

Исследовалось влияние на пусковые процессы при различных температурах таких факторов, как установка форсунки ППА, расход ЛВЖ, цикловая подача и угол опережения впрыска дизельного топлива.

Комплекс проведенных исследований обеспечил пуск дизеля с применением ЛВЖ при температуре -30°C за 15...30 с при $n = 100...110$ об/мин. При этом максимальное давление первой вспышки $p_z = 6...8$ МПа, $dp/d\varphi = 1...1,1$ МПа/град. Максимальное давление сгорания за период пуска $p_{z\text{max}} = 12,5...13$ МПа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Круглов М.Г., Меднов А.А. Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания. М., 1988. 2. Тракторные дизели / Под ред. Б.А. Взорова. М., 1981. 3. Установка для исследования рабочего процесса при пуске тракторных дизелей/ Ю.М. Стесин, Г.М. Кухаренок, Л.М. Бернштейн // Двигателестроение. 1986. № 12.

УДК 621.436

МААРУФ АДНАН, В.М. АДАМОВ,
кандидаты техн. наук (БПИ)

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОРАСSEИВАЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ РАДИАТОРА НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ

Особенностью эксплуатации автомобильного транспорта в условиях, аналогичных условиям Сирийской Арабской Республики, является жаркий климат и большая протяженность высокогорных дорог, неблагоприятное сочетание высокой температуры воздуха с низким атмосферным давлением, при котором вода закипает при пониженной температуре. Вследствие этого сокращается допустимый перепад температур воды и наружного воздуха, а малая плотность воздуха в свою очередь способствует снижению коэффициента теплопередачи от поверхности радиатора. Все это ухудшает эффективность работы системы охлаждения, что в сочетании с длительными перегрузками двигателя при езде по горным дорогам приводит к частым случаям кипения воды в системе охлаждения, к местным перегревам, к кавитационной эрозии омываемых жидкостью поверхностей двигателя и к ряду других нарушений в работе двигателя.

Наиболее эффективной в этих условиях может быть система охлаждения, работающая в более высоком тепловом режиме — с температурой охлаждающей жидкости свыше 100°C . Такой режим называется высокотемпературным охлаждением (ВТО). Повышение эффективности работы системы охлаждения в таком режиме происходит в результате увеличения разности температур охлаждающей жидкости и воздуха — температурного напора ΔT , так как

$$Q = KA\Delta T, \quad (1)$$

где Q — количество теплоты, подлежащей рассеиванию; K — коэффициент теплопередачи радиатора [1]; A — площадь активной поверхности радиатора.

Для перевода системы охлаждения двигателя на другой температурный режим необходимо изменить либо размеры радиатора (A), либо режимы работы системы. Это можно осуществить различными способами.

Уравнение баланса теплоты в системе охлаждения имеет вид:

$$Q = G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} (T_{\text{ж.г}} - T_{\text{ж.х}}) = G_{\text{ж}} c_{\text{ж}} \delta T_{\text{ж}} ; \quad (2)$$

$$Q = G_{\text{в}} c_{\text{р}} (T_{\text{в.г}} - T_{\text{в.х}}) = G_{\text{в}} c_{\text{р}} \delta T_{\text{в}} , \quad (3)$$

где $G_{\text{ж}}$, $c_{\text{ж}}$ — расход жидкости и ее теплоемкость; $G_{\text{в}}$, $c_{\text{р}}$ — расход воздуха и его теплоемкость при постоянном давлении; $T_{\text{ж.г}}$, $T_{\text{ж.х}}$ — температура воды на входе в радиатор и выходе из него; $T_{\text{в.х}}$, $T_{\text{в.г}}$ — температура воздуха при входе и выходе из радиатора; $\delta T_{\text{ж}}$, $\delta T_{\text{в}}$ — перепады температур жидкости и воздуха.

