

$$\int_0^1 T(x, t) dx,$$

в силу теоремы Бонне о среднем, представимо в виде [1]:

$$\int_0^1 T(x, t) dx = T_w(t) \delta(t).$$

Здесь $\delta(t)$ – толщина температурного пограничного слоя (глубина проникновения пульсаций температуры). В силу (1):

$$\delta(t) = \frac{2}{3} + \frac{B}{6} - \frac{\Pi}{6T_w}.$$

Или:
$$\overline{T_w} \bar{\delta} + \overline{T_w' \delta'} = \frac{2}{3} \overline{T_w} + \frac{1}{6} \overline{B T_w} - \frac{1}{6} \overline{B T_s} + \frac{1}{6} \overline{B' T_w'} - \frac{1}{6} \overline{B' T_s'} = \overline{T_w} \bar{\delta} - \frac{1}{6} \overline{Q^T},$$

причем, здесь отражен вклад пульсаций температур ($T_{w,s}$), теплоотдачи от рабочего тела в стенку (B) и толщины δ в среднее значение глубины проникновения волны. Отсюда:

$$\overline{Q^T} = -6 \overline{T_w' \delta'}.$$

Удается, таким образом, сопоставить «пульсацию» теплового потока с моментом второго порядка, связанным с пульсацией глубины проникновения волны. Получается интересное наблюдение. Пусть

$$\overline{Q^T} > 0.$$

Тогда пульсации температуры и глубины проникновения волны являются величинами разных знаков. Например, пульсация температуры положительна. Тогда глубина проникновения волны утоняется. Если же наоборот, происходит отдача теплоты стенкой («пульсационный» поток теплоты отрицателен), то пульсации температуры и глубины проникновения волны совпадают по знаку. Например, если пульсация температуры положительна, то и пульсация глубина проникновения волны положительна – стенка «подкачивает» теплоту из слоев $x > \delta$.

Литература:

1. Уиттекер Е.Т., Ватсон Дж. Н. Современный анализ, ч.1. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 1962. – С. 94-95.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПОДАЧИ И РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА В БЫСТРОХОДНЫХ ДИЗЕЛЯХ В УСЛОВИЯХ ЗОНАЛЬНОГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ

Мальчук В.И. (МАДИ (ГТУ))

Известно, что экологические и экономические характеристики дизеля (**D**) во многом определяются качеством смесеобразования, которое зависит от того, в какой степени достигнуто взаимное соответствие формы камеры сгорания (**КС**), характеристик впрыскивания, распыливания, параметров воздушного заряда. Проблемы смесеобразования усложняются рядом обстоятельств.

Так, во многих дизелях форсунка расположена асимметрично относительно оси **КС**. Это приводит к тому, что топливо, впрыскиваемое из различных распыливающих отверстий с практически одинаковыми или близкими характеристиками впрыскивания и распыливания, не может в равной степени эффективно сгорать в каждой зоне смешения его с воздухом.

Таким образом, дальнейшее совершенствование рабочего процесса **Д** может быть достигнуто созданием оптимальных условий для смесеобразования в каждой конкретной зоне смешения топлива и окислителя с учетом отмеченных выше особенностей конструкции двигателя, т. е. путем реализации зонального смесеобразования (ЗС) [1]. При этом имеется в виду, что число зон в **КС** дизеля соответствует количеству распыливающих отверстий.

Зональное смесеобразование может быть осуществлено практически в любой модели **Д** путем модернизации элементов топливной системы (**ТС**) и, в частности, распылителя. Например, более рациональное распределение топлива по зонам **КС** может быть обеспечено применением распылителей с различными по диаметру распыливающими отверстиями.

Работы МАДИ(ГТУ) показывают, что решение отмеченных задач возможно применением традиционных струйных форсунок, но при рациональном выборе конструкции распыляющего аппарата распылителя, в частности, места расположения входных кромок распыливающих отверстий [2] при одинаковых их диаметрах.

Ниже представлены некоторые результаты работ, выполненных в МАДИ(ГТУ) и направленных на улучшение эксплуатационных характеристик **Д** путем совершенствования конструкции распылителя, обеспечивающего реализацию в двигателе ЗС.

На рис. 1 – опытные распылители 1 и 2, выполненные на базе серийных изделий НЗТА, и позволяющие корректировать подачу и распыливание топлива с учетом режима работы **Д** и особенностей его конструкции.

