

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ КРЫШЕК ЦИЛИНДРОВ ТРАНСПОРТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПО КРИТЕРИЮ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

М.И. Раенко к.т.н., В.А. Рыжов к.т.н.
ОАО «Коломенский завод»

Предложен комплексный метод оценки долговечности крышек цилиндров, основанный на решении следующих задач:

определение уровня и характера распределения температур в конструкции;

моделирование процесса знакопеременных пластических деформаций в периоды нагрева и остывания крышки цилиндра с учетом реологических явлений;

определение фактического сопротивления материала крышки цилиндра термическому усталостному разрушению в различных диапазонах температур;

определение типового блока нагрузок, эквивалентного по повреждающему воздействию эксплуатационному спектру.

Головка (крышка) цилиндра — одна из самых сложных по конструкции и наиболее нагруженных деталей современных транспортных дизелей. Ее работа происходит в условиях относительно высоких температур и химически агрессивной среды при одновременном воздействии циклических температурных и механических (от сил давления газов) напряжений, а также статических монтажных и накапливаемых в процессе эксплуатации остаточных напряжений. Из-за сложной формы конструкции и высоких требований к точности геометрии крышки, практически единственным способом получения заготовки является отливка, которая может выполняться из чугунов или алюминиевых сплавов. В качестве материалов крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей чаще всего используются чугуны — серые (с пластинчатой или вермикулярной формой графита) или высокопрочные (с шаровидной формой графита).

Для крышек цилиндров температурные напряжения являются определяющими по уровню и характеру разрушающего воздействия на материал, в то время как влияние других составляющих напряженного состояния относительно невелико. Как правило, температурные напряжения в определяющих ресурс элементах (перемычках между клапанами) превышают предел текучести

материала, а их амплитуда в цикле нагружения в 1,2–1,8 раз выше предела выносливости материала. В результате крышка имеет ограниченную долговечность и работает в условиях постоянной повреждаемости. Предельное состояние наступает при относительно малом числе циклов теплосмен $N_{пр} < 10^5$. В этих условиях в качестве критерия предельного состояния обычно рассматривается запас по долговечности, представляющий собой отношение числа циклов до разрушения к числу циклов при эксплуатации за заданный срок службы дизеля $n = N_{пр}/N_p$.

Далее рассматривается серийная крышка цилиндров среднеоборотного транспортного дизеля 16ЧН26/26, выпускаемого ОАО «Коломенский завод». Наибольшее распространение дизели этого типа получили на железнодорожном транспорте. Дизели также широко используются в качестве силовых установок для большегрузных самосвалов, судов, передвижных и стационарных электростанций и других агрегатов.

Крышка цилиндров отливается из высокопрочного чугуна ВПЧ-НМ, легированного для повышения прочностных характеристик никелем, молибденом и медью. Химический состав ВПЧ-НМ (%): С — 3,4–3,8; Mn ≤ 0,45; Si — 1,8–2,6; P ≤ 0,1; S ≤ 0,01; Cr ≤ 0,1; Ni — 0,9–1,4; Mo — 0,3–0,6; Cu — 0,4–0,6; Mg — 0,04–0,07. Структура материала перлитно-ферритная, феррита до 55 %. Механические свойства: $\sigma_b \geq 50$ МПа; $\delta \geq 1,5$ %.

Оценка долговечности крышек цилиндров является комплексной проблемой, требующей решения следующих задач:

➤ определение уровня и характера распределения температур в конструкции на характерных режимах форсирования двигателя;

➤ моделирование процесса возникновения знакопеременных пластических деформаций в периоды нагрева и остывания крышки цилиндра с учетом реологических явлений при повышенных температурах, приводящих к постоянному росту остаточных напряжений в наиболее нагруженных элементах крышки при эксплуатации;

➤ определение фактического сопротивления материала крышки цилиндра термическому усталостному разрушению, а также его релаксацион-

ной стойкости в различных диапазонах рабочих температур;

➤ определение типового блока нагрузок на крышку цилиндров, эквивалентного по повреждающему воздействию (числу циклов теплосмен и времени выдержки на максимальной температуре) эксплуатационному спектру нагрузок.

Расчет теплового состояния крышек цилиндров основывается на решении стационарной задачи теплопроводности с условно стационарными граничными условиями третьего рода, предусматривающими задание температуры окружающей среды и коэффициента теплоотдачи α между средой и поверхностью крышки. Граничные условия определяются по методике, разработанной на кафедре ДВС МГТУ им. Баумана коллективом авторов под руководством проф. Н.Д. Чайнова. Для определения мгновенного значения коэффициента теплоотдачи со стороны горячих газов используется эмпирическая формула Вошни [1], учитывающая взаимосвязь конвективного и лучистого теплообмена:

$$\alpha = 127,9 D^{-0,2} T_{\infty}^{-0,53} p^{0,8} \left[C_1 C_m + C_2 \frac{V_h T_a}{p_a V_a} (p - p_0) \right]^{0,8}, \quad (1)$$

где $C_1 = 6,18 + 0,417 C_u / C_m$ — для процессов газообмена; $C_1 = 2,28 + 0,308 C_u / C_m$ — для процессов сжатия, сгорания, расширения; C_2 — для дизелей с непосредственным впрыском; C_m — окружная скорость газа; p_0 — давление прокрутки.

Величины давления p и температуры газа в камере сгорания T_{∞} берутся из индикаторной диаграммы. Полученные мгновенные значения усредняются за рабочий цикл дизеля по формуле

$$\alpha_{\text{ср}} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \alpha \cdot d\varphi. \quad (2)$$

Усредненная за рабочий цикл результирующая температура газов в камере сгорания определяется по формуле:

$$T_{\text{рез}} = \frac{1}{4\pi \alpha_{\text{ср}}} \int_0^{4\pi} \alpha \cdot T_{\infty} d\varphi. \quad (3)$$

Распределение коэффициента теплоотдачи по радиусу цилиндра дизеля имеет неравномерный характер с минимальным значением в центре и максимумом в районе внутренней кромки камеры сгорания. Изменение осредненного за цикл коэффициента теплоотдачи по текущему радиусу r определяется по формулам [2]

$$\alpha_r = \frac{2K_1 \alpha_{\text{ср}} \exp[(C_1 r)^{n_1}]}{1 + \exp[(C_1 R_1)^{n_1}]} \text{ при } r \leq R_1; \quad (4)$$

$$\alpha_r = \frac{2K_1 \alpha_{\text{ср}} \exp[C_2 (K_2 N_2 - r)^{n_1}]}{1 + \exp[(C_1 R_1)^{n_1}]} \text{ при } r > R_1, \quad (5)$$

где R_1 — радиус, на котором коэффициент теплоотдачи достигает максимального значения; C_1, C_2, K_1, K_2, N_2 — константы.

Константы определяются по заданным величинам α_r на радиусах $r = 0$; $r = R_1$ и $r = 0,5D$ исходя из условий непрерывности среднеинтегральной величины $\alpha_{\text{ср}}$.

Охлаждение крышек цилиндров протекает в условиях вынужденной конвекции и поверхностного кипения. Режим вынужденной конвекции характерен для периферийных районов днища, в этом случае коэффициент теплоотдачи определяется по следующей зависимости:

$$\alpha_w = A + B \omega_w^{0,8}, \quad (6)$$

где A и B — константы, зависящие от теплофизических свойств охлаждающей жидкости и конструкции проточных частей.

