УДК 621.43.016

А.В.Тринёв, канд. техн. наук, А.Н. Авраменко, асп.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КРЫШКИ ЦИЛИНДРА

Введение

Целью данной работы было определение составляющих теплонапряженного состояния (ТНС) крышки цилиндра тепловозного дизеля Д80. Существующие экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений, возникающих в крышке цилиндра на работающем двигателе не дают возможности учитывать множество факторов, влияющих на эти параметры и, соответственно, делать вывод о распределении напряжений и деформаций по объему детали.

Для такого анализа, с использованием расчетных методов, хорошо зарекомендовал себя метод конечных элементов (МКЭ), используемый в большинстве современных программных комплексов, предназначенных для расчета ТНС деталей.

Трехмерная постановка задачи позволяет адекватно задавать граничные условий (ГУ) задачи механики и теплопроводности, что положительно сказывается на достоверности получаемых результатов моделирования.

Основными требованиями, предъявляемыми к конструкции крышки цилиндра [1] по ее надежности являются минимальные термические напряжения и перегревы отдельных участков крышки, достаточная жесткость и прочность под действием давления газов в цилиндре, минимальные градиенты температур и интенсивный равномерный теплоотвод от нагретых участков с поддержанием заданной скорости циркуляции охлаждающей жидкости, исключающий образование накипи на поверхностях полостей охлаждения.

Анализ публикаций

Одними из первых работ, посвященных расчетно-экспериментальному анализу сложных теплообменных процессов в крышке цилиндра были работы проф. Г.Б. Розенблита [2, 3], в которых при моделировании температурных полей деталей крышки цилиндра учитывались, действующие в течении рабочего цикла процессы нагрева, охлаждения и контактного теплообмена между деталями. На основе расчетно-экспериментальных данных автором [3] была составлена схема теплового баланса клапана дизеля.

До недавнего времени исследования ТНС крышек цилиндров даже в стационарной трехмерной постановке было крайне затруднительно, что связано, главным образом, со сложностью решаемой задачи, громоздкими вычислениями и соответствующими затратами времени [3 - 5]. Основными сложностями с которыми сталкивались исследователи была разбивка расчетной модели на конечные элементы (КЭ) и задание самих ГУ задачи теплопроводности и механики.

Геометрия расчетной модели, как правило значительно упрощалась. В модели крышки цилиндра упрощенно задавались впускной и выпускной каналы, стакан под форсунку, стенки, ограничивающие полости охлаждения, днище с перемычками под клапаны [4, 5]. При этом большинство внутренних элементов крышки просто не учитывались.

Такие упрощения неизбежно сказывались на точности полученных результатов.

Также одной и проблем была недостаточная дискретизация расчетной модели на КЭ (обычно количество КЭ не превышало 100, а узловых точек 600 -700) [4], что связано главным образом с громоздкостью вычислений и ограниченными возможностями ЭВМ.

Анализ температурного состояния крышки цилиндра и распределения напряжений от действия газовых сил и температурных нагрузок дают возможность

прогнозировать долговечность крышки цилиндра при форсировании тепловозного дизеля.

Уровень форсирования тепловозного дизеля Д80 по среднему эффективному давлению P_e = 1.2 *МПа*, тогда как по свидетельству авторов [6] современные тепловозные дизели Д49 имеют P_e на уровне 2 – 2.3 *МПа*, что негативно сказывается на ТНС деталей камеры сгорания и крышки цилиндров в частности.

Так, к примеру, по свидетельству авторов [1], для дизеля Д49 с ростом форсирования по P_e в 2,5 раза температуры и температурные напряжения огневого днища крышки возрастают в 2 раза.

Также следует отметить существенное влияние на ТНС крышки цилиндра организацию эффективного теплоотвода от наиболее нагретых участков, которая наглядно проявляется, например, при замене литого стакана под форсунку на тонкостенный вставной с циркуляцией охлаждающей жидкости вокруг стакана.

У дизеля Д70 (16 ЧН 25/27) такое изменение конструкции позволило снизить максимальную температуру огневого днища крышки цилиндров с 400 до 290 ^oC [7].

Необходимость грамотно организовывать теплоотвод от теплонагруженных участков также обусловлена эксплуатационными факторами: даже при тщательной подготовке охлаждающей жидкости на днище крышки происходит отложение накипи, что приводит к значительному росту температур на 100 – 150 ^oC и ухудшению ТНС крышки [1].

Коэффициент теплопроводности материала крышки цилиндра дизеля Д80, высокопрочного чугуна λ = 26 - 28 $Вт/м^2\,^oC$, тогда как для накипи λ = 0.13 – 3.14 $Вт/м^2\,^oC$ [8].

Поддерживая заданную скорость течения охлаждающей жидкости в полостях охлаждения и используя присадки к охлаждающей жидкости можно добиться уменьшения образования накипи на поверхностях полостей охлаждения, что существенно улучшит теплоотвод и повысит надежность крышки цилиндра.

Как следует из публикации авторов [1] термоусталостные трещины в перемычках между выпускными клапанами и разгарные трещины при местном перегреве являются характерными дефектами крышек цилиндров форсированных дизелей.

Из вышесказанного следует, что работы по анализу ТНС и повышению надежности крышки цилиндра являются актуальными и заслуживают большего внимания со стороны исследователей.

Цель и постановка задачи

Основная цель работы заключается в анализе факторов, оказывающих влияние на ТНС крышки цилиндров и разработке рекомендаций по повышению надежности крышки при форсировании дизеля.

