

Табл. 2. Результаты процесса оптимизации

Факторы	Температура воздуха, °С	Выступление носка распылителя, мм	Угол опережения впрыска топлива, град	Температура носка распылителя, °С
$B_i$	17,88	5	13,38	
$B_i \Delta X_i$	357,6	5	53,52	
Шаг	10	0,14	1,497	
$X_{i0}$	70	2	26	225,33
	80	2,14	27,49	240
	90	2,28	28,99	254,9
	100	2,32	30,49	268,7

Примечание:  $B_i$  – коэффициент регрессии;  $\Delta X_i$  – интервал варьирования факторов. воздуха, во вторую – угол опережения впрыска топлива и выступание носка распылителя.

Для полученной зависимости (3) была проведена оптимизация на основе круглого восхождения по поверхности отклика [3].

Результаты процесса оптимизации представлены в табл. 2.

Как видно из приведенных данных, при принятом изменении шага варьирования определяющих факторов температура носка распылителя изменяется на 14 °С. Опытная установка обеспечивает повышение  $T_n$  на номинальном режиме работы дизеля 4Ч11/12,5 от 190 °С (серийный двигатель) до 270 °С.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ждановский Н.С., Николаенко А.В. Надежность и долговечность автотракторных двигателей. Л., 1981.
2. Мельников С.В., Алешин В.Р., Рощин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л., 1980.
3. Новик Ф.С., Арсов Я.Б. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов. М., 1980.

УДК 621.431

Г.М. КУХАРЕНОК, канд. техн. наук (БПИ),  
Ю.М. СТЕСИН (ММЗ)

#### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПУСКОВЫХ ПРОЦЕССОВ ДИЗЕЛЕЙ

Обеспечение хороших пусковых качеств дизелей при низких температурах воздуха связано с совершенствованием процессов, протекающих при пуске в цилиндрах, системах топливоподдачи и пуска.

В настоящей работе рассматриваются методика моделирования и результаты исследований пусковых процессов дизелей, позволяющие осуществить для исследуемого дизеля выбор средства облегчения пуска с учетом пусковой системы.

Методика моделирования пусковых процессов включает модели процесса сжатия при пуске, процесса пускового прокручивания коленчатого вала и анализ условий взаимодействия этих моделей.

Методика численного моделирования процесса сжатия при пуске основана на конечно-разностном уравнении первого закона термодинамики для открытой системы [1]. Это уравнение при малых расчетных участках процесса сжатия имеет вид

$$\Delta L + \Delta U + \Delta Q_w + \Delta E_m = 0, \quad (1)$$

где  $\Delta L$  – работа, совершаемая при сжатии воздуха;  $\Delta U$  – изменение внутренней энергии рабочего тела, находящегося в цилиндре;  $\Delta Q_w$  – потери теплоты через теплопередающие поверхности;  $\Delta E_m$  – изменение энергии системы, обусловленное утечкой воздуха через неплотности сопряжения поршень–гильза:

$$\Delta E_m = i \Delta m_{yT};$$

$i$  – энтальпия газов в цилиндре;  $\Delta m_{yT}$  – утечки заряда на расчетном участке.

Из уравнения (1) определяется давление в конце расчетного участка:

$$p_i = \frac{2(-i \Delta m_{yT} - \Delta Q_w) + p_{i-1} \left( \frac{k+1}{k-1} V_{i-1} - V_i \right)}{\frac{k+1}{k-1} V_i - V_{i-1}}, \quad (2)$$

где  $p_{i-1}$  – давление газов в начале расчетного участка;  $V_{i-1}$  и  $V_i$  – объем газов в начале и конце расчетного участка;  $k$  – отношение теплоемкостей газов.

По уравнению (2) определяются текущие значения давления газов в процессе сжатия. Для нахождения температуры газов используется уравнение состояния.