Для определения коэффициента теплоотдачи при кипении используется следующая формула, предложенная Кутателадзе [3]:

$$\text{Nu}^* = 7,0 \cdot 10^{-4} (\text{Re}^* \text{Pr}^* \sigma^{-1})^{0,7} \text{Pr}^{0,35}, \quad (7)$$

где $\text{Nu}^* = \alpha_q l^* \lambda^{-1}$ — число Нуссельта испарения; $\text{Re}^* = q l^* (r \rho'' \nu)^{-1}$ — число Рейнольдса испарения; $\text{Pr} = \nu \cdot a^{-1}$ — число Прандтля жидкости; $l^* = (\sigma(g(\rho' - \rho''))^{-1})^{0,5}$ — отрывной диаметр пузырька; ρ' и ρ'' — плотность жидкости и пара; q — плотность теплового потока; r — скрытая теплота парообразования; σ — коэффициент поверхностного натяжения; a — температуропроводность; ν, p и λ — кинематическая вязкость, давление и теплопроводность жидкости.

Для поверхностного кипения при вынужденной конвекции рассматриваются три определенные зоны. При низком перегреве стенки, когда температура охлаждаемой поверхности незначительно превышает температуру насыщения жидкости $\alpha_q \leq 0,5\alpha_w$, процесс теплоотдачи определяется вынужденной конвекцией, то есть $\alpha_{\text{охл}} = \alpha_w$. При значительном перегреве $\alpha_q \geq 2\alpha_w$ степень влияния вынужденной конвекции снижается, и процесс теплоотдачи соответствует развитому кипению $\alpha_{\text{охл}} = \alpha_q$. При умеренном перегреве $0,5\alpha_w < \alpha_q < 2\alpha_w$ теплоотдача определяется совместным влиянием вынужденной конвекции и поверхностного кипения:

$$\alpha_{\text{охл}} = \alpha_w (4\alpha_w + \alpha_q)(5\alpha_w - \alpha_q)^{-1}. \quad (8)$$

Для выпускных каналов средний по поверхности теплообмен за период выпуска определяется по формуле [4]

$$\text{Nu}_r = 0,33 \text{Re}_d^{0,67} \text{Pr}^{0,33}, \quad (9)$$

где $\text{Nu}_r = \alpha_r d_{\text{экр}} \lambda_r^{-1}$ — критерий Нуссельта; $d_{\text{экр}} = 4f \Pi^{-1}$ — эквивалентный диаметр канала; f — площадь проходного сечения; λ_r — коэффициент теплопроводности газа; $\text{Re} = \omega_r d_{\text{экр}} \nu_r^{-1}$ —

критерий Рейнольдса; ω_r — скорость потока газа; ν_r — коэффициент кинематической вязкости; $Pr = \nu_r a_r^{-1}$ — критерий Прандтля; a_r — теплопроводность газа.

При закрытом клапане, то есть при тактах впуска, сжатия и сгорания определяющими факторами теплообмена являются колебания давления в патрубке, а также естественная конвекция. В этих условиях [4]:

$$Nu_r = 2,37Fo^{-0,43} (1 + 0,00053Gr^{0,33} + 0,00051Re_d^{0,8}), \quad (10)$$

где $Gr = \beta g l^3 \Delta T \nu_r^{-2}$ — критерий Грасгофа; β — коэффициент объемного расширения; l — длина патрубка; ΔT — разность температур потока и стенки; $Fo = a_r \tau d_{экв}^{-2}$ — критерий Фурье; τ — текущее время между закрытием и открытием клапана в цикле.

Расчет крышки цилиндра выполнен на основе МКЭ в трехмерной постановке с использованием систем конечно элементного моделирования и анализа MSC.Patran и MSC.Marc. Конечно-элементная модель крышки представлена на рис. 1. Для повышения точности расчетов, в качестве конечных элементов использовались 10-узловые тетраэдры с дополнительными узлами в серединах ребер.

Результаты расчета серийной крышки цилиндра двигателя ЧН26/26 в виде температурных полей на режиме номинальной мощности дизеля $P_e = 3676$ кВт при $n = 1000$ об/мин представлены на рис. 2. Расчеты выполнялись с учетом зависимости коэффициента теплопроводности чугуна от температуры.

Для математического описания нелинейной среды обычно используются инкрементальные методы. Необходимость этого применительно к рассматриваемой задаче становится очевидной, если учесть, что основная гипотеза современной теории пластического течения предполагает

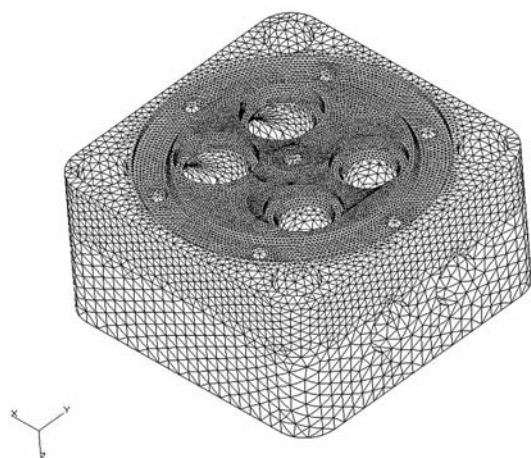


Рис. 1. Конечно-элементная модель крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26

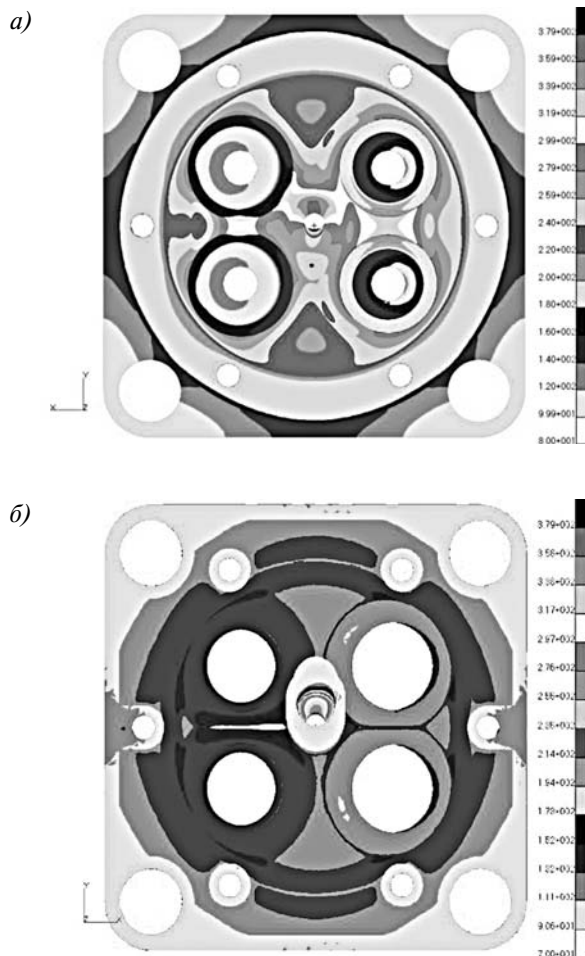


Рис. 2. Поля температур в днище крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26:

а — со стороны камеры сгорания;
б — со стороны полости охлаждения

существование функциональной связи между приращениями напряжений и приращениями деформаций, то есть формулируется в виде инкрементальных соотношений. Дальнейшее построение модели нелинейной среды основано на подходе Лагранжа [5] с использованием материальных (лагранжевых) координат точек, тензоров напряжений Пиолы–Кирхгофа S_{ij} и тензоров деформаций Грина e_{ij} .

Представим путь деформирования в виде последовательности равновесных состояний

$$Q^{(0)}, Q^{(1)}, \dots, Q^{(N)}, Q^{(N+1)}, \dots, Q^{(R)},$$

где $Q^{(0)}$ и $Q^{(R)}$ — начальные и конечные состояния деформирования.