Распылитель 1 имеет распыливающие отверстия двух групп — 3 и 4. Входные кромки отверстий первой группы расположены в подыгольном объеме 6, а второй — на запирающей конической поверхности 8 корпуса распылителя. Коэффициенты расхода $\mu_{сн}$ и $\mu_{св}$ отверстий 3 и 4 существенно отличаются и зависят от положения иглы y . Это следует из [2] и рис. 5 данной работы. При $y > 0,2$ мм $\mu_{сн} > \mu_{св}$ на 10...30%, при $y < 0,1$ мм $\mu_{сн} > \mu_{св}$ – в 2-4 раза. Это позволяет направленно корректировать подачу топлива по распыливающим отверстиям и, следовательно, по зонам **КС** дизеля.

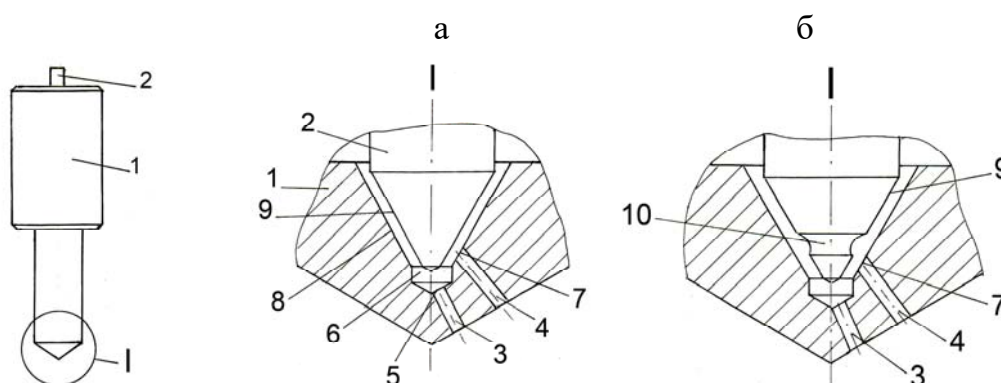


Рис. 1. Корректирующие распылители: а – № 1 (Патент № 2081342 РФ); б – № 2 (А.С. № 1444555 СССР): 1 – корпус; 2 – запирающая игла; 3, 4 – распыливающие отверстия; 6 – подыгольный объем; 8, 9 – запирающие конусы корпуса и иглы; 5, 7 – входные кромки распыливающих отверстий; 10 – кольцевая проточка на игле

Распылитель 2 отличается от распылителя 1 тем, что на запирающей поверхности иглы в области расположения входных кромок распыливающих отверстий второй группы выполнена кольцевая проточка. Она позволяет увеличивать пропускные

способности распыливающих отверстий второй группы на малых подъемах иглы и тем самым корректировать протекание скоростных характеристик топливоподачи. Кроме этого кольцевая проточка в условиях массового производства выравнивает давления, усилия, действующие на запирающий конус иглы и пропускные способности распыливающих отверстий второй группы на частный y .

Распылители были апробированы на моделирующих установках и двигателе. Программа работ включала в себя определение скоростных характеристик топливоподачи, характеристик впрыскивания, распыливания, экономических и экологических показателей дизеля.

Скоростные характеристики топливоподачи определяли по общепринятой методике. На рис. 2 представлены характеристики ТС дизеля 8Ч 11/11,5, укомплектованной последовательно опытными распылителями 1 и 2 с двумя распыливающими отверстиями одинакового диаметра (0,45 мм). Здесь n_k – частота вращения вала насоса, $q_{сн}$ и $q_{св}$ — подача топлива (в % от цикловой $q_{ц}$) через распыливающие отверстия первой и второй групп. Испытания показали, что конструкция распылителя позволяет корректировать подачу топлива по отверстиям с учетом частоты вращения вала насоса n_k . Так, распылитель 1 при $n_k = 100 \text{ мин}^{-1}$ (на пусковом режиме, когда впрыск топлива осуществляется при частичных y) обеспечивает $q_{сн} = 80\%$, $q_{св} = 20\%$, а при $n_k = 1400 \text{ мин}^{-1}$ (на режиме номинальной мощности) – $q_{сн} = 57\%$, $q_{св} = 43\%$. Распылитель 2 обеспечивает массовое перераспределение топлива по зонам КС, но при этом отношения $q_{сн} / q_{св}$ меньше зависят от n_k .