При моделировании ТНС крышки цилиндров тепловозного дизеля Д80 были поставлены такие задачи:

- разработать модель крышки цилиндра с учетом сложной внутренней геометрии детали в стационарной постановке задачи теплопроводности;

- проанализировать составляющие ТНС и деформации крышки цилиндра при серийной форсировке дизеля (P_e = 1.2 *МПа*);

- сделать расчетный анализ ТНС крышки при перспективной форсировке (P_e = 2.33 *МПа*);

- дать рекомендации по повышению надежности крышки цилиндра для форсированных тепловозных дизелей.

Основные этапы и результаты моделирования

Конструкция крышки цилиндра тепловозного дизеля Д80 (16 ЧН 26/27) представляет собой монолитную отливку из высокопрочного чугуна весом 92 *кг*. Изнутри крышка цилиндра разделена горизонтальной перегородкой (полкой), разделяющей полость охлаждения на верхнюю и нижнюю.

Подвод жидкости к стакану форсунки осуществляется при помощи четырех каналов в огневом днище крышки. Интенсивная циркуляция охлаждающей жидкости и тонкостенный вставной стакан, делают

теплоотвод от наиболее проблемного участка крышки удовлетворительным при серийной форсировке дизеля (P_e = 1.2 *МПа*).

Модель крышки цилиндра была выполнена по чертежам завода – изготовителя (КП Завод им. Малышева).

Для крепления на блоке цилиндров крышка имеет 6 отверстий диаметром 38 *мм* под силовые шпильки. Опорный бурт имеет наружный диаметр 309 *мм*, внутренний диаметр 279 *мм* и высоту 7 *мм*.

Четырехклапанная крышка цилиндра имеет отверстия под седла впускных клапанов диаметром 92 *мм*, выпускных диаметром 80 *мм* и центральное отверстия под форсунку диаметром 25.5 *мм* в огневом днище.

Огневое днище крышки имеет толщину равную 22 *мм*; толщина полки, разделяющей полости охлаждения равняется 10 *мм*. Из блока цилиндров охлаждающая жидкость подводится в крышку через 11 отверстий диаметром 11 *мм* в днище.

Для решения поставленной задачи применялся программный комплекс использующий МКЭ. Задача стационарного ТНС крышки цилиндров была решена в прямоугольных декартовых координатах, в трехмерной постановке, что сделало возможным учесть неравномерность температурного поля и составляющие осевых усилий задачи механики при расчетном моделировании. В методике расчета учитывалось изменение коэффициента теплопроводности материала λ в зависимости от температуры (Рис. 1).

Распределение температуры в теле крышки цилиндра описывается нелинейным дифференциальным уравнением теплопроводности:

$$c(x,y,z,t)\rho(x,y,z,t)\frac{\partial t(x,y,z,\tau)}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x}\left[\lambda(t)\frac{\partial t(x,y,z,\tau)}{\partial x}\right] + \frac{\partial}{\partial y}\cdot \left[\lambda(t)\frac{\partial t(x,y,z,\tau)}{\partial y}\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\lambda(t)\frac{\partial t(x,y,z,\tau)}{\partial z}\right] \quad (1)$$

где *x, y, z* - координаты, *t* – температура, τ - время, $\lambda(t)$ - коэффициент теплопроводности материала.

На теплообменных поверхностях крышки цилиндра задавались граничные условия $3_{го}$ рода в виде закона Ньютоновского охлаждения [2], так в соответствии с законом сохранения энергии количество теплоты q_n, отданное поверхностью тела, равно количеству теплоты, которое подводится к ней изнутри посредством теплопроводности:

$$\alpha_\Sigma(\tau)[t_\Pi(\tau) - t_C(\tau)] = -\lambda(t)\left(\frac{\partial t}{\partial n}\right)_n, \quad (2)$$

где $\alpha_\Sigma(\tau)$ - коэффициент сложной теплоотдачи, $t_\Pi(\tau)$ - температура на поверхности тела, $t_C(\tau)$ - температура окружающей среды.

Выражение (2) определяет задачу однозначно, если заданы температура и коэффициент теплоотдачи для всех элементов поверхности как функция времени и координат [2].

В соответствии с рекомендациями [2, 3], для определения стационарного температурного поля в стенках крышки цилиндра, при работе дизеля на установившемся режиме работы, средний по времени коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\Sigma ср}$ задавался в виде зависимости:

$$\alpha_{\Sigma ср} = \frac{1}{\tau_0}\int_{\tau_0}\alpha_\Sigma(\tau)d\tau, \quad (3)$$

средняя результирующая температура газа $t_{грез}$

$$t_{грез} = \frac{\int_{\tau_0}\alpha_\Sigma(\tau)t_г(\tau)d\tau}{\int_{\tau_0}\alpha_\Sigma(\tau)d\tau}. \quad (4)$$

При отработке ГУ задачи теплопроводности для анализа ТНС крышки были использованы результаты термометрии крышки цилиндра на одном из эксплуатационных режимов (дизель 16 ЧН 25/27, N_e = 2940 *кВт*, P_e = 1.2 *МПа*, n = 1000 *мин*$^{-1}$) дизелей семейства Д70, которые приведены в работах проф. Г.Б. Розенблита [2, 3], с последующей их корректировкой

применительно к размерности дизеля Д80 (16 ЧН 26/27), а также справочные данные по основным параметрам рабочего процесса дизеля Д80.

Вышеуказанный режим работы дизеля был выбран в качестве базового для расчета ТНС крышки цилиндра.

