическому $\beta_{сп} = 50 \pm 5^\circ$, установленному путем точных замеров (рис. 6).

Естественно, решающее влияние на разрушение гильзы оказывает концентратор напряжений в точке «К» (рис. 4), где вышеописанное исследование с помощью микроскопа МБС-2 не выявило наличия конструктивно необходимой галтели с контролируемым и регулируемым при изготовлении детали радиусом r (рис. 2, 6). Теоретически, при $r = 0$ максимальное напряжение $\sigma_{экр(М)}$ становится равным бесконечности, что подтверждается графиком функциональной зависимости коэффициента $a_\sigma = a_\sigma(r)$, приведенном на рисунке 7

и приближенно аппроксимируемым следующей формулой [8]

$$\alpha_s = 1 + \left[\frac{\frac{d_s - d_o - 1}{d - d_o} \cdot \frac{d - d_o}{r}}{9,6(1,12 \frac{d_s - d_o - 1}{d - d_o} - 1)} \right]^{0,85} \quad (16)$$

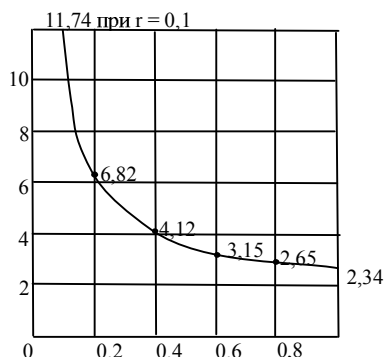


Рисунок 7

Также необходимо указать еще на три важнейших фактора, негативно повлиявших на имеющийся конструктивно-технологический дефект гильзы и способствовавших ее разрушению:

- динамико-циклический характер давления $q(t)$ (рис. 8) и, как следствие, «усталость материала» с возникновением трещин. В работе [4] дается следующее определение усталости – процесс постепенного накопления повреждений металла под действием переменных напряжений, приводящих к изменению свойств, образованию трещин и разрушению;

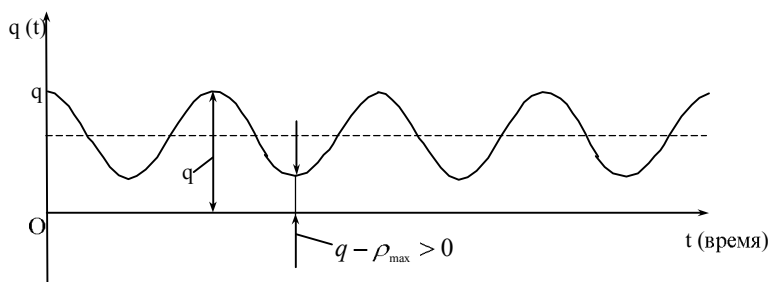


Рисунок 8

- воздействие нестационарного положительного температурного поля, которое повышает хрупкость чугуна, активизирует его усталостный износ и, в конечном счете, существенно снижает прочность.

- колебания гильзы двигателя, окруженной слоем охлаждающей жидкости, при воздействии на ее внутреннюю поверхность периодических ударных нагрузок. Кроме того, в работе [6] выведено выражение для определения прогиба оболочки-гильзы, окруженной слоем жидкости, при ударных импульсных воздействиях на ее внутреннюю поверхность со стороны поршня, возникающих при прохождении им верхней мертвой точки

$$B = \frac{R^2 \omega^2}{c^2 \psi} \cdot \frac{\rho R_2}{\rho_0 h_0 R_c} \left[\frac{1}{\sigma^2} \cdot \frac{256}{105} - \frac{256}{315} - \frac{1}{\sigma^4} \cdot \frac{128}{5} + \frac{384Q}{\sigma^6} \right], \quad Q = 1 - \frac{3}{\sigma} \text{cth} \sigma + \frac{3}{\sigma^2} \quad (17)$$

В работе [6] также показано, что амплитуда колебаний будет максимальной, если ударные нагрузки приложены в центре гильзы, а при их приближении к торцам, амплитуда колебаний падает вплоть до нуля на торцах.

На основании проведенного исследования аналитически доказано, что отсутствие галтели (канавки), являющейся концентратором напряжений, приведет к разрушению гильзы даже без дефектов макро- и микроструктуры, а также аналитически показано влияние динамико-циклического характера давления $q(t)$ и воздействие нестационарного положительного температурного поля.

Список литературы

1. ОАС «Мотордеталь» Техническая информация. – Кострома: ОАО «Мотордеталь», 2006. – 128 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания / Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. – М.: Высш. шк., 2005. – 400 с.
3. Гардерман В.Д. Техническая экспертиза разрушения деталей автомобилей. – Киев: Киевский НИИСЭ, 1976.
4. Школьник Л.М. Методика усталостных испытаний. – М.: Металлургия, 1978. – 304 с.
5. Волховитинов Н.Ф. Атлас макро- и микроструктур металлов и сплавов / Н.Ф. Волховитинов, Е.Н. Волховитинова. – М.: Машгиз, 1959. – 86 с.
6. Могилевич Л.И. Колебания гильзы цилиндра двигателя внутреннего сгорания с водяным охлаждением под действием ударных нагрузок со стороны поршневой группы / Л.И. Могилевич, В.С. Попов, А.А. Попова // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2008. – №3. – С.100-108.
7. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, В.Ф. Шорр, Г.В. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
8. Агамидов В.Л. Справочник машиностроителя / В.Л. Агамидов, А.В. Амелянчик и др; Под ред. С.В. Серенсена. – М.: Машгиз, 1963. – Т.3. – 652 с.
9. Биргер И.А. Сопротивление материалов: Учеб. пособие / И.А. Биргер, Р.Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
10. Филин А.П. Прикладная механика твердого деформируемого тела: т.1. Сопротивление материалов с элементами теории сплошных сред и строительной механики. – М.: Наука, 1975. – Т.1. – 832 с.
11. Серенсен С.В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность: Руководство и справочное пособие / С.В. Серенсен, В.П. Кобаев, Шнейдерович; Под ред. С.В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
12. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.В. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: Наукова думка, 1975. – 704 с.
13. Тимошенко С.П. Механика материалов / Пер. с англ. Л.Г. Корнейчука; Под ред. Э.И. Григолюка / С.П. Тимошенко, Дж. Гере. – М.: Мир, 1976. – 671 с.

Получено 07.04.10

УДК 681. 501

Б.Х. Айтчанов, Д.М. Ескендинова
КазНТУ, г. Алматы

ОЦЕНКА ОПТИМАЛЬНЫХ НАСТРОЕЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДИНАМИЧЕСКИХ ЧАСТОТНО-ИМПУЛЬСНЫХ УПРАВЛЯЮЩИХ СИСТЕМ

В настоящее время закон управления, основанный на динамической частотно-импульсной модуляции (ДЧИМ) управляющих сигналов получил широкое применение в подсистемах непосредственного цифрового управления, внедряемых в АСУ ТП. Важной проблемой при разработке и проектировании систем автоматического управления с ДЧИМ является проблема синтеза системы, оптимальной в каком-либо заданном смысле. Одним из важных этапов синтеза системы является оценка оптимальных параметров закона управления.