

# МНОГОЗОННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЕ С МНОГОРАЗОВЫМ ВПРЫСКОМ: РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В СТРУЕ

А.С. Кулешов

В настоящее время дизели с непосредственным впрыском нашли широкое применение на всех видах транспорта, причем все более широко используются они в составе легковых автомобилей. Эффективность процесса сгорания в них, равно как и процессы образования оксидов азота (NOx) и твердых частиц (PM) сильно зависят от таких параметров как: расположение и конструкция распылителя; форма камеры сгорания; интенсивность вихря; степени рециркуляции отработавших газов (ОГ); характеристики впрыска, включая многоразовый впрыск. Из-за большого числа влияющих параметров, и тем более, их возможных комбинаций, процесс поиска оптимальной организации рабочего процесса дизеля становится сложным и дорогостоящим мероприятием. В этих условиях компьютерное моделирование и оптимизация обретают особую актуальность при решении задач совершенствования двигателей.

Для решения задач компьютерного моделирования процессов сгорания в дизелях в настоящее время разработаны и используются 3 основных типа математических моделей:

- 0-мерные, однозонные модели;
- квази-многомерные, многозонные модели;
- многомерные модели.

Описание всех типов математических моделей широко представлено в литературе, в частности статья Юнга и Асаниса [1] содержит подробную их классификацию. Авторы подчеркивают достоинства многозонных моделей, в особенности их точность и быстродействие, что исключительно важно для решения оптимизационных задач. По данным автора настоящей статьи, решение задачи оптимизации параметров дизеля во всем диапазоне рабочих режимов требует до 30000 сессий расчета его рабочего процесса. Недостатками однозонных моделей [2] является низкая точность и невозможность учета всех необходимых влияющих факторов. Недостатком многомерных моделей является их недостаточная проработанность и потребность в огромных вычислительных ресурсах, что делает решение оптимизационных задач невозможным.

В настоящей работе излагаются основные положения и уравнения методики для расчета сгорания в дизеле с непосредственным впрыском. Основные положения методики были разработаны профессором Разлейцевым Н.Ф. [3, 4]. В дальнейшем расчетный метод был доработан Кулешовым А.С. [5, 6], в той его части, что делает методику более универсальной, позволяющей проводить расчет любых режимов с высокой точностью и без перенастройки; а также учитывать профиль скорости тангенциального вихря в камере сгорания, любую форму камеры в поршне, движение поршня, взаимодействие пристеночных потоков образованных струями на стенках камеры сгорания, многоразовый впрыск.

## Модель развития струи

За последние годы в мире было разработано большое число многозонных феноменологических моделей дизельной струи. Обладая общими чертами, они, тем не менее, могут быть разделены на два типа:

1. Развитие струи рассматривается с точки зрения теории турбулентных струй. Геометрия струи, ее длина и скорость развития, равно как и распределение топлива в продольном и поперечном направлениях описываются эмпирическими уравнениями. Струя рассматривается как совокупность нескольких характерных зон, отличающихся соотношением топлива и воздуха [7]. Форма струи полагается конической с разделением на зоны по оси, в соответствии с шагом по времени впрыска [8].

2. Струя делится на многочисленные зоны (пакеты) как вдоль оси, так и в поперечном направлении. Продольное деление соответствует шагу по времени впрыска. Поперечное деление на зоны осуществляется либо из условия равномерного деления телесного угла конуса струи с вершиной в сопловом отверстии: модель Хироюсу [9], модель Юнга и Асаниса [1], либо в виде системы прямоугольников [10].

Оба этих подхода позволяют достаточно хорошо учитывать взаимодействие струи с воздушным вихрем. Принятое же допущение

## МНОГОЗОННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЕ С МНОГОРАЗОВЫМ ВПРЫСКОМ: РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В СТРУЕ

об отсутствии перераспределения топлива между зонами в процессе развития струй затрудняет расчет взаимодействия струи со стенками камеры сгорания. Последнее обстоятельство является существенным недостатком этих расчетных моделей, т.к. известно, что большую часть времени развития струй на режимах большой мощности и большого крутящего момента струя находится в контакте со стенкой, и распределение топлива в пристеночных зонах играет существенную роль в процессе сгорания. Особо следует выделить такие эффекты, как влияние температуры стенок, в район которых попадает топливо, попадание топлива на стенки зеркала цилиндра, на крышку цилиндра, а также пересечение пристеночных потоков образованных соседними струями на поверхности поршня. Для учета этих и других эффектов Разлейцевым была предложена более адекватная модель развития топливной струи [4]. Представления Разлейцева хорошо согласуются с описаниями процесса развития струи в работах других авторов. Согласно этой модели струя в своем развитии проходит три стадии:

- Начальное образование плотного осевого потока воздуха и капель.
- Основная стадия развития кумулятивной струи с торможением и разрушением осевого потока в переднем фронте.
- Период взаимодействия струи со стенками камеры сгорания и распределение уплотненного топливо-газового слоя вдоль стенок.

Распад жидкой струи происходит уже вблизи форсунки. Высокоскоростные порции топлива быстро продвигаются к головной части струи, раздвигая, подталкивая и уплотняя ранее сформировавшийся поток капель. В поперечном сечении струи плотность распределения капель и их диаметр быстро уменьшаются при удалении от оси струи. В связи с этим периферийные потоки капель тормозятся быстрее, чем осевой поток, они постепенно отстают и отрываются от него. Разрушение осевого потока вблизи вершины струи на начальной стадии несущественно, что и обуславливает большую скорость продвижения вершины струи на начальном этапе. В дальнейшем, на основной стадии развития, осевой поток замедляется и уплотняется со стороны переднего фронта в связи с сопротивлением окружающего газа. Подлетающие новые порции топлива догоняют осевой поток, внедряются в него, подталкивают и уплотняют сзади. В результате в середине

струи формируется протяженное осевое ядро с повышенной плотностью распределения и скоростью капель [11]. Это ядро окружено относительно разреженной оболочкой из отстающих капель. Схема дизельной топливной струи представлена на рис. 1.