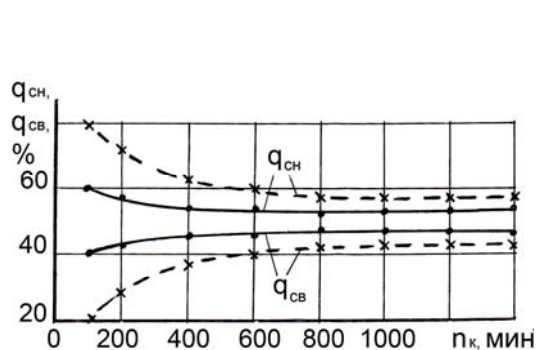


Рис. 2. Скоростные характеристики топливоподачи:

————— - распылитель 2;
 — — — — - распылитель 1

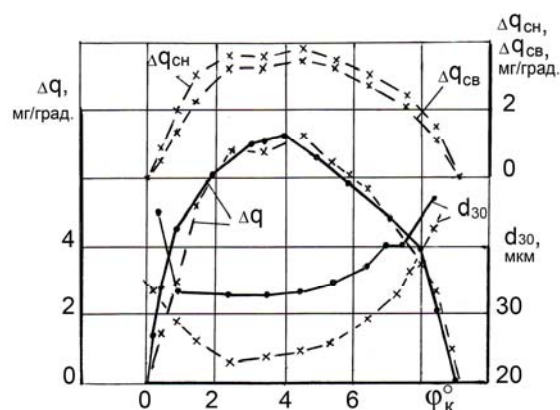


Рис. 3. Характеристики впрыскивания и распыливания топлива

————— - исходная комплектация;
 — — — — - опытная комплектация

Характеристики впрыскивания и мелкокости распыливания оценивались на механическом стробоскопе целевого типа. Размер щели составлял 1° поворота вала насоса φ_k . Полученные результаты для ТС дизеля 8Ч 11/11,5 представлены на рис. 3. Здесь Δq , $\Delta q_{сн}$, $\Delta q_{св}$ – массовая подача топлива через форсунку и распыливающее отверстие первой и второй группы за время поворота вала насоса на 1° , d_{30} – среднеобъемный диаметр капель. Режим испытаний: $n_k = 1000 \text{ мин}^{-1}$, $q_{ц} = 48 \text{ мг}$. Выявлено, что топливо распределяется по распыливающим отверстиям неравномерно. В начальной и конечной фазах впрыскивания, т.е. на частичных подъемах иглы распылителя, для каждого рассматриваемого момента времени через отверстие первой группы подается значительно большая часть топлива. В середине процесса распределение топлива по распыливающим отверстиям выравнивается. Характерно также, что опытная комплектация в сравнении с исходной (укомплекто-

ванной распылителем Bosch) обеспечивает уменьшение подачи топлива в КС за первые 2° поворота вала насоса $\approx$ на 19%. Это объясняется отмеченными выше особенностями гидравлических характеристик распыливающих отверстий.

Исследование мелкости распыливания показало, что корректирующий распылитель позволяет получить более мелкое распыливание топлива. Относительное изменение d_{30} достигало 30...35% (рис. 3). Опыты проводились с отбором порций топлива через два отверстия каждого распылителя. Полученный результат объясняется следующим. Ранее было показано, что распыливающее отверстие второй группы 4 (см. рис. 1) при прочих равных условиях обеспечивает более мелкое распыливание топлива [2]. Кроме этого корректирующий распылитель 1 позволяет получить более высокие максимальные и средние давления впрыскивания (рис. 6).

Результаты исследований динамики струй распыленного топлива даны на рис. 4. Опыты проводили на моделирующей установке со статическими параметрами среды (азот) при давлении 1,5 МПа и температуре 20 °С. Для регистрации струй распыленного топлива применяли скоростную кинокамеру СКС-2М. На рис. 4 $L_{ст}$ – длина струй распыленного топлива, впрыскиваемого через отверстия первой и второй группы; τ – время с момента начала процесса, $C_{ст}$ – скорость переднего фронта струй. ТС и режимы испытаний были такими же как в предыдущих опытах.

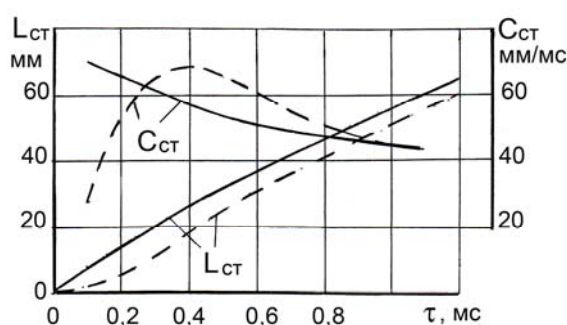


Рис. 4. Динамика струй распыленного топлива: ———— распыливающее отверстие первой группы ($L_{сн}$, $C_{сн}$); — — — распыливающее отверстие второй группы ($L_{св}$, $C_{св}$)