В качестве режима с перспективной форсировкой был выбран режим с $P_e = 2.33$ *МПа*.

ГУ задачи теплопроводности назначались с учетом рекомендаций приведенных в работах [2, 3] и корректировались по результатам термометрии.

Коэффициент теплоотдачи α на поверхностях полостей охлаждения крышки выбирался на основании рекомендаций проф. Г.Б. Розенблита в пределах 2300 – 3500 $B_m/м^2К$, в зависимости от расположения поверхностей теплообмена и характера движения охлаждающей жидкости.

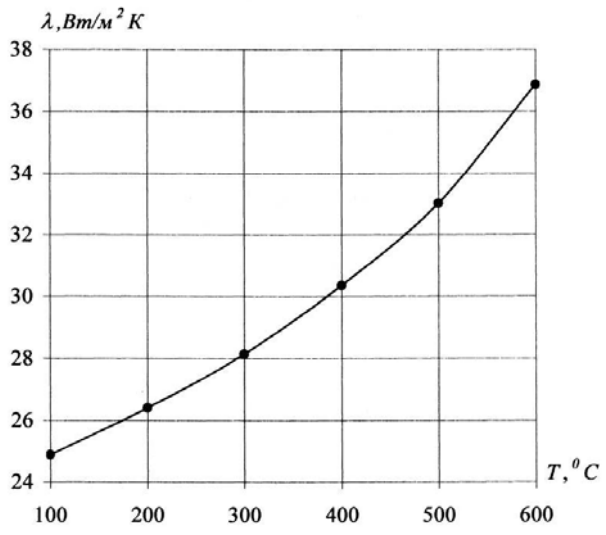


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплопроводности материала от температуры

Расчетная схема крышки цилиндров (рис.2) состоит из 149970 конечных элементов и 247255 узловых точек, в которых определяются температуры, напряжения и перемещения.

Для разбивки модели на КЭ используется тетраэдрическая форма КЭ, позволяющая достаточно эффективно работать со сложной геометрией детали и добиваться требуемой густоты сетки в месте резкого изменения геометрии.

Геометрическая модель крышки имела более 1000 поверхностей, на которых задавались ГУ задачи теплопроводности. Эти поверхности крышки цилиндра были объединены в 52 зоны. ГУ задачи теплопроводности для наиболее значимых теплообменных зон были представлены в табл.1, а схема задания этих ГУ на рис.3 и 4.

Режим с перспективной форсировкой рабочего процесса ($P_e = 2.33$ *МПа*) характеризуется более высокими уровнями температур и скоростями движения газов в цилиндре, что нашло свое отражения в ГУ задачи теплопроводности представленных в табл.2.

Возможности используемого программного комплекса позволяют работать с соединенными частями одной и той же детали, как с монолитной деталью, при этом на поверхностях контакта необходимо задавать тип соединения – неразъемное соединение. Для удобства задания ГУ на теплообменных поверхностях системы охлаждения, впускного и выпускного каналов, расчетная модель крышки цилиндра была разрезана тремя горизонтальными секущими плоскостями, как показано на рис. 5.

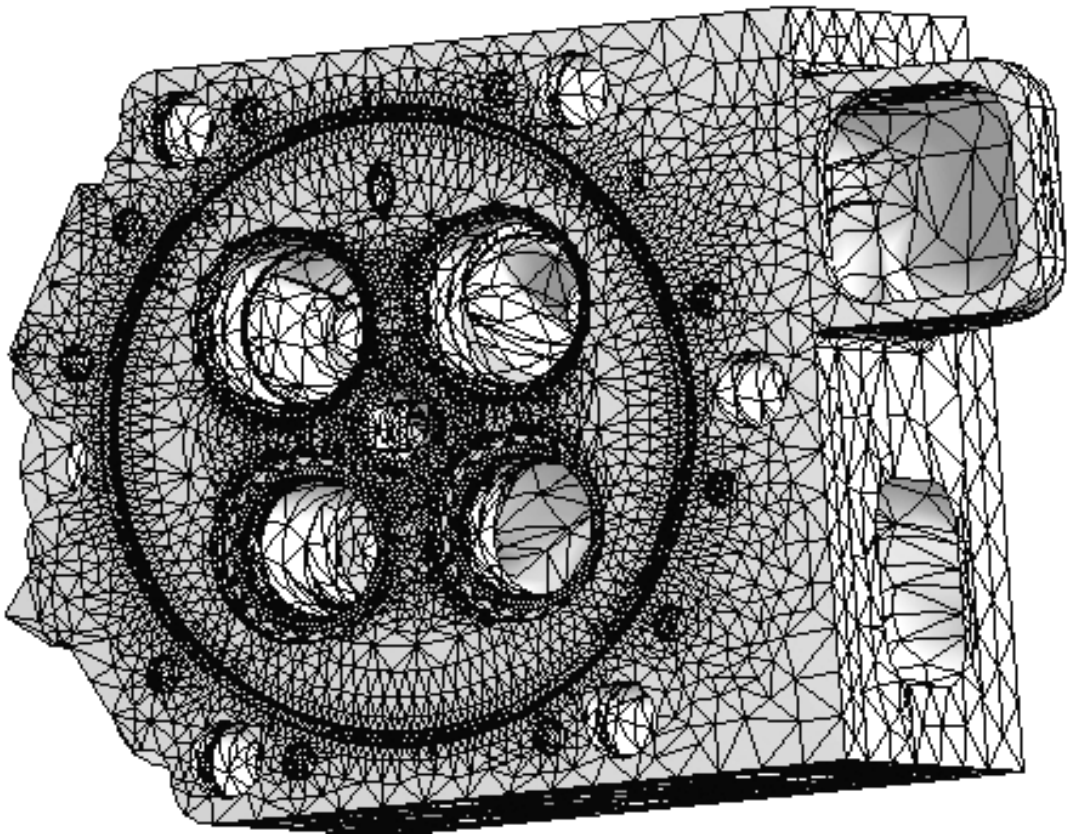


Рис. 2. Разбивка крышки на КЭ

Из полученных в результате разреза частей была заново собрана модель крышки, в которой каждую из частей можно отдельно просматривать и назначать на доступных теплообменных поверхностях ГУ. Пример такой модели приведен на рис. 6.