Предположим, что все переменные состояний (напряжения, деформации и перемещения) известны на протяжении всей истории деформирования. Обозначим радиус-вектор произвольной материальной точки в состояниях

$$Q^{(0)}, \dots, Q^{(N)}, Q^{(N+1)} \text{ как } \vec{r}^{(0)}, \dots, \vec{r}^{(N)}, \vec{r}^{(N+1)}.$$

В результате

$$\vec{r}^{(0)} = x_i \vec{i}_i; \quad (11)$$

$$\vec{r}^{(N)} = \vec{r}^{(0)} + \vec{u} = X_i \vec{i}_i = (x_i + \vec{u}) \vec{i}_i; \quad (12)$$

$$\vec{r}^{(N+1)} = \vec{r}^{(0)} + \vec{u} + \Delta \vec{u} = (X_i + \Delta \vec{u}) \vec{i}_i = (x_i + \vec{u} + \Delta \vec{u}) \vec{i}_i, \quad (13)$$

где \vec{i}_i ($i = 1, 2, 3$) — базисные векторы прямоугольной декартовой системы координат, а \vec{u} , u_i , и $\vec{u} + \Delta \vec{u}$, $u_i + \Delta u_i$ ($i = 1, 2, 3$) — векторы перемещений и их компоненты в состояниях $Q^{(N)}$ и $Q^{(N+1)}$ соответственно. Здесь и далее используется правило суммирования по повторяющемуся (немому) индексу.

Тензор деформаций Грина в состоянии $Q^{(N)}$ и тензор приращения деформаций при переходе к состоянию $Q^{(N+1)}$ равны.

Здесь $2\Delta \epsilon_{ij}$ — линейная часть тензора приращения деформаций.

$$2e_{ij} = \frac{\partial \vec{r}^{(N)}}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial \vec{r}^{(N)}}{\partial x_j} - \frac{\partial \vec{r}^{(0)}}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial \vec{r}^{(0)}}{\partial x_j} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_p}{\partial x_i} \frac{\partial u_p}{\partial x_j}; \quad (14)$$

$$2\Delta e_{ij} = \frac{\partial \vec{r}^{(N+1)}}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial \vec{r}^{(N+1)}}{\partial x_j} - \frac{\partial \vec{r}^{(N)}}{\partial x_i} \cdot \frac{\partial \vec{r}^{(N)}}{\partial x_j} = \left(\delta_{pj} + \frac{\partial u_p}{\partial x_j} \right) \frac{\partial \Delta u_p}{\partial x_i} + \left(\delta_{pi} + \frac{\partial u_p}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \Delta u_p}{\partial x_j} + \frac{\partial \Delta u_p}{\partial x_i} \frac{\partial \Delta u_p}{\partial x_j} = 2\Delta \epsilon_{ij} + \frac{\partial \Delta u_p}{\partial x_i} \frac{\partial \Delta u_p}{\partial x_j}. \quad (15)$$

Принцип виртуальных перемещений для состояния $Q^{(N+1)}$ может быть представлен в виде:

$$\iiint_V ((S_{ij} + \Delta S_{ij}) \delta(e_{ij} + \Delta e_{ij}) - (\tilde{P}_i + \Delta \tilde{P}_i) \delta \Delta u_i) dV - \iint_S (\tilde{F}_i + \Delta \tilde{F}_i) \delta \Delta u_i dS = 0, \quad (16)$$

где S_{ij} — второй тензор напряжений Пиолы–Кирхгофа; \tilde{P}_i и \tilde{F}_i — заданные массовые и поверхностные силы, отнесенные к единичному объему и единичной площади недеформируемого тела в состоянии $Q^{(0)}$.

Будем считать, что между приращениями напряжений и приращениями деформаций существует линейная связь:

$$\Delta S_{kl} = C_{klmn} \Delta \epsilon_{mn}, \quad (17)$$

где $C_{klmn} = C_{lkmn} = C_{klnm} = C_{mnlk}$ — тензор коэффициентов упругости.

В теории пластического течения связь между тензором приращения напряжений и тензором приращений деформаций обычно устанавливается в Эйлеровой (пространственной) системе координат:

$$\Delta \sigma_{kl} = C^*_{klmn} \Delta^* \epsilon_{mn}, \quad (18)$$

где $2\Delta^* \epsilon_{mn} = \frac{\partial \Delta u_m}{\partial X_n} \frac{\partial \Delta u_n}{\partial X_m}$; $\Delta \sigma_{kl}$ — тензор напряжений

Коши–Эйлера.

Переход от (18) к (17) и обратно может быть выполнен по следующей зависимости [5]:

$$C_{ijkl} = D^{(N)} C^*_{mnpq} \frac{\partial x_i}{\partial X_m} \frac{\partial x_j}{\partial X_n} \frac{\partial x_k}{\partial X_p} \frac{\partial x_l}{\partial X_q}, \quad (19)$$

где $D^{(N)} = \frac{\partial (X_1, X_2, X_3)}{\partial (x_1, x_2, x_3)}$ — якобиан преобразования.

Учитывая, что в состоянии $Q^{(N)}$ тело находится в равновесии, то есть

$$\iiint_V (S_{ij} \delta \Delta \epsilon_{ij} - \tilde{P}_i \delta \Delta u_i) dV - \iint_S \tilde{F}_i \delta \Delta u_i dS = 0,$$

принцип возможных перемещений записывается в виде:

$$\delta \left\{ \frac{1}{2} \iiint_V \left(C_{klmn} \Delta \epsilon_{kl} \Delta \epsilon_{mn} + S_{kl} \frac{\partial \Delta u_p}{\partial x_k} \frac{\partial \Delta u_p}{\partial x_l} \right) dV - \iiint_V \Delta \tilde{P}_k \Delta u_k dV - \iint_S \Delta \tilde{F}_k \Delta u_k dS \right\} = 0. \quad (20)$$

Рассмотрим произвольный конечный элемент, имеющий r -узлов с номерами i_1, i_2, \dots, i_r . Без ограничения общности можно считать, что $i_t = t$, в противном случае всегда можно перенумеровать узлы элемента. Аппроксимируем приращения перемещений Δu_i ($i = 1, 2, 3$) в рассмотренном элементе следующим образом:

$$\Delta u_i = \sum_{t=1}^r \delta_{ip} \phi_{pt} \Delta q_{pt}, \quad (21)$$

где ϕ_{pt} — базисные функции, равные 1 в узле с номером t и 0 в остальных узлах; Δq_{pt} — приращения узловых перемещений.

Переходя к матричной формулировке задачи, получим:

$$([K]^{(0)} + [K]^{(1)} + [K]^{(2)}) \Delta q = \{\Delta \tilde{Q}\}, \quad (22)$$

где $[K]^{(0)}$ — блочная инкрементальная матрица жесткости элемента размерности $3r \times 3r$; $[K]^{(1)}$ и $[K]^{(2)}$ — соответственно блочные матрицы начальных перемещений и начальных напряжений элемента; $\{\Delta q\}$ — вектор узловых перемещений; $\{\Delta \tilde{Q}\}$ — вектор внешних нагрузок.