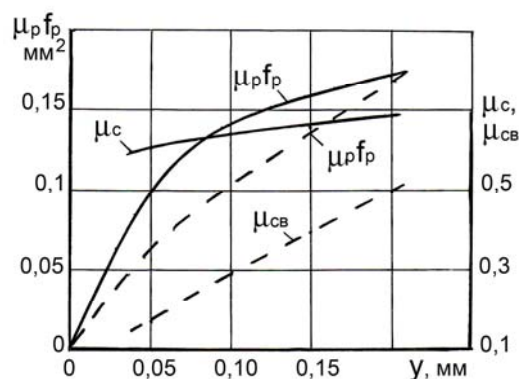


Рис. 5. Гидравлические характеристики распылителей: ———— - распылитель НЗТА; — — — - корректирующий распылитель 1

Как видно, струя $L_{сн}$ опережает струю $L_{св}$ во все периоды впрыскивания, при этом имеет место относительная коррекция $C_{ст}$ и $L_{ст}$ струй. Полученные результаты показывают, что с позиции совершенствования смесеобразования в **Д** с асимметричным расположением форсунки относительно оси камеры сгорания целесообразно ориентировать распыливающие отверстия первой группы на дальние стенки **КС**, а второй группы – на ближние.

В частности, для дизеля 4Ч 10,5/12, укомплектованного трехструйным распылителем, можно рекомендовать одно отверстие первой группы и два отверстия – второй. Это создает условия для совершенствования рабочего процесса **Д** путем более рационального распределения топлива как по зонам смешения его с воздухом, так и по пристеночным объемам **КС**. Последнее обеспечивается при условии, что за период задержки воспламенения все струи достигают стенок камеры сгорания примерно одновременно. Это возможно при использовании опытного распылителя.

На рис. 5 даны результаты расчетно-экспериментальной оценки исходного и корректирующего распылителя (1) подготовленных к моторным испытаниям на дизеле 4Ч 10,5/12. Комплектация распылителей осуществлялась из условия, что они должны обеспечить одинаковую пропускную способность $\mu_p f_p$ при $y = y_{\max}$. Это достигалось путем изменения диаметров распыливающих отверстий. Исследования и анализ гидравлических характеристик распылителей осуществлялся по методикам работ [3, 4].

Из рис. 5 следует, что пропускная способность опытного распылителя на частичных y меньше чем $\mu_p f_p$ исходного. Это объясняется тем, что $\mu_{св}$ у опытного распылителя всегда меньше, чем μ_c исходного – НЗТА.

В результате корректирующий распылитель обеспечивает более высокие максимальные $P'_{ф \max}$ и средние $P_{p \text{ ср}}$ давления впрыскивания (рис. 6). Параметры впрыскивания (см. рис. 6) определялись расчетным методом по программе гидродинамического расчета, созданной И.В. Астаховым и Л.Н. Голубковым, [5], которая была дополнена блоком расчета $q_{сн}$, $q_{св}$, $P_{p \text{ ср}}$, выполненным с учетом методики работы [3].

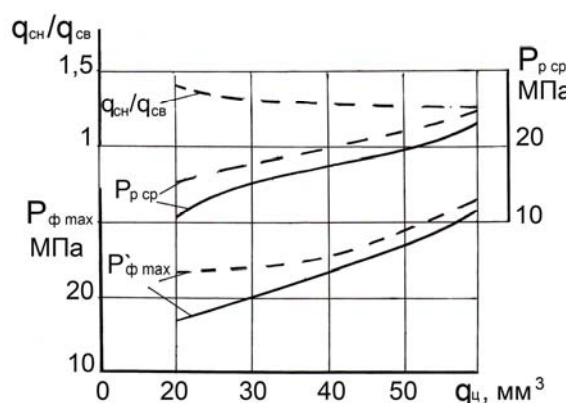


Рис. 6. Влияние цикловой подачи топлива на параметры впрыскивания: ——— исходная комплектация; — — — — — опытная комплектация

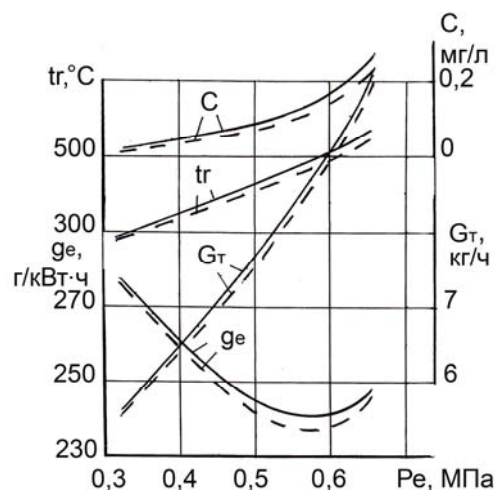


Рис. 7. Нагрузочная характеристика дизеля 4Ч 10,5/12: ——— - исходная комплектация; — — — — — опытная комплектация