Средний температурный напор (охлаждающая жидкость — воздух) зависит от направления движения теплоносителей (прямоток, противоток и др.). Для радиаторов, имеющих перекрестное направление потоков, наиболее точный результат получается при определении температурного напора как среднего логарифмического. Однако при сравнительно узком диапазоне изменения температуры теплоносителя (для радиатора) с достаточной точностью может быть определено значение температурного напора как среднего арифметического, т.е.

$$\Delta T = \frac{T_{\text{ж.г}} - T_{\text{ж.х}}}{2} - \frac{T_{\text{в.г}} - T_{\text{в.х}}}{2} .$$

Тогда уравнение (1) примет следующий вид:

$$Q = KA \left(\frac{T_{\text{ж.г}} - T_{\text{ж.х}}}{2} - \frac{T_{\text{в.г}} - T_{\text{в.х}}}{2} \right) . \quad (4)$$

Совместное решение уравнений (2)–(4) дает следующую зависимость температуры охлаждающей жидкости из радиатора $T_{\text{ж.г}}$ от параметров, характеризующих режим работы системы охлаждения:

$$T_{\text{ж.г}} = T_{\text{в.х}} + Q \left(\frac{1}{KA} + \frac{1}{2G_{\text{ж}} c_{\text{ж}}} + \frac{1}{2G_{\text{в}} c_{\text{р}}} \right) . \quad (5)$$

Анализ этого выражения с учетом уравнения (2) позволяет сделать следующие выводы.

1. При увеличении количества рассеиваемой теплоты Q происходит пропорциональное повышение $T_{\text{ж.г}}$ при неизменной $T_{\text{ж.х}}$, что приводит к росту перепада температуры жидкости $\delta T_{\text{ж}}$.

2. При уменьшении расхода воздуха $G_{\text{в}}$ и соответствующем уменьшении коэффициента теплопередачи K температура жидкости на входе в радиатор $T_{\text{ж.г}}$ и на выходе $T_{\text{ж.х}}$ возрастает одинаково и перепад температуры остается неизменным.

3. При уменьшении расхода жидкости $G_{ж}$ и соответствующем уменьшении K происходит рост температурного перепада жидкости $\delta T_{ж}$ в обратном отношении к ее расходу при одновременном повышении температуры $T_{ж.г}$.

Следовательно, при неизменном количестве отводимой теплоты и сохранении размеров радиатора наиболее целесообразный способ регулирования температурного режима системы охлаждения заключается в изменении расхода воздуха. При таком способе повышения температурного режима обеспечивается неизменный температурный перепад жидкости и представляется возможность снижения расхода мощности на охлаждение за счет уменьшения производительности вентилятора.

Температуру $T_{ж.г}$ для нового режима охлаждения при изменении $G_{в}$ можно получить, если известны значения параметров для первоначального (нормального) режима (например, при $T_{ж.г} = 85^{\circ}\text{C}$). Для этого равенство (5) представим в виде

$$T_{ж.г} - T_{в.х} = (\Delta T)_{\max} = Q \left(\frac{1}{KA} + \frac{1}{2G_{ж}c_{ж}} + \frac{1}{2G_{в}c_{п}} \right),$$

где $(\Delta T)_{\max}$ — максимальная разность температур жидкости, поступающей в радиатор с температурой $T_{ж.г}$, и наружного воздуха с температурой $T_{в.х}$.

Находим значения относительных величин:

максимального температурного напора

$$\Delta m = \frac{(\Delta T)_{\max}}{(\Delta T)_{\max}^{\text{н}}}; \quad (6)$$

перепада температуры воздуха

$$\delta_{в} = \frac{\delta T_{в}}{(\delta T_{в})^{\text{н}}};$$

относительного расхода воздуха

$$\nu = \frac{G_{в}}{(G_{в})^{\text{н}}}.$$

Здесь обозначение "н" относится к заранее известным значениям соответствующих величин при нормальном температурном режиме системы охлаждения.

По найденному из равенства (6) относительному значению максимального температурного напора Δm находится максимальное абсолютное значение $(\Delta T)_{\max}$ и по заданной температуре наружного воздуха — новая установившаяся температура воды.