Каждая из подматриц блочных матриц (15) имеет размерность 3×3 , и ее элементы определяются по следующим зависимостям:

$$k_{ij}^{(0)} = \iiint_V \delta_{ik} C_{klmn} \frac{\partial \phi_{ks}}{\partial x_i} \frac{\partial \phi_{ml}}{\partial x_n} \delta_{jm} dV; \\ k_{ij}^{(1)} = \iiint_V \delta_{ip} C_{klmn} \left(\delta_{qm} \frac{\partial u_p}{\partial x_k} + \delta_{pk} \frac{\partial u_q}{\partial x_m} + \frac{\partial u_p}{\partial x_k} \frac{\partial u_q}{\partial x_m} \right) \frac{\partial \phi_{ps}}{\partial x_i} \frac{\partial \phi_{qt}}{\partial x_n} \delta_{jq} dV; \\ k_{ij}^{(3)} = \iiint_V \delta_{ij} S_{kl} \frac{\partial \phi_{is}}{\partial x_k} \frac{\partial \phi_{jt}}{\partial x_l} dV; \\ \Delta \tilde{Q}_i = \iiint_V \delta_{ik} \Delta \tilde{P}_k \phi_{ks} dV + \iint_S \delta_{ik} \Delta \tilde{F}_k \phi_{ks} dS. \quad (23)$$

Интегрирование ведется по объему и поверхности рассматриваемого конечного элемента. Построение глобальной матрицы жесткости конструкции осуществляется на основе стандартной процедуры суммирования по всем элементам, содержащим общие узлы. В результате получается система линейных уравнений равновесия конструкции, из которой определяются переменные состояния на $N + 1$ шаге, такие как Δu_j , $\Delta \varepsilon_{ij}$, ΔS_{ij} и др. После каждого последующего шага полные перемещения вычисляются добавлением полученных инкрементальных узловых перемещений к текущим координатам узловых точек.

Для моделирования знакопеременных пластических деформаций и определения остаточных напряжений, возникающих в крышке цилиндра в условиях теплосмен, применяется следующая схема анализа. Приращение полной деформации определяется суммой приращений упругой деформации $\Delta \varepsilon_{ij}^e$, пластической деформации $\Delta \varepsilon_{ij}^p$, деформации пластического последействия (ползучести) $\Delta \varepsilon_{ij}^c$, термических деформаций $\Delta \varepsilon_{ij}^T$ и выражается уравнением

$$d\varepsilon_{ij} = d\varepsilon_{ij}^e + d\varepsilon_{ij}^p + d\varepsilon_{ij}^c + d\varepsilon_{ij}^T. \quad (24)$$

Упругая составляющая тензора деформаций равна:

$$d\varepsilon_{ij}^e = \frac{1 + \mu}{E} d\sigma'_{ij} + \frac{1 - 2\mu}{E} d\sigma_{ij}^0, \quad (25)$$

где $\sigma'_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_{ij}^0$ — компоненты девиатора напряжений; $\sigma_{ij}^0 = 1/3 \delta_{ij} \sigma_{kk}$ — компоненты шарового тензора.

При решении пластической задачи используется теория течений, в частности, пластические деформации определяются исходя из ассоциированного закона течения [6]:

$$d\varepsilon_{ij}^p = \alpha^* \frac{\partial F}{\partial s_{ij}} d\lambda, \quad (26)$$

где $\alpha^* = 1$ при активной нагрузке, $\alpha^* = 0$ при нейтральной нагрузке и разгрузке; F — функция течения; λ — скалярный параметр.

При выборе функции течения используется условие пластичности Мизеса–Генки, которое удовлетворительно описывает пластическое состояние изотропных материалов. Эффект Баушингера при знакопеременной нагрузке и деформационное упрочнение материала крышки учитываются на основе кинематической теории упрочнения. В результате, функция течения имеет вид:

$$F = (\sigma'_{ij} - \alpha_{ij})(\sigma'_{ij} - \alpha_{ij}) - 2/3 \bar{\sigma}^2(\lambda) = 0; \quad (27)$$

$$d\alpha_{ij} = H d\varepsilon_{ij}^p, \quad (28)$$

где α_{ij} — девиатор, характеризующий поступательное перемещение центра поверхности текучести при кинематическом упрочнении; $\bar{\sigma}$ — интенсивность напряжений; λ — скалярный параметр, характеризующий изотропное изменение поверхности текучести; $\bar{\sigma} = \bar{\sigma}(\lambda)$ и $H = H(I_2)$; I_2 — второй инвариант девиатора напряжений σ'_{ij} .

Как показано в [6], из (26) можно получить обратные зависимости между $d\sigma_{ij}$ и $d\varepsilon$. Таким образом, уравнения теории пластического течения аналогичны уравнениям линейной теории упругости за тем исключением, что различаются случаи активного нагружения и разгрузки, а коэффициенты, соответствующие упругим константам, являются функциями, зависящими от напряженного состояния и предыстории нагружения.

При выборе функции ползучести используется гипотеза упрочнения [7], которая достаточно хорошо согласуется с экспериментом и сохраняет инвариантность относительно изменения начала отсчета времени. В результате деформации пластического последействия равны:

$$d\varepsilon_{ij}^c = A \frac{\partial G}{\partial \sigma_{ij}}, \quad (29)$$

где A — некоторая константа материала; $G = G(\dot{\varepsilon}_{ij}^c, \varepsilon_{ij}^c, \sigma_{ij})$ — функция ползучести.

Термические деформации определяются из следующей зависимости:

$$d\varepsilon_{ij}^T = \delta_{ij} \left[\alpha + \frac{d\alpha}{dT} (T - T^0) \right] dT. \quad (30)$$

Уровень остаточных напряжений в наиболее нагруженных элементах крышки цилиндра является практически единственным параметром, который косвенно характеризует располагаемый ресурс конструкции и темп приближения ее к опасному состоянию, и который с достаточно высокой степенью достоверности может быть определен экспериментально. По опыту ОАО «Коломенский завод» допустимым уровнем остаточных напряжений для крышек цилиндров тепловозных дизелей с цилиндровой мощностью до 2000 кВт после ~300 000 км пробега принято считать $\sigma_{ост} \leq 200-250$ МПа [8]. Для дизелей другого назначения и при более высоких уровнях форсирования возможен иной темп роста остаточных напряжений в эксплуатации, что в каждом конкретном случае требует дальнейшего уточнения и обоснования допустимых значений.

Основным методом определения остаточных напряжений является метод освобождения, сущность которого заключается в разрезке (освобождении) элементов крышки и измерении в них деформаций с помощью предварительно наклеенных тензорезисторов. Остаточные деформации

равны по величине и противоположны по знаку замеренным деформациям. Неразрушающие методы контроля остаточных напряжений, несмотря на сравнительную простоту и меньшую трудоемкость, не получили широкого применения вследствие недостаточной достоверности, особенно для чугунных деталей сложной формы. Относительная сложность и высокая стоимость разрушающих методов контроля делает весьма актуальным решение этой задачи расчетными методами.

Расчет остаточных напряжений выполнен для крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26 с номинальной мощностью $P_e = 3680$ кВт после 1100 циклов температурного нагружения (100 % мощность – выдержка – холостой ход), суммарное время выдержки при полной мощности – 580 ч. Указанные параметры соответствуют режиму стендовых испытаний дизеля, после которых, по требованию заказчика, были замерены остаточные напряжения в семи крышках цилиндров. Таким образом, имеются экспериментальные данные по уровню остаточных напряжений в крышках цилиндров после работы дизеля на вполне определенных и известных режимах нагружения, что позволяет оценить адекватность расчетной методики.