Необходимая для расчетов конечная разность  $\Delta Q_w$  устанавливается по уравнению Ньютона. При этом для определения коэффициента теплоотдачи от газов к стенкам применяется уравнение Вошни

$$d_r = 2770 p^{0,786} w^{0,786} D^{0,214} T^{-0,525},$$

где  $w$  – скорость рабочего тела;  $D$  – диаметр цилиндра.

Утечка заряда на расчетном участке определяется на основании уравнения неразрывности, которое после преобразований представлено в виде

$$\Delta m_{yT} = \left( \frac{\mu f p \psi}{\sqrt{RT}} \right)_{cp} \Delta t, \quad (3)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода;  $f$  – площадь сечения отверстия, эквивалентного неплотностям поршневых колец;  $\psi$  – скоростная функция;  $p$  и  $T$  – давление и температура газов в цилиндре;  $t$  – время истечения.

Величина  $\mu f$  в формуле (3) имеет условный смысл. Она задается в исходных данных. Предварительно для конкретной конструкции двигателя значение

$\mu_f$  определялось как по известной методике статической продувки сопряжения гильза—цилиндр, так и по разработанной расчетной методике.

Расчетная методика включала индицирование процесса сжатия и последующее определение  $\Delta m_{yt}$  по выражению

$$\Delta m_{yt} = - \left( \frac{\Delta L + \Delta U + \Delta Q_w}{i} \right). \quad (4)$$

Отдельные составляющие соотношения (4) устанавливались с использованием значений давлений газов, полученных в результате обработки индикаторных диаграмм процесса сжатия.

По полученным  $\Delta m_{yt}$  с использованием уравнения (3) рассчитываются текущие значения  $\mu_f$  для отдельных расчетных участков и среднее за процесс сжатия.

При осуществлении моделирования критерием, определяющим ЗВТ, является минимальная температура воспламенения топлива в цилиндре дизеля, с которой сравнивается установленная расчетом температура конца сжатия.

Модель процесса пускового прокручивания представляет аналитическое решение задачи совмещения характеристик пускового устройства и двигателя с определением регулирующей характеристики прокручивания (РХП) коленчатого вала двигателя системой пуска [2].

Анализ условий взаимодействия границ зон воспламеняемости топлива (ЗВТ) и РХП позволяет осуществить выбор средства облегчения пуска и комплектацию пусковой системы, обеспечивающие заданный уровень минимальной температуры пуска  $T_{min}$ .

Приведенная методика моделирования пусковых процессов реализуется в виде пакета программ для использования на ПП ЭВМ фирмы IBM типа РС/ХТ/АТ. Результаты моделирования пусковых процессов дизеля 4С11/12,5 приведены на рис. 1.

Как следует из результатов моделирования, лучшие пусковые качества обеспечиваются при заправке дизеля моторными маслами М-43/8Г и SAE 5W/20. При этом пуск дизеля может быть осуществлен без вспомогательных средств до температуры  $-15^\circ\text{C}$ , при использовании электрофакельного устройства (ЭФУ) — до  $-25 \dots -26^\circ\text{C}$ , при использовании легковоспламеняющейся жидкости — до  $-29 \dots -32^\circ\text{C}$ .

Пусковые качества, соответствующие результатам моделирования, обеспечивались в процессе экспериментальных исследований дизеля, которые про-

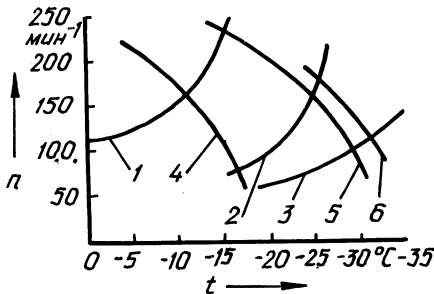


Рис. 1. Результаты моделирования пусковых процессов дизеля 4С11/12,5:

1 — ЗВТ без использования дополнительных средств; 2 — ЗВТ с использованием ЭФУ; 3 — ЗВТ с использованием ЛВЖ; 4 — РХП при заправке дизеля маслом класса вязкости 20 по SAE; 5 — РХП при заправке дизеля маслом класса вязкости 10W по SAE; 6 — РХП при заправке дизеля маслом класса вязкости 5W по SAE; степень заряженности аккумуляторной батареи — 75 %, напряжение — 24 В

водились в климатической камере при температурах от 0 до  $-30^{\circ}\text{C}$ . Измерительная аппаратура позволяла регистрировать во всех цилиндрах дизеля давление газов, перемещение иглы форсунок, отметки верхних точек (ВМТ), угол поворота коленчатого вала, его частоту вращения, напряжение на аккумуляторной батарее, стартере, средстве облегчения пуска, ток, потребляемый стартером [3].