Граничные условия задачи механики назначались с использованием рекомендаций авторов [4 , 9].

Нагрузки от гаек затяжки силовых шпилек блока прикладывались в виде распределенной силы F_M к площадке контакта гайки с поверхностью крышки (рис. 7). Усилие затяжки рассчитано с использованием известной зависимости [4].

$$F_M = \frac{M_з}{K_{пр} d}, \qquad (5)$$

где $K_{пр}$ – приведенный коэффициент трения в резьбе и на опорной поверхности гайки, $M_з$ - момент затяжки гайки, d - наружный диаметр резьбы.

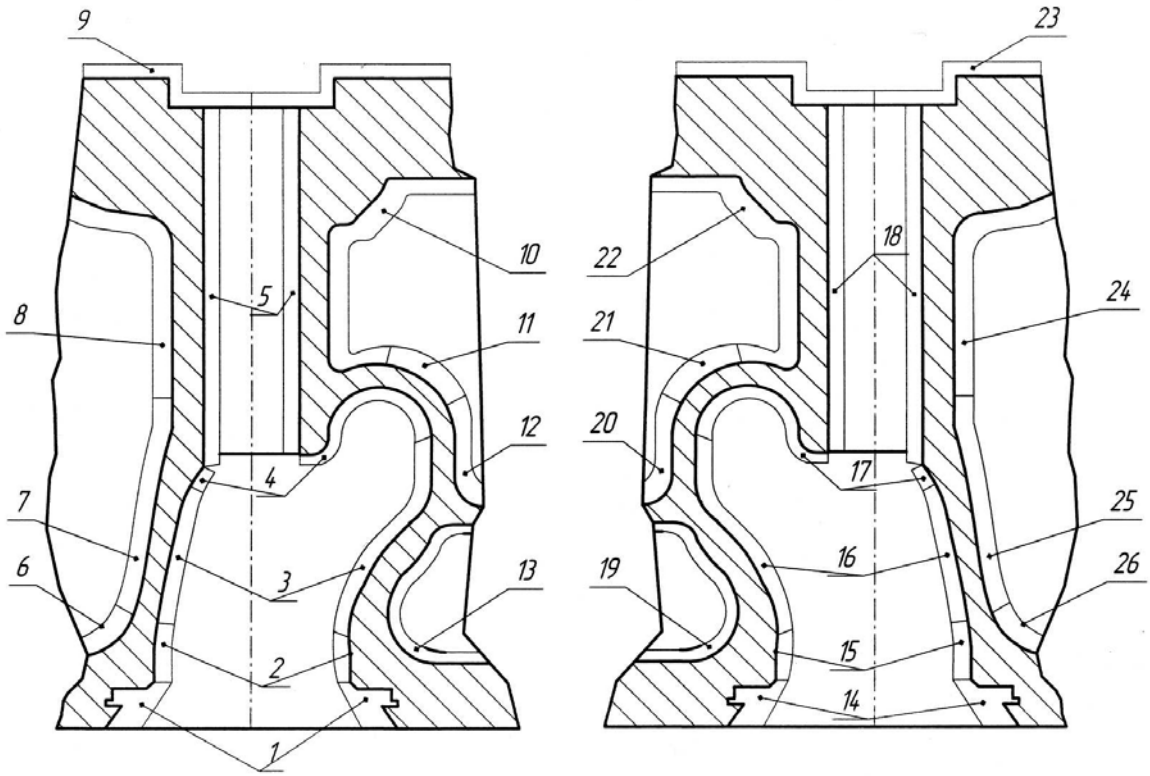
Податливость опорного бурта в осевом направлении принималась равной нулю, а в радиальном допускалось свободное перемещение.

Термические деформации крышки цилиндра в продольном и поперечном направлениях ограничивались по поверхностям контакта силовых шпилек с крышкой (рис. 7).

Для оценки адекватности задаваемых ГУ задачи теплопроводности и механики, а также корректировки математической модели была выполнена серия расчетов полей температур, напряжений и деформаций крышки цилиндра.

Результаты расчетного анализа сопоставлялись с результатами проведенной ранее термометрии [2] и результатами расчета температурного состояния крышки [2, 3], а также корректировались с учетом уве-

личенной размерности дизеля Д80 (16 ЧН 26/27) по отношению к дизелю Д70 (16 ЧН 25/27).