Все расчеты выполнены МКЭ в трехмерной постановке. Принятая расчетная модель крышки цилиндра показана на рис. 1. Основными данными для расчета остаточных напряжений являются температурные поля на характерных режимах работы двигателя. Результаты расчета температурного поля крышки для режима номинальной мощности дизеля ($P_e = 3680$ кВт) представлены на рис. 2. Исходными данными по нелинейному поведению материала крышки за пределами упругости являлись диаграммы деформирования σ – ϵ , представленные на рис. 3. Диа-

граммы получены на заводе в условиях одноосного растяжения образцов из чугуна марки ВПЧ-НМ в диапазоне температур от 20 до 450 °С. При расчетах учитывалась зависимость модуля упругости и коэффициента линейного расширения материала от температуры.

Расчет первого полуцикла нагружения осуществлялся пошаговым методом, начиная с равномерной температуры (20 °С) во всех узлах до требуемого температурного поля на режиме полной мощности двигателя. Далее проводился расчет релаксации напряжений в течение времени выдержки при полученном в первом полуцикле уровне теплового и напряженно-деформированного состояния конструкции.

После этого выполнялся второй полуцикл разгрузки также методом пошагового нагружения, начиная с температуры, соответствующей полной мощности двигателя, до полного остывания. Материал считался циклически изотропным. В результате после полной разгрузки в наиболее нагруженных сечениях конструкции возникали остаточные напряжения. Второй и последующие циклы, включающие нагрузку, выдержку и разгрузку, осуществлялись аналогично, при этом остаточные напряжения, полученные на каждом предшествующем цикле, рассматривались как начальные условия для последующего цикла.

Для современных среднеоборотных двигателей максимальный уровень температур составляет 300–400 °С. При указанных температурах уже после первого цикла наиболее нагруженные элементы крышки цилиндра-перемычки между клапанами начинают работать в квазиупругой области. В этом случае линии нагружения и разгрузки совпадают и параллельны начальному участку линейного деформирования. То есть после первоначального упрочнения материала наступает приспособляемость. Дальнейший прирост неупругих деформаций, в основном, обусловлен лишь эффектом релаксации напряжений. Сказанное позволяет с достаточной степенью точности заменять несколько действительных циклов нагружения одним эквивалентным циклом, выдержка по времени в котором равна суммарной выдержке в действительных циклах. Детальное рассмотрение каждого отдельно взятого стабилизированного цикла при этом не требуется, что существенно упрощает расчет и позволяет определять остаточные напряжения практически на любом этапе эксплуатации конструкции.

Описанный прием, использованный при решении данной задачи, позволил существенно повысить скорость расчета при приемлемом уровне вносимой погрешности.

На рис. 4 приведена расчетная диаграмма циклического деформирования материала в пе-

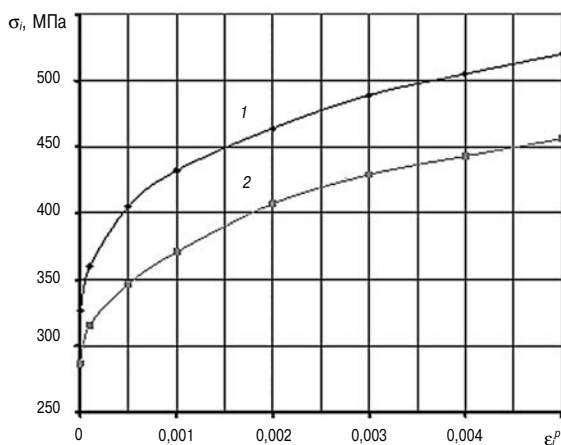


Рис. 3. Кривые деформирования чугуна ВПЧ-НМ при различных температурах: 1 – 20 °С; 2 – 400 °С

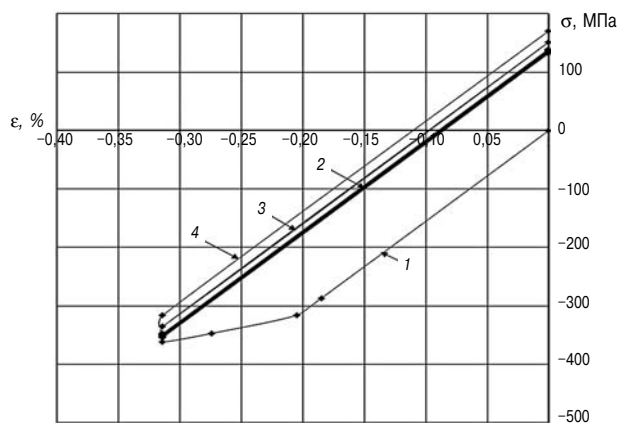


Рис. 4. Процесс накопления остаточных напряжений в перемычке между выпускными клапанами крышки цилиндра двигателя 16ЧН26/26:
1 — после первого цикла; 2 — после первых 10 циклов; 3 — 100-й цикл; 4 — 1100-й цикл

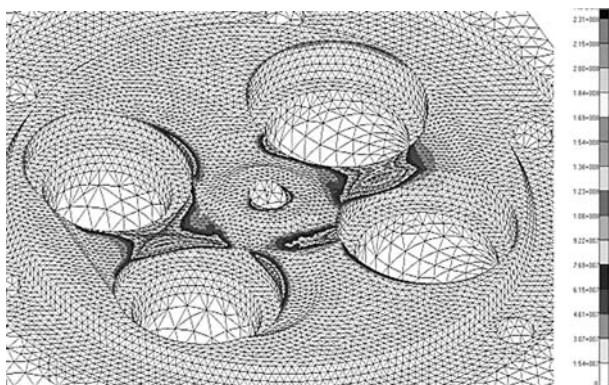


Рис. 5. Распределение остаточных напряжений (Па) в перемычках между клапанами крышки цилиндра 16ЧН26/26 после стендовых испытаний

ремычке между выпускными клапанами при работе дизеля на режимах, соответствующих режимам стендовых испытаний.

На рис. 5 приведено распределение остаточных напряжений в крышке цилиндра после стендовых испытаний дизеля. При этом расчет качественно показал, что максимальные остаточные напряжения возникают в перемычке между впускными клапанами, несмотря на более высокую температуру в перемычке между выпускными клапанами. Это подтверждается и экспериментальными данными.

Несмотря на повышенный уровень температур, наименьшие величины остаточных напряжений возникают в центральной области огневого днища. Это объясняется меньшей степенью стеснения термических деформаций в этом районе. Однако необходимо принимать во внимание, что повышенный уровень температур способствует ускорению реологических процессов неупругого последствия за счет интенсификации процессов структурного изменения материала, приводящих

к его дополнительному разупрочнению. Поэтому при оценке долговечности конструкции центральную область днища следует относить к потенциально опасным зонам.

Сопоставление расчета с экспериментальными данными показало, что расчетные значения остаточных напряжений в наиболее напряженных элементах огневого днища лежат в области, ограниченной 90 %-ным доверительным интервалом. Таким образом, показана адекватность принятой математической модели.

Типовой эксплуатационный блок циклов нагружения формируется по результатам обработки статистических данных о сменяемости режимов работы двигателя в эксплуатации. Для тепловозного дизеля статистические характеристики блока определяются в результате схематизации случайного процесса изменения нагрузок на характерном участке пути, длиной 150–350 км. На указанном участке производят регистрацию нагрузочной диаграммы по позициям контроллера дизеля.

В качестве основного типа нагружения, соответствующего усредненному эксплуатационному циклу, принят трапецидальный температурный цикл нагружения, изображенный на рис. 6.