Об эффективности использования распылителя 1 на дизеле 4Ч 10,5/12 можно судить по рис. 7, где показана нагрузочная характеристика двигателя при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$. Здесь g_e , G_T – удельный эффективный и часовой расходы топлива, t_r – температура отработавших газов, C – содержание твердых частиц в продуктах сгорания. В этих опытах ориентация распыливающих отверстий распылителей (серийных и экспериментальных) в КС дизеля и их эквивалентные проходные сечения при $y = y_{\max}$ были одинаковыми. Распыливающие отверстия второй группы у опытных распылителей обеспечивали по 30 % цикловой подачи при $P_e = 6,5 \text{ МПа}$. Серийные распылители имели равномерную подачу топлива по камере сгорания.

Испытания показали, что опытные распылители позволяют улучшить экологические характеристики Д. При $P_e = 6,5 \text{ МПа}$ C уменьшилось на $\approx 25\%$, причем топливная экономичность D несколько улучшилась – на $2 \dots 3 \text{ г/(кВт·ч)}$. Это объясняется более рациональным распределением топлива по зонам камеры сгорания и улучшением мелкои распыливания топлива, о чем говорилось выше.

Таким образом, полученные данные свидетельствуют о работоспособности и эффективности представленных разработок, позволяющих корректировать подачу и распыливание топлива в камере сгорания **D** с учетом особенностей его конструкции и режимных параметров. Это создает условия для улучшения эксплуатационных характеристик **D** путем реализации в нем зонального смесеобразования.

Литература:

1. Луканин В.Н., Мальчук В.И. Концепция зонального смесеобразования и методы ее реализации в многотопливном дизеле // Совершенствование рабочих процессов и конструкции автомобильных и тракторных двигателей: Сб. науч. тр. / МАДИ. – М., 1989. – С. 5-12.
2. Мальчук В.И., Трусов В.И. Методы совершенствования подачи и распыливания топлива в условиях ограничений на таксичность отработавших газов // Вестник МАДИ(ГТУ), вып. 3. – 2004. – С. 39-46.
3. Мальчук В.И. Метод расчета рабочего процесса аппаратуры коррекции подачи топлива по зонам камеры сгорания // Вестник МАДИ(ГТУ), вып. 2. – 2004. – С. 25-29.
4. Мальчук В.И., Арэф А.А., Сидина М.М. Метод экспериментальной оценки гидравлических параметров распылителей быстроходных дизелей // Двигатели внутреннего сгорания: проблемы, перспективы развития: Сб. науч. тр. / МАДИ. – М. – 2000. – С. 132-140.
5. Топливные системы и экономичность дизелей / Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусов В.И. и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

АЛЬТЕРНАТИВА КОЭФФИЦИЕНТУ НАПОЛНЕНИЯ

Матюхин Л.М. (Московский Автомобильно-дорожный институт – ГТУ)

Являясь одними из основополагающих понятий теории ДВС, коэффициенты наполнения (η_v) и остаточных газов (γ_r) вместе с тем недостаточно удобны для оценки наполнения. Так, коэффициенту η_v присущи следующие недостатки:

1. его значения при одном и том же массовом наполнении могут быть различными в зависимости от параметров заряда на входе в цилиндр.
 2. одной и той же величине η_v в случае одинакового рабочего объема и разных степеней сжатия соответствует рабочая смесь различного состава,
 3. нецелесообразно оценивать наполнение, относя его лишь к рабочему объему – в конце такта впуска свежий заряд заполняет **полный объем** цилиндра V_a , а в конце такта сжатия занимает **объем камеры сгорания**. Очевидно, что мощность двигателя определяется степенью заполнения в конце процесса впуска свежим зарядом не рабочего, а полного объема цилиндра,
 4. с помощью η_v не может быть установлено предельное, максимальное значение коэффициента, к которому следует стремиться для организации «идеального» наполнения и для достижения наивысших мощностных показателей двигателя.
 5. среднее индикаторное давление цикла (p_i) при одинаковом рабочем объеме, а также одном и том же наполнении не может не зависеть от степени сжатия (в используемых ныне формулах для вычисления p_i с применением η_v степень сжатия присутствует лишь в неявном виде).
 6. Отсутствует четкая и логически однозначная зависимость между η_v и γ_r .
- Известно, что дозирование топлива должно осуществляться исходя из **состава рабочей смеси и количества поступающего в цилиндры двигателя окислителя**