а б

Рис. 3. Схема задания ГУ 3$_{го}$ рода для каналов: выпускного (а) и впускного (б)

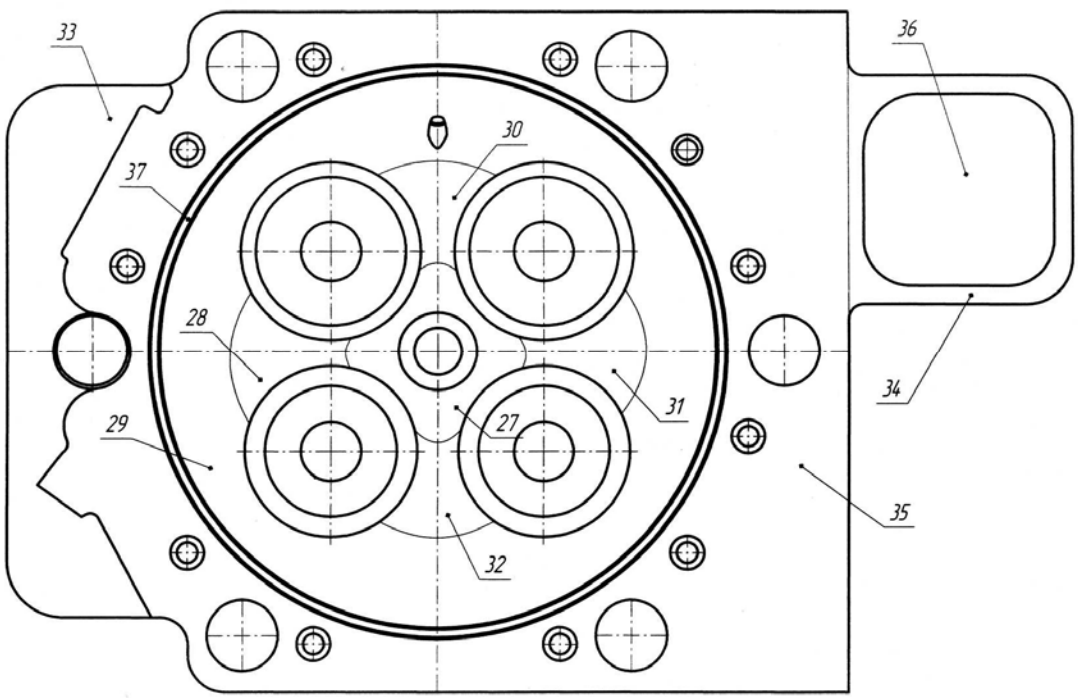


Рис. 4. Задание ГУ 3$_{го}$ рода на поверхности огневого днища

Таблица 1. Граничные условия теплообмена для номинального режима

Режим	N_e = 2940 *кВт*, P_e = 1.2 *МПа*, n = 1000 *мин*$^{-1}$				
Зона	ГУ 3го рода		Зона	ГУ 3го рода	
	α, *Вт/м*^{2}*К*	t, ^0C		α, *Вт/м*^{2}*К*	t, ^0C
1	610	600	19	2300	90
2	460	560	20	2000	150
3	165	560	21	1160	85
4	165	550	22	2300	85
5	300	200	23	6	80
6	3500	85	24	2000	80
7	3500	90	25	3500	90
8	2000	80	26	3500	85
9	6	80	27	650	320
10	2300	85	28	680	280
11	1160	85	29	620	260
12	2000	150	30	650	260
13	2300	90	31	700	280
14	650	500	32	700	300
15	620	80	33	10	100
16	620	75	34	620	65
17	620	70	35	2	100
18	300	150	36	625	70
			37	2000	150

Таблица 2. Граничные условия теплообмена для режима с перспективной форсировкой

Режим	N_e = 2940 *кВт*, P_e = 2.33 *МПа*, n = 1000 *мин*$^{-1}$				
Зона	ГУ 3го рода		Зона	ГУ 3го рода	
	α, *Вт/м*^{2}*К*	t, ^0C		α, *Вт/м*^{2}*К*	t, ^0C
1	835	822	19	2100	123
2	630	767	20	2200	165
3	226	768	21	1276	94
4	225	754	22	2530	94
5	330	220	23	7	88
6	3200	116	24	2200	88
7	3200	123	25	3200	123
8	2200	88	26	320	116
9	7	88	27	715	352
10	2350	94	28	750	308
11	1276	95	29	850	356
12	2200	165	30	890	356
13	2100	123	31	960	357
14	890	685	32	960	411
15	850	110	33	11	110
16	855	102	34	850	90
17	850	96	35	3	137
18	330	165	36	856	96
			37	2740	205

В результате такого моделирования удалось добиться расхождения между полученными ранее значениями температур и результатами настоящего расчета менее 5 %, что свидетельствует о достаточной корректности ГУ и адекватности математической модели.

В качестве критерия для оценки напряжений, возникающих в крышке цилиндра был выбран комплексный показатель - интенсивность напряжений.

Основные результаты расчетного моделирования сводятся к следующему.

Расчет температур, напряжений и деформаций в крышке цилиндра для режима с серийной форсировкой рабочего процесса *(P_e* = 1.2 МПа*)*

Температурное поле огневого днища крышки цилиндра, представленное на рис. 8, характеризуется значительной неравномерностью температур между центральной частью и периферией. Так температура возле отверстия под форсунку достигает 290 ^{o}C, а на периферии 155 ^{o}C. Такой градиент температур обусловлен неравномерностью подвода теплоты к поверхности огневого днища со стороны камеры сгорания и её отвода от теплообменных поверхностей полостей охлаждения крышки.

Температура в районе седел впускных клапанов изменяется от 200 до 217 ^{o}C, в районе седел выпускных клапанов от 300 до 312 ^{o}C. У одноименных межклапанных перемычек впускных клапанов температура достигает 215 – 230 ^{o}C, а для выпускных 270 – 290 ^{o}C (рис. 8).

