

**Определение теплового состояния дизеля
воздушноохлаждения**

Турочкин А.А.

Белорусский национальный технический университет

Работоспособность двигателей с воздушным охлаждением во многом определяется его тепловым состоянием. Поэтому при исследовании системы воздушного охлаждения двигателя необходимо иметь достоверное представление о теплонапряженности его деталей. Одной из основных и наиболее теплонапряженной деталью системы воздушного охлаждения является цилиндр двигателя. По уровню его теплонапряженности можно судить о тепловом состоянии всего двигателя. Температурное поля цилиндра двигателя воздушного охлаждения можно получить расчетным способом.

Точность результатов расчета теплонапряженного состояния деталей двигателя в значительной степени зависит от точности, с которой будут заданы для рассматриваемой детали граничные условия теплового нагружения.

Задание граничных условий для цилиндра дизеля воздушного охлаждения можно разделить на две отдельные задачи. Первая задача заключается в определении тепловых потоков со стороны рабочего тела, а вторая – задание характеристик конвективного теплообмена оребренной части цилиндра и потока охлаждающего воздуха.

Тепловой поток со стороны рабочего тела состоит из теплоты передаваемой стенкам цилиндра от непосредственного контакта с рабочим телом (рис.1 а), теплоты, передаваемой от поршня через поршневые кольца к зеркалу цилиндра (рис.1 б) и из теплоты, выделившейся в результате трения (рис.1 с).

Мгновенное значение плотности конвективного теплового потока от рабочих газов в стенку цилиндра найдем из выражения:

$$q_{\Gamma} = \alpha_{r,i} (T(\varphi) - T_{\text{ВТ}}),$$

где $T(\varphi)$ – температура газа в цилиндре;

$T_{\text{ВТ}}$ – температура поверхности зеркала цилиндра в рассматриваемой точке.

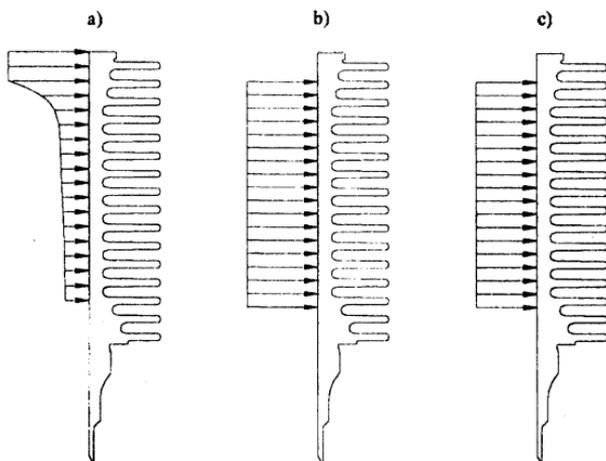


Рис. 1. Эпюра удельных тепловых потоков в стенку цилиндра
 а – от рабочих газов; б – от поршня; с – от трения

Средняя за цикл плотность теплового потока, полученная элементарной поверхностью в окрестности точки i , может быть найдена по формуле

$$\bar{q}_r = \frac{1}{360} \cdot \left[\int_{\varphi^*}^{360-\varphi^*} q_r d\varphi + \int_{360+\varphi^*}^{720-\varphi^*} q_r d\varphi \right].$$

Используя полученные формулы можно построить зависимость теплоты, передаваемой от газов в стенки цилиндра для точек лежащих на зеркале цилиндра.

$$\bar{q}_r = \bar{q}_r(z)$$

Поршни двигателей с воздушным охлаждением как правило не охлаждаемые, поэтому 80-90% воспринимаемой ими от газов теплоты отводится через компрессионные уплотнительные кольца. Значит формирование тепловой нагрузки цилиндра двигателя определяется закономерностями передачи теплоты от компрессионных колец к цилиндру.

При нормальных условиях работы двигателя между уплотнительной поверхностью кольца и зеркала цилиндра всегда имеет масляный клин. Величина этого клина постоянно меняется на протяжении рабочего цикла, а значит и меняется теплопередача от колец к цилиндру. Поэтому при определении мгновенной

газовой нагрузки поршневых колец производится расчет перетекания рабочего тела из камеры сгорания через систему кольцевого уплотнения в картер двигателя, определяются мгновенное распределение давлений в заколочных объемах, толщина масляного слоя и теплопередача от кольца к цилиндру (рис.2).

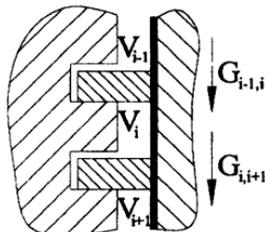


Рис. 2. Схема расчета кольцевого уплотнения

Для определения граничных условий со стороны рабочего тела разработан комплекс позволяющий производить расчетные исследования следующих характеристик цилиндропоршневой группы дизеля:

- параметров рабочего цикла и показателей эффективности работы двигателя с расчетом мгновенных локальных и средних за цикл коэффициентов теплоотдачи от рабочего тела в огневую поверхность гильзы цилиндра;
- расчет утечек рабочего тела через систему кольцевого уплотнения, а так же давление в заколочных объемах и мгновенную нагрузку каждого поршневого кольца;
- мгновенные локальные толщины смазочного слоя под каждым поршневым кольцом и интенсивность теплообмена в сопряжении кольцо-гильза цилиндра.

В основу разработанного комплекса положена определенная структура математических моделей, построенных на базе аналитических решений задач, описывающих внутрицилиндровые процессы в камере сгорания и системе кольцевого уплотнения. При этом, в них практически отсутствуют эмпирические коэффициенты и величины не имеющие четкого физического смысла.

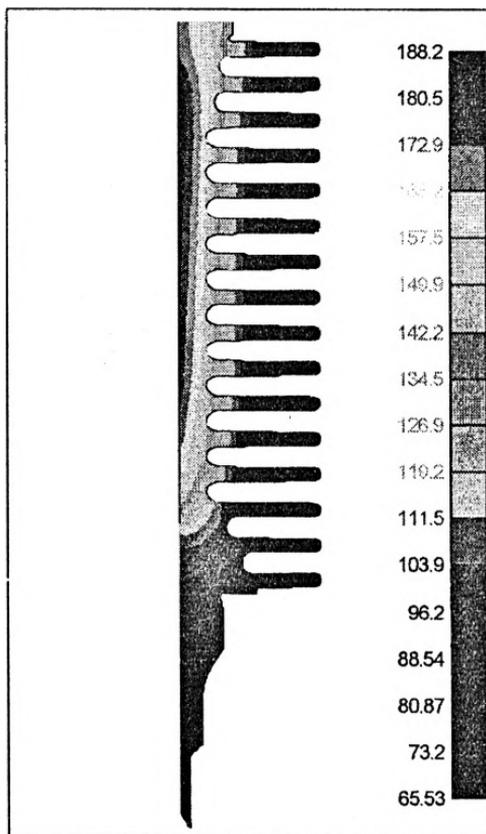


Рис. 3. Температурное поле цилиндра дизеля МД-10

При определении граничных условий с внешней стороны цилиндра определялся коэффициент конвективного теплообмена на ребренной части цилиндра с охлаждающим воздухом и средняя температура охлаждающего воздуха.

По предложенной методике определения теплового состояния цилиндра дизеля воздушного охлаждения и с использованием разработанного программного комплекса рассчитано теплонапряженное состояние цилиндра малогабаритного дизеля МД-10. Результат расчета представлен на рис. 3.