На рис. 1 показан пример подобного расчета, из которого следует, что, например, для повышения температуры воды от 85°C до 110°C при температуре наружного воздуха 40°C необходимо расход воздуха уменьшить вдвое.

Опытная проверка пригодности изложенного расчетно-аналитического метода определения температурного режима двигателя при изменении отдельных параметров произведена на безмоторной установке (рис.2).

Рис. 1. Зависимость максимального температурного напора Δt , перепада температуры воздуха δv и температуры воды на входе в радиатор $T_{ж.г}$ от относительного расхода воздуха v (кривые построены по данным аналитического расчета; значками на график нанесены экспериментальные данные, полученные на безмоторной установке)

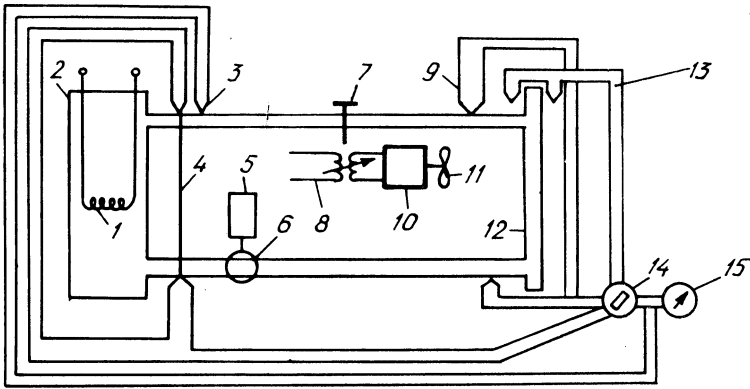
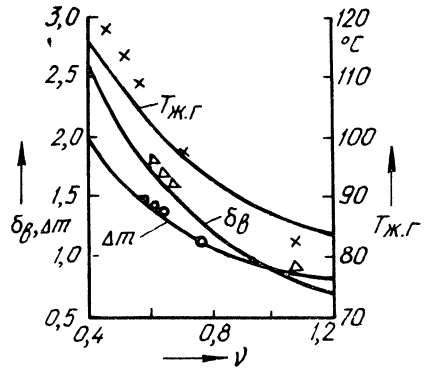


Рис. 2. Схема экспериментальной установки для физического моделирования системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания

Установка включает нагреватель 1, установленный в теплоизолированном бачке 2, водяной насос 6, вентилятор 11, краник 7. Водяной насос и вентилятор приводятся в действие от электродвигателей 5 и 10. Интенсивность циркуляции жидкости в системе изменяется с помощью краника 7, а объем воздуха, проходящего через радиатор, — путем регулирования напряжения питания электродвигателя привода вентилятора с помощью трансформатора 8. Для измерения температур и температурных перепадов установлена термопара 3, измеряющая температуру жидкости на выходе из бачка, и три дифференциальных термобатарей. Термобатарея 4 измеряет перепад температур жидкости на выходе-входе из бачка, термобатарея 9 — перепад температур на входе-выходе жидкости из радиатора 12, а термобатарея 13 — перепад температур на входе-выходе воздуха из радиатора. Подключение термопар к измерительному прибору 15 осуществляется переключателем 14.

Опытные данные, полученные на установке при изменении расхода воздуха, удовлетворительно совпадают с результатами, полученными аналитическим путем (см. точки, нанесенные на графике).

Опыты с изменением расхода воды при неизменном расходе воздуха по-

казали очень слабое изменение температурного напора, и, наоборот, сильную зависимость температурного перепада воды от ее расхода.

Таким образом, подтверждена пригодность предложенного расчетно-аналитического метода для исследования и расчета теплового режима системы охлаждения двигателя. Наиболее реальным вариантом повышения температуры охлаждающей жидкости в двигателе с существующей системой охлаждения следует считать снижение расхода воздуха, при котором достигается повышение температурного уровня с одновременным снижением расхода мощности на систему охлаждения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Автомобильные двигатели / Под ред. М.С. Ховаха. М., 1977.