На рис. 9 представлено сечение вертикальной плоскостью выпускного канала. Температуры по высоте выпускного канала изменяются с 295 ^{o}C в близи седла выпускного клапана до 154 ^{o}C у его вершины. В районе полки, разделяющей полости охлаждения крышки на нижнюю и верхнюю температура достигает 134^oC.

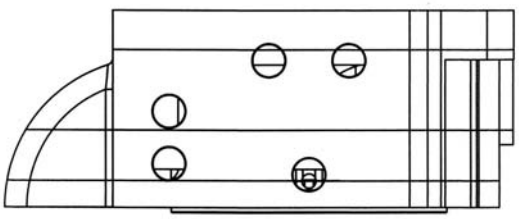


Рис. 5. Схема сечения крышки горизонтальными плоскостями

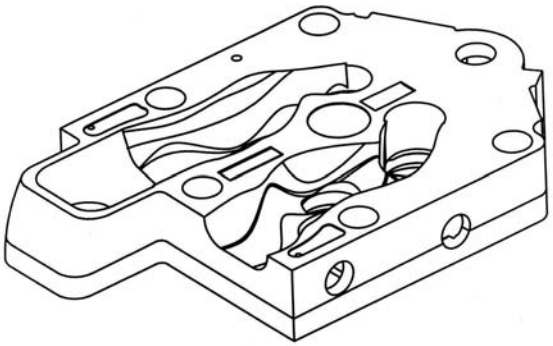


Рис. 6. Отсеченная модель крышки цилиндра

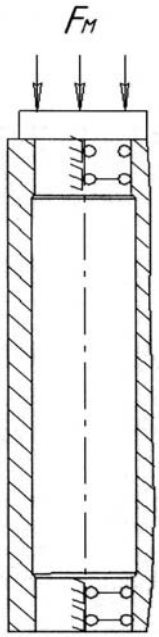


Рис. 7. Схема задания ГУ задачи механики для отверстия под силовые шпильки

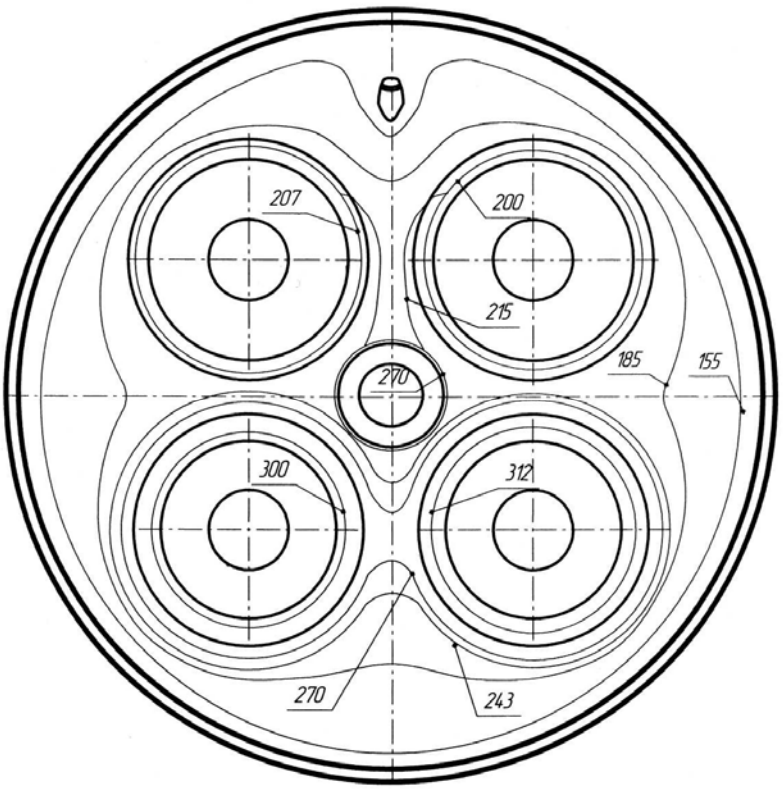


Рис. 8. Температура огневого днища, °С

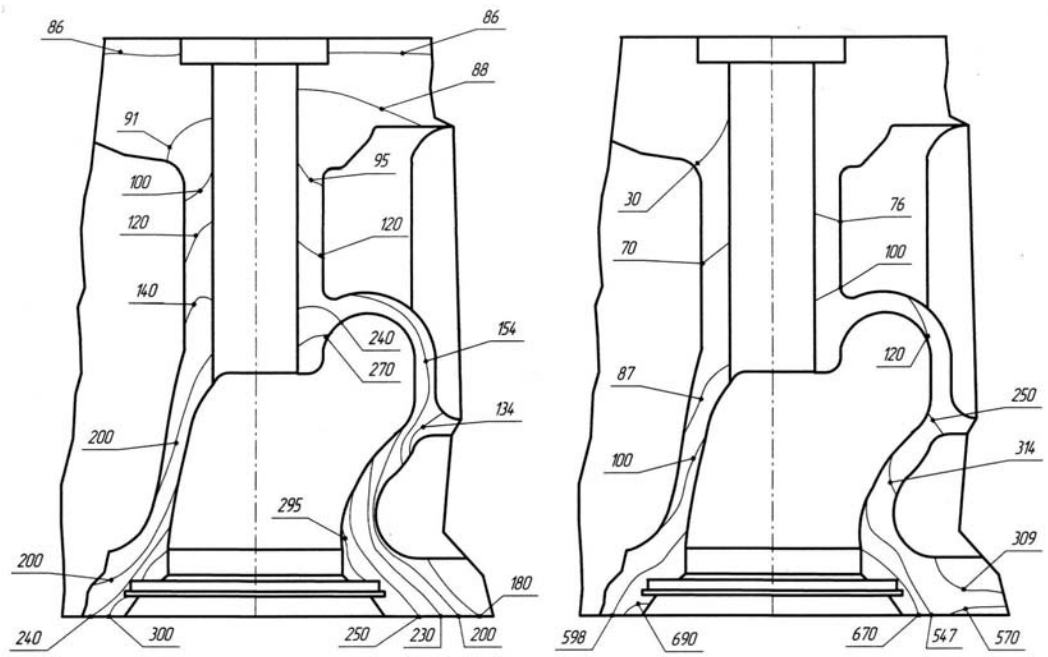


Рис. 9. Поля температур, ^oC и интенсивности напряжений, МПа в сечении выпускного канала для режима с серийной форсировкой (P_e = 1,2 МПа)

Температура крышки в зоне направляющей втулки выпускного клапана изменяется от 290 до 88 ^oC по высоте крышки. Максимальная температура наружной поверхности крышки возле клапанных пружин не превышает 86 ^oC (рис. 9).

На рис. 9 представлено распределение интенсивности напряжений в выпускном канале крышки цилиндра при его сечении вертикальной плоскостью.

Интенсивность напряжений огневого днища в районе перемычки между седлом выпускного клапана и отверстием под форсунку достигает 690 *МПа*. По высоте выпускного канала интенсивность напряжений изменяется от 547 до 120 *МПа*. В районе направляющей втулки напряжения не превышает 100 *МПа*.

Такой уровень напряжений в крышке в близи седел выпускных клапанов обусловлены главным образом невозможностью реализовать интенсивный теплоотвод от наиболее нагретых участков огневого днища и резким изменением геометрии.Для режима с серийной форсировкой рабочего процесса (P_e = 1.2 *МПа*) максимальный прогиб огневого днища крышки достигает 0.154 *мм*, что неизбежно приводит к перекосу кромок клапанных отверстий и негативносказывается на ТНС крышки в целом.