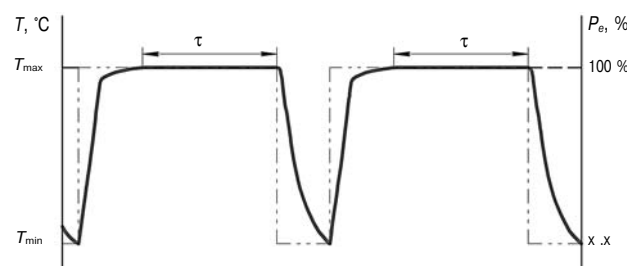


Рис. 6. Типовой цикл нагружения крышки цилиндра при работе двигателя

При этом минимальная температура на огневой поверхности крышки цилиндра соответствует холостому ходу дизеля, а максимальная — номинальной мощности. Стационарная часть — температурная выдержка в течение времени τ соответствует времени работы дизеля на режиме номинальной мощности (при максимальной температуре T_{max}) в усредненном эксплуатационном цикле.

По результатам обработки статистических данных о сменяемости режимов работы двигателя в эксплуатации формируется типовой эксплуатационный блок нагружения, эквивалентный по повреждающему воздействию на конструкцию эксплуатационному спектру нагрузок и определяется число полных циклов теплосмен, испытываемых крышкой цилиндров за весь заданный срок службы транспортной установки до капитального ремонта. Для дизеля грузового тепловоза

2ТЭ-116 такие данные получены на участке железной дороги длиной 300 км и приведены в работе [8].

Далее приводятся данные [9] по режимам работы дизеля 16ЧН26/26 ($P_e = 2540$ кВт) пассажирского тепловоза ТЭП-70 на одном из наиболее нагруженных участков пути протяженностью 155 км. Наблюдения проводились при прямом и обратном направлении движения тепловоза с типовым составом, управляемым одним и тем же машинистом.

Статистическая обработка экспериментальных данных осуществлялась методом полных циклов. При этом диаграммы прямого и обратного хода объединены в единый блок нагружения длиной $l_6 = 310$ км. Под блоком нагружения в данном случае понимается совокупность последовательных значений переменных нагрузок, возникающих в элементе конструкции за характерный период эксплуатации. Повреждаемость, вносимая в каждом полученном цикле, предполагается одинаковой, то есть реализуется линейная гипотеза накопления повреждений.

В результате получено, что типовой блок нагружения дизеля пассажирского локомотива, эквивалентный фактическому эксплуатационному спектру нагрузок по повреждающему воздействию на крышку цилиндра, имеет длину $l_6 = 310$ км. Длительность блока нагружения 6,5 ч. Блок содержит четыре полных цикла. Время выдержки на режиме полной мощности в каждом цикле составляет $\tau = 0,7125$ ч.

В соответствии с требованиями ОАО РЖД ресурс S современных тепловозных дизелей до капитального ремонта (КР) должен составлять не менее 1600 тыс. км пробега тепловоза. При указанном ресурсе будем иметь: $\lambda = 5160$ блоков нагрузок за ресурс. Количество полных теплосмен с максимальными амплитудами напряжений циклов теплосмен за весь период эксплуатации до КР будет составлять $N_p = 20\ 640$ циклов. Суммарное время релаксации напряжений до КР составит $\approx 14\ 700$ ч.

Сопоставление полученных результатов с данными о режимах эксплуатации грузовых локомотивов, обработанными по той же методике, указывает, что для пассажирских локомотивов характерна более интенсивная сменность режимов (\sim на 15–20 %). При этом средние участковые и среднетехнические скорости у пассажирских локомотивов выше, но среднемесячная скорость меньше, чем у грузовых локомотивов, что говорит о большем коэффициенте загрузки последних. Иначе говоря, пассажирские локомотивы эксплуатируются более интенсивно, но менее часто, чем грузовые. Время работы на холостом ходу дизеля грузового локомотива выше в связи большей

долей маневровых работ и большими простоями. Поэтому можно утверждать, что дизель грузового локомотива по количеству циклов менее нагружен, чем дизель той же мощности пассажирского локомотива.

Для судовых дизелей, работающих на винт (генератор или редуктор), режим работы существенно отличается от режима работы тепловозного дизеля. Сменность режимов судовых среднеоборотных дизелей в эксплуатации практически не изучена. Поэтому для приближенной оценки указанных параметров воспользуемся данными [10].

Для судовых дизелей вспомогательного назначения, а также для дизелей патрульных катеров, судов береговой охраны, таможенных и полицейских судов характерен режим с коэффициентом загрузки 50 %. Время работы этих дизелей на режиме полной мощности составляет 16 % от общего времени. Годовой ресурс равен ~ 1000 –3000 ч.

Указанный режим наиболее характерен для дизелей, выпускаемых Коломенским заводом. Таким образом, число циклов тепловых смен судового среднеоборотного дизеля может быть значительно меньшим числа циклов тепловозного дизеля. В то же время судовая дизель более продолжительное время работает на режиме полной мощности.

Для судовых дизелей, выпускаемых Коломенским заводом, назначен ресурс до капитального ремонта 60 000 ч. Заданный ресурс соответствует $\sim 25\ 000$ ч работы дизеля на мощности ≥ 70 % от номинальной, что почти в 2 раза превосходит время работы на аналогичном режиме для тепловозного дизеля.

Данные по малоцикловой термической усталости материала ($N_{np} < 10^4$) при различных температурах и уровнях напряжений получены в условиях неизотермического цикла нагружения образцов на установке типа «Кохфина». Известно, что при циклическом упруго-пластическом деформировании материалов петля гистерезиса диаграммы σ – ϵ может уменьшаться, увеличиваться, или оставаться неизменной с ростом числа полциклов нагружения. В соответствии с этим материалы классифицируются как циклически упрочняющиеся, циклически разупрочняющиеся и циклически стабильные или стабилизирующиеся в процессе нагружения.

Выполненные испытания чугуна ВПЧ-НМ на термическую усталость в области с числом циклов до разрушения $10^2 > N_{np} < 10^4$ показали, что амплитуда напряжений, являющаяся основной характеристикой цикла, с первых циклов остается практически постоянной, то есть материал является циклически стабильным или стабили-

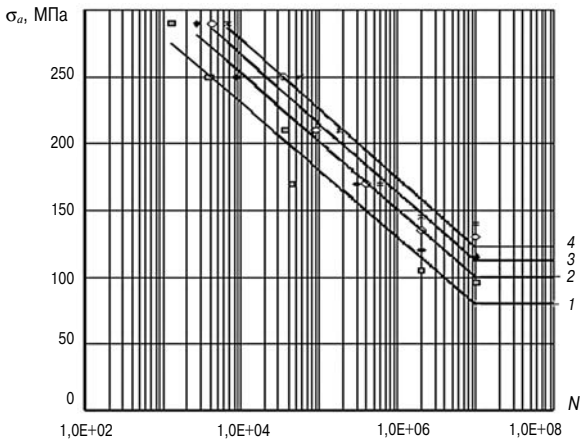


Рис. 7. Кривые термической усталости высокопрочного чугуна ВПЧ-НМ при фиксированных максимальных температурах цикла:

1 — $T = 500\text{ }^\circ\text{C}$; 2 — $T = 450\text{ }^\circ\text{C}$; 3 — $T = 400\text{ }^\circ\text{C}$; 4 — $T = 350\text{ }^\circ\text{C}$

зирующимся. Это подтверждается и экспериментальными данными, приведенными в [11].

Указанное свойство материала позволило значительно ускорить и упростить процесс построения кривых термической усталости. В частности, испытания в области $10^4 > N_{np} < 10^6$ циклов проводились при термостатическом нагреве на стандартной установке для испытаний образцов на изгиб с вращением. Результаты испытаний, проведенных на ОАО «Коломенский завод» М.А. Сальниковым, представлены на рис. 7.

Обработка результатов испытаний осуществлялась методами регрессионного анализа. Точками на диаграмме представлены экспериментальные данные. Каждой точке соответствует среднее значение 3–5 испытаний.