Было определено влияние на процесс пуска дизеля без дополнительных средств ряда недостаточно изученных ранее регулировочных параметров топливной аппаратуры. Подтверждено определяющее влияние на пусковые качества угла опережения впрыска топлива  $\theta$ . С его уменьшением на первых циклах сгорания сокращается период задержки воспламенения, что связано с увеличением температуры и давления воздуха в момент впрыска топлива. При этом максимальное давление сгорания  $p_z$ , скорость нарастания давления  $dp/dF$  и степень повышения давления  $\lambda$  при сгорании уменьшаются. Выявлено, что чем ниже температура окружающего воздуха и пусковая частота вращения  $n$ , тем меньше значение  $\theta$ , при котором обеспечиваются лучшие пусковые качества.

При температуре  $-15^{\circ}\text{C}$  пуск дизеля, заправленного маслом М-43/8Г, может быть обеспечен при  $\theta = 16...18^{\circ}$  до ВМТ. При этом частота вращения, соответствующая началу отключения пускового обогатителя топливного насоса, должна быть равна 650...700 об/мин.

Как показали проведенные исследования, использование на дизеле электрофакельного устройства типа ЭФП-8101500 [2] эффективно обеспечивает улучшение процесса пуска до температуры  $-20^{\circ}\text{C}$ . Для достижения уровня пусковых качеств дизеля с ЭФУ (рис. 1) на базе указанного подогревателя разработана модернизированная конструкция. Она обеспечила повышение эффективности подогрева воздуха за счет оптимизации расположения отверстий в кожухе ЭФУ и подбора площади их проходного сечения, а также расхода топлива через ЭФУ.

Применение модернизированного ЭФУ при температуре  $-20^{\circ}\text{C}$  обеспечивает начало сгорания в одном из цилиндров через 6...8 с после начала прокручивания коленчатого вала и его продолжение с некоторой неравномерностью в течение периода разгона. Максимальное давление сгорания на первой вспышке  $p_z = 4...6$  МПа,  $dp/dF = 0,7...0,8$  МПа/град, на второй вспышке  $p_z = 6...7$  МПа, а  $dp/dF = 0,8...0,9$  МПа/град. Максимальное давление сгорания за период пуска  $p_{z\text{max}}$  отмечается при разгоне перед отключением стартера и составляет 10...11 МПа. При  $n > 100$  об/мин пуск обеспечивается за 16...19 с.

Использование модернизированного ЭФУ позволило снизить  $T_{\text{min}}$  дизеля на масле М-43/8Г до температуры  $-25^{\circ}\text{C}$ . Пуск в этих условиях обеспечивается за две 20-секундные попытки при  $n > 150$  об/мин. Однако протекание рабочего процесса при этой температуре существенно отличается от пуска при  $-20^{\circ}\text{C}$ : поздняя первая вспышка (13...15 с), неравномерное чередование вспышек по циклам и цилиндрам и пульсирующий разгон коленчатого вала свидетельствуют о граничных условиях применения ЭФУ.

Было исследовано влияние на пусковые процессы пусковой легковоспламеняющейся жидкости в аэрозольной упаковке (ТУ 6-15-07-106-89). Подача ЛВЖ в дизель осуществлялась пусковым приспособлением аэрозольным (ППА).

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  $-30^{\circ}\text{C}$  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. К р у г л о в М.Г., М е д н о в 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  $100^{\circ}\text{C}$ . 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  $\Delta T$ , так как

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

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