Расчет температур, напряжений и деформаций в крышке цилиндра для режима с перспективной форсировкой рабочего процесса *(P_e* = 2.33 МПа*)*

Для режима с перспективной форсировкой ТНС крышки цилиндра характеризуется существенным приростом температур и напряжений в области огневого днища и выпускного канала.

Поле температур огневого днища крышки представлено на рис. 10. Максимальная температура днища наблюдается в районе отверстия под форсунку и достигает 317 ^oC. На периферии температура не превышает 218 ^oC.

Температура в районе седел впускных клапанов изменяется от 295 до 305 ^oC, в районе седел выпускных клапанов от 430 до 440 ^oC. У одноименных межклапанных перемычек впускных клапанов температура достигает 260 – 305 ^oC, а для выпускных 346 – 391 ^oC (рис. 10).

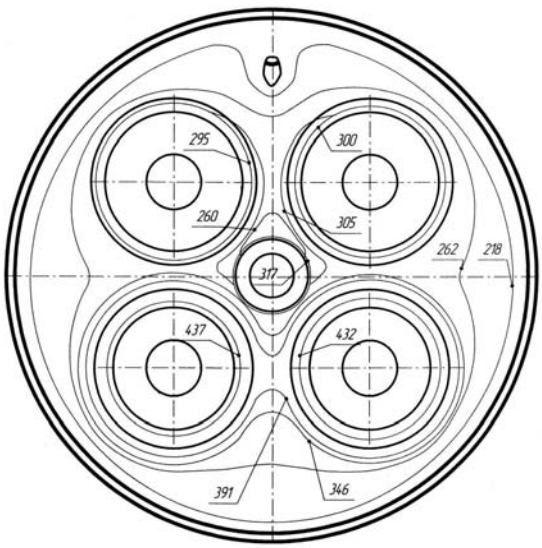


Рис. 10. Распределение температуры по поверхности огневого днища для режима с перспективной форсировкой (P_e = 2.33 МПа)

Температуры по высоте выпускного канала изменяются с 392 ^oC в близи седла выпускного клапана до 219 ^oC у его вершины (рис. 11). В районе полки, разделяющей полости охлаждения крышки на нижнюю и верхнюю температура достигает 175 ^oC.

Температура крышки в зоне направляющей втулки выпускного клапана изменяется от 320 до 98 ^oC по высоте крышки. Температура наружной поверхности крышки возле клапанных пружин не превышает 94 ^oC (рис. 11).

С увеличением форсировки прирост температур составил 80 – 100 ^oC для основных теплообменных поверхностей крышки, что неизбежно вызвало рост термических напряжений.

Распределение интенсивности напряжений в выпускном канале крышки цилиндра при его сечении вертикальной плоскостью представлено на рис. 11.