Как уже отмечалось, при оценке релаксации напряжений использована гипотеза упрочнения, согласно которой при определенной температуре существует зависимость между деформациями ползучести, скоростью деформаций ползучести и напряжениями в виде функции ползучести

$$\Phi(\epsilon_{ij}^c, \dot{\epsilon}_{ij}^c, \sigma_{ij}) = 0.$$

В [12] показано, что хорошей аппроксимацией для участков установившейся ползучести является следующая зависимость:

$$\begin{aligned} \dot{\epsilon}^c (\bar{\epsilon}^c)^\alpha &= A \exp\left(\frac{\bar{\sigma}}{b}\right) \text{ при } \left| \dot{\epsilon}^c (\bar{\epsilon}^c)^\alpha \right| \leq A \\ \bar{\sigma} &= 0 \quad \text{при } \left| \dot{\epsilon}^c (\bar{\epsilon}^c)^\alpha \right| > A, \end{aligned} \quad (31)$$

где $\bar{\epsilon}^c$ — интенсивность деформаций; $\bar{\sigma}$ — интенсивность напряжений; α , b , A — коэффициенты, зависящие от температуры.

Крышки цилиндров среднеоборотных дизелей работают в области максимальных температур 300–450 °С. Для высокопрочного чугуна это соответствует гомологическим температурам в диа-

пазоне 0,4–0,5. Учитывая подобие процессов ползучести для материалов с одинаковыми гомологическими температурами, коэффициент $\alpha = 2$ был определен на основе анализа данных по ползучести других материалов при аналогичном уровне гомологических температур.

Для определения коэффициентов b , A использовались экспериментальные данные по релаксационной стойкости высокопрочного чугуна при сжатии в диапазоне температур 350–500 °С, полученные на ОАО «Коломенский завод» И.И. Александровым. После обработки экспериментальных данных получено:

при $T = 350\text{ }^\circ\text{C}$ $b = 20\text{ МПа}$; $A = 1,34e-21\text{ ч}^{-1}$;

при $T = 400\text{ }^\circ\text{C}$ $b = 25\text{ МПа}$; $A = 8,03e-19\text{ ч}^{-1}$;

при $T = 450\text{ }^\circ\text{C}$ $b = 30\text{ МПа}$; $A = 7,44e-15\text{ ч}^{-1}$.

Полученные результаты хорошо согласуются с данными [12], согласно которым коэффициенты α , b не зависят или линейно зависят от температуры, а коэффициент $A \sim \exp(-T^{-1})$.

Как показано в [7], дифференциальное уравнение (31) имеет аналитическое решение, если коэффициент α целое число. В данном случае $\alpha = 2$ и падение напряжений за период времени t описывается следующим законом релаксации:

$$t = \frac{b^3}{AE^3} e^{-\frac{\bar{\sigma}(0)}{b}} e^{\bar{\sigma}[(\bar{\sigma}-1)^2 + (1-2e^{-\bar{\sigma}})]}, \quad (32)$$

где $\bar{\sigma}(0) = E\bar{\epsilon}(0)$; $\bar{\sigma} = (\bar{\sigma}(0) - \bar{\sigma})b^{-1}$.

На рис. 8 представлено сопоставление теоретических кривых релаксации напряжений с данными эксперимента, представленными на рисунке точками. Сопоставление показывает хорошее соответствие теоретических и экспериментальных данных, особенно в области установившихся значений.

Выполненные исследования показали, что в качестве критериев прочности крышек цилиндров

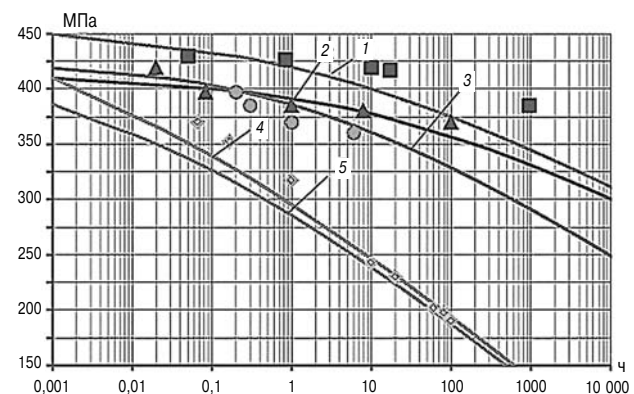


Рис. 8. Кривые термической усталости высокопрочного чугуна ВПЧ-НМ при фиксированных максимальных температурах цикла:

1 — $T = 500\text{ }^\circ\text{C}$; 2 — $T = 450\text{ }^\circ\text{C}$; 3 — $T = 400\text{ }^\circ\text{C}$; 4 — $T = 350\text{ }^\circ\text{C}$

необходимо рассматривать два предельных состояния [13].

Первое предельное состояние заключается в исчерпании несущей способности конструкции вследствие термической усталости. Второе предельное состояние заключается в возникновении знакопеременных пластических деформаций в полциклах сжатия и растяжения.

В условиях относительно низких рабочих температур крышки (≤ 350 °С) более значимым является первый критерий, с ростом температур значимость второго критерия повышается. При высоком уровне температур в перемышках (~ 400 °С) вероятность разрушения лучше описывается вторым критерием.

При оценке долговечности крышек цилиндров дизеля 16ЧН26/26 по первому предельному состоянию будем рассматривать дизель тепловозного назначения. В этом случае количество тепловых циклов в эксплуатации значительно выше, чем у судового дизеля той же мощности.

Для решения поставленной задачи использована приближенная модель наиболее нагруженного элемента конструкции — перемышки между клапанами. Модель показана на рис. 9 и представляет собой балку переменного сечения, нагруженную заданным температурным полем в направлении продольной оси и температурным перепадом по высоте. Влияние отделенной части конструкции учитывается с помощью упругих элементов (пружин), жесткость которых в направлении имеющихся степеней свободы определяется коэффициентом стеснения термических деформаций перемышки [14].

Коэффициент стеснения деформаций равен:

$$k = 1 - \delta l / \delta l_0, \quad (33)$$

где δl — фактическое перемещение конструкции в месте условного разреза; δl_0 — свободное перемещение отделенной перемышки в том же месте.

Коэффициенты k для различных типов конструкции различны и меняются от 0 для свободно

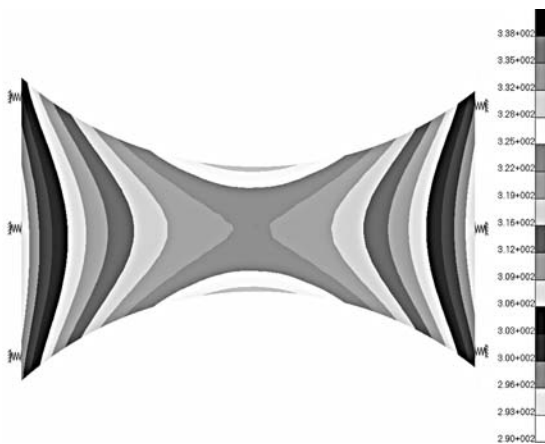


Рис. 9. Приближенная расчетная модель перемышки между клапанами

расширяющегося элемента до 1 при абсолютно жесткой заделке. Для их определения использовались результаты расчета крышки МКЭ в трехмерной постановке. В результате для перемышки между впускными клапанами крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26 получено: $k_1 = 0,72$ (при растяжении, сжатии) и $k_2 = 0,97$ (при изгибе).

Температурная деформация балки при расширении в продольном направлении ϵ_{1r} и температурная деформация наружного волокна балки при изгибе ϵ_{1r} определялась интегрированием уравнения (30), при этом учитывалась зависимость коэффициента линейного расширения материала от температуры.

На основе принципа суперпозиции полная деформация равна:

$$\epsilon = \epsilon_{1r} + \epsilon_{2r} + \epsilon_0,$$

где ϵ_0 — силовая деформация от действующих напряжений.

Для балки с коэффициентами жесткости при растяжении и при изгибе

$$\epsilon_0 = -k_1 \epsilon_{1r} - k_2 \epsilon_{2r}. \quad (34)$$

В результате:

$$\begin{aligned} \epsilon_0 &= -0,72 \cdot 0,00273 - 0,97 \cdot 0,00101 = \\ &= -0,00314 = -0,314 \%. \end{aligned}$$

Первая половина цикла нагружения осуществляется по представленной на рис. 3 кривой деформирования σ – ϵ материала. Напряжение $\sigma_{-0,02} = -316$ МПа ($\epsilon^e = -0,185$ %; $\epsilon^e = -0,02$ %) соответствует пределу упругости. Далее материал работает в области неупругого деформирования и при $\epsilon_0 = -0,314$ % $\sigma_{\max} = -362$ МПа.

Для типового блока нагружения тепловозного дизеля после достижения максимальной температуры цикла происходит выдержка при постоянной деформации, то есть релаксация напряжений в течение времени $\tau = 0,7125$ ч. По формуле (32) максимальные напряжения снижаются с $\sigma_{\max} = -362$ МПа до $\sigma_{\max} = -353$ МПа. После полной разгрузки в перемышке возникают растягивающие остаточные напряжения $\sigma_{\text{ост}} = 129$ МПа.

Во втором цикле линия нагружения совпадает с линией разгрузки предшествующего цикла. Таким образом, уже после первого цикла перемышка начинает работать в квазиупругой области, когда линии нагружения и разгрузки совпадают и параллельны начальному участку линейного деформирования, а петля гистерезиса отсутствует. Это означает, что после первоначального упрочнения материала наступает приспособляемость. Термические циклы осуществляются с постоянной амплитудой $\sigma_a = 1/2 |\epsilon_0 E| = 241$ МПа.

Долговечность крышки цилиндров согласно данным, представленным на рис. 7, при указанном уровне переменных напряжений и максимальной

температуре перемены $t = 350$ °С составит $N_{пр} = 72\ 000$ циклов. Учитывая, что ресурс крышки тепловозного дизеля до капитального ремонта должен составлять $N_p = 20\ 600$ циклов, получим запас по долговечности $n = 3,5$. В связи с логарифмической зависимостью между предельным числом циклов до разрушения и амплитудой действующих напряжений, допустимым уровнем запасов по долговечности следует считать $n = 3-5$.

При оценке долговечности крышек цилиндров по второму предельному состоянию необходимо найти максимальное время релаксации, при котором остаточные напряжения в конструкции достигают предела упругости материала при растяжении.

В первом полуцикле нагружения максимальные температурные напряжения в перемышке между клапанами составили $\sigma_{max}(0) = -362$ МПа. Предел упругости высокопрочного чугуна при сжатии в условиях нагрева до 300–350 °С составляет $\sigma_{-0,02}^- = -318$ МПа. В результате неупругого деформирования в полуцикле сжатия материал упрочняется и его предел упругости становится равным $(\sigma_{-0,02}^-)_1 = -362$ МПа. Согласно кинематическому закону упрочнения, учитывающему эффект Баушингера, при последующем растяжении материал разупрочняется ровно настолько, насколько он упрочнился при сжатии. При температуре 20 °С для высокопрочного чугуна $\sigma_{+0,02}^+ = 360$ МПа. В результате предел упругости чугуна при растяжении уменьшается до $(\sigma_{+0,02}^+)_1 = 316$ МПа.

Предельное состояние наступает, когда $\sigma_{ост} = (\sigma_{+0,02}^+)_1 = 316$ МПа. При достижении предельного состояния максимальные сжимающие напряжения в конструкции вследствие релаксации во времени должны снизиться до величины $\sigma_{max} = (\sigma_{+0,02}^+)_1 - 2\sigma_a = -166$ МПа. Снижение напряжений в перемышке до указанной величины произойдет за ~2 000 000 ч, что значительно превосходит время заданного ресурса дизеля.

Таким образом, оценка долговечности крышки цилиндра дизеля 16ЧН26/26 по различным критериям показывает, что конструкция является работоспособной при использовании на дизелях как тепловозного, так и судового назначения.

Выводы

Разработан комплексный расчетно-экспериментальный метод для оценки долговечности крышек цилиндров транспортных дизелей. Оценку прочности конструкции в условиях теплосмен на двигателе предложено осуществлять с помощью иерархической системы математических моделей разного уровня адекватности, построенных на единых принципах анализа упругих, пластических и термических деформаций, а также деформаций

неупругого последствия (релаксации напряжений и ползучести). Сочетание моделей на различных этапах постановки и решения задачи позволяет более рационально и эффективно использовать машинные и человеческие ресурсы и прорабатывать большее количество конструктивных решений за более короткие сроки, что особенно актуально в современном дизелестроении.

Литература

1. *G. Woshni I.* Flegen Auswertung gemessener Temperaturfelder zur Bestimmung ortlicher Wärmeübergangskoeffizienten am Kolben eines schnelllaufenden Dieselmotors // MTZ. — 1979. — 4 : Т. 40. — Р. 153–158.
2. *W. Seal D.* Tailor Spatial Variation of Heat Transfer to Pistons and Lines of Some Medium Speed Diesel Engines // Proceedings Institution of Mechanical Engineers. — London, 1972. — London. — Vol. 185, Part 1. — Р. 203–218.
3. *Кутателадзе С.С.* Основы теории теплообмена. — М. : Атомиздат, 1979. — 416 с.
4. *Ивин В.И., Грехов Л.В.* Теплообмен в выпускном канале ДВС при закрытом клапане // Двигателестроение. — 1985. — № 9. — С. 22–26.
5. *Васидзу К.* Вариационные методы в теории упругости и пластичности. — М. : Мир, 1987. — С. 542.
6. Хилл Р. Математическая теория пластичности. — М. : ГИТТЛ, 1856.
7. *Малинин Н. Н.* Прикладная теория пластичности и ползучести. — М. : Машиностроение, 1968. — 400 с.
8. *Салтыков М.А., Сальников М.А.* Оценка сопротивления разрушению чугуна с шаровидной формой графита при температурных нагрузках для прогноза ресурса деталей цилиндропоршневой группы двигателей транспортного назначения // Двигателестроение. — 1983. — № 6. — С. 35–38.
9. *Раенко М.И., Рыжов В.А., Мяжков С.П.* Определение спектра эксплуатационных нагрузок для крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей // Двигателестроение. — 2010. — № 1. — С. 9–12.
10. *Конкс Г.А., Лашко В.А.* Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта. — М. : Машиностроение, 2005. — 512 с.
11. *Гусенков А.П., Котов П.И.* Длительная и неизотермическая малоцикловая прочность элементов конструкций. — М. : Машиностроение, 1988. — 264 с.
12. *Работнов Ю.Н.* Сопротивление материалов. — М. : Физматгиз, 1962. — 456 с.
13. *Раенко М.И., Рыжов В.А., Мяжков С.П.* Оценка долговечности крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей // Двигателестроение. — 2010. — № 2. — С. 3–6.
14. *Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Мяжков С.П.* Особенности математического моделирования НДС крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля // Двигателестроение. — 2006. — № 4. — С. 8–11.