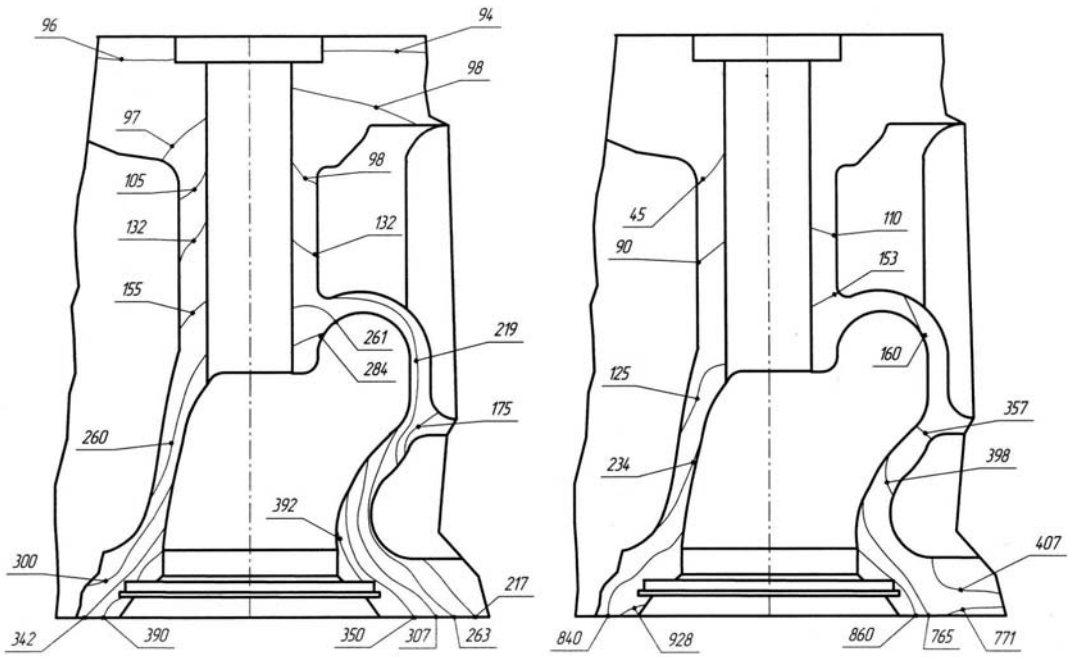


Рис. 11. Поля температур, ^oC и интенсивности напряжений, МПа в сечении выпускного канала для режима с перспективной форсировкой (P_e = 2.33 МПа)

Интенсивность напряжений в крышке возле седла выпускного клапана достигает 928 *МПа*. По высоте выпускного канала интенсивность напряжений изменяется от 765 до 160 *МПа*. В районе направляющей втулки напряжения не превышает 110 *МПа*.

Для режима с перспективной форсировкой рабочего процесса (P_e = 2.33 *МПа*) максимальный прогиб огневого днища крышки достигает 0.21 *мм*.

Такое существенное ухудшение ТНС крышки цилиндра при увеличенной форсировке дизеля неизбежно приводит к образованию термоусталостных трещин по межклапанным перемычкам и перемычкам между отверстием под форсунку и седлом клапана.

Выводы

В результате проведенной работы можно отметить следующее:

– распределение температур в крышке цилиндра имеет высокую степень неравномерности, как в горизонтальном направлении, у огневого днища крышки, так и в вертикальном направлении по ее высоте, что связано главным образом со сложными теплообменными процессами, возникающими в крышке цилиндра при ее неравномерном нагреве и охлаждении;

– режим с серийной форсировкой характеризуется высоким уровнем термомеханических напряжений, достигающих 690 *МПа* в районе перемычки между седлом выпускного клапана и отверстием под форсунку;

– с увеличением форсировки рабочего процесса до P_e = 2.33 *МПа* отмечается прирост температур в среднем но 80 – 100 ^oC;

– для режима с перспективной форсировкой напряжения возникающие в огневом днище превышают критические для материала крышки - высокопрочного чугуна, что требует внедрения специальных мер по повышению прочности крышки цилиндра;

– как один из эффективных способов улучшения ТНС крышки цилиндра можно рассматривать локальное воздушное охлаждение огневого днища при помощи системы воздухоподводящих каналов, что даст возможность уменьшить температурные градиенты и, соответственно, повысить надежность одной из наиболее теплонагруженных деталей дизеля.

В последующих работах планируется оценить влияние локального воздушного охлаждения огневого днища на уровень термомеханических напряжений и проанализировать пути повышения надежности крышки цилиндра.

Список литературы:

1. Симсон А.Э., Хомич А.З., Куриц А.А. и др. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки). – М.: Транспорт, - 1980. – 348 с. 2. Розенблит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: Машиностроение, 1977. – 216 с. 3. Розенблит Г.Б. Особенности расчета и задания граничных условий при моделировании температурных полей в клапане и крышке цилиндра дизеля / Двигателестроение. – 1982, №9 - С. 21-24. 4. Чайнов Н.Д., Григорьев О.А. Трехмерная конечноэлементная модель анализа термических перемещений и напряжений головки цилиндров тракторного дизеля /"Известия вузов". Машиностроение. – 1988, № 5 – С. 79 – 83. 5. Третяк Е.И. Математическое моделирование трехмерной нестационарной теплопроводности крышки цилиндра в декартовых координатах и поэлементный анализ потерь в стенке / Двигатели внутреннего сгорания. – 1990, № 52 – С. 68 – 77. 6. Косов В.С., Соин Ю.В. Повышение эффективности тепловозного парка МПС России за счет применения современных дизелей / Двигателестроение. – 2003. - №4 – С. 3 - 6. 7. Казачков Р.В., Кох Г.А., Гоцало Б.Л. Исследование теплового состояния днища крышки цилиндра среднеоборотного судового дизеля / Двигатели внутреннего сгорания. – 1979. - № - С. 113 – 118. 8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи / М.: Энергия, 1977. – 344 с. 9. Мильштейн Л.Г., Исаев Е.В. Определение кинематических граничных условий при расчете термических напряжений в блочных головках цилиндров / Двигателестроение. – 1985. - №9 – С. 22 - 26.