Рис. 1. Схема дизельной топливной струи

Граница между начальной и основной стадиями развития струи соответствует моменту, когда осевой поток у вершины струи начинает деформироваться и разрушаться, образуя уплотненный грибовидный передний фронт [12]. По мере продвижения струи вперед, передний фронт постоянно разрушается и обновляется подлетающими сзади порциями топлива [13; 14]. Отставшие капли быстро тормозятся в оболочке струи позади фронта. Движущаяся струя увлекает с собой окружающий газ. Движущаяся струя увлекает окружающий воздух [15], скорость газа в ядре струи близка к скорости капель и быстро убывает по мере удаления от ядра. Диаметр поперечного сечения ядра составляет приблизительно 0.3 от наружного диаметра струи.

В начальный период горения пламя еще не может разрушить плотное ядро топливного факела [4, 16, 17]. Поэтому во время впрыска, даже после воспламенения топлива, струи будут продолжать свое движение к боковым стенкам камеры сгорания. К концу топливоподачи вблизи стенок скапливается значительная доля цикловой порции топлива. Это явление имеет место как в двигателях с компактными камерами сгорания, так и в двигателях с широкими камерами в поршне типа Гессельман на режимах большой мощности.

Исследованию процессов взаимодействия топливных струй со стенками камеры сгорания посвящено большое количество работ [18-26]. Анализируя разные данные, Разлейцевым предложена следующая модель взаимодействия топливной струи со стенкой. Налетев на стенку, струя растекается во все стороны по ее поверхности. Направленный вверх по стенке поток попадает в зазор между поршнем и крышкой цилиндра и в стесненных условиях растекается как по гребню поршня, так и по поверхности крышки цилиндра (рис. 2). Часть топлива может попасть на

гильзу цилиндра. Анализ экспериментальных данных показал, что характеристики движения потоков вдоль стенки в разных направлениях подобны тем, что получены при изучении движения свободной струи, но уровень скоростей ниже и зависит от направления потока. Снижение скорости движения потока вдоль стенки обусловлено гидродинамическим сопротивлением близкой стенки. [4, 24, 26].

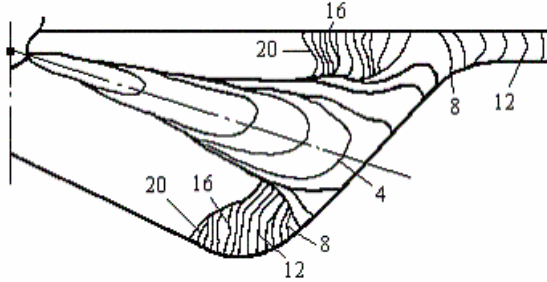


Рис. 2. Кинограмма развития дизельной струи, полученная К.Н. Коптевым, В.В. Гавриловым [24], В.А. Плотниковым (С.Петербургский кораблестроительный институт)

Отмеченное подобие развития пристеночных потоков и свободных струй служит основанием для применения к пристеночным потокам тех же расчетных методов, что и к свободным струям. Принимая скорость подлета элементарных порций топлива к стенке за аналог скорости истечения топлива из распылителя можно применить уже апробированные критериальные зависимости для расчета движения потоков в пристеночной зоне.

При соударении струи со стенкой топливо из переднего фронта попадает в зону пристеночного потока. Траектория струи, а, следовательно, время, место и угол ее соударения со стенкой определяются с учетом влияния вихря. Процесс взаимодействия струи со стенкой достаточно сложен. Разлейцевым предложена следующая схема развития струи и пристеночного потока [4].

- В период укладки переднего фронта струи на стенку на ней формируется конусообразный уплотненный топливо-газовый слой в границах пятна, образованного пересечением конуса струи с поверхностью стенки.

- После быстрой укладки фронта струи на стенку топливо начинает растекаться за пределы начального пятна. Скоростной осевой поток струи, налетая на стенку, уплотняет пристеночный слой, раздвигает его границы, а часть потока движется над этим слоем к его периферии.

- Форма пристеночного пятна и ско-

рость его растекания в различных направлениях зависят от угла встречи струи со стенкой и влияния воздушного вихря.

Движение элементарной порции топлива (ЭПТ) от распылителя к вершине струи описывается уравнением:

$$\left(\frac{U}{U_0}\right)^{3/2} = 1 - \frac{l}{l_m}; \quad (1)$$

где  $l$  - текущее расстояние от форсунки до ЭПТ;

$U = dl/d\tau$  - текущая скорость ЭПТ;

$U_0$  - скорость истечения ЭПТ из сопла распылителя;

$l_m$  - расстояние пройденное ЭПТ до ее торможения во фронте струи.

Частным решением дифференциального уравнения (1) будет:

$$3l_m \left[ 1 - \left( 1 - \frac{l}{l_m} \right)^{0.333} \right] - U_0 \tau_k = 0; \quad (2)$$

где  $\tau_k$  - время движения ЭПТ от сопла до расстояния  $l$ . Когда ЭПТ тормозится в вершине струи,  $l = l_m$ ,  $\tau_k = \tau_m$  и

$$l_m = U_0 \tau_m / 3. \quad (3)$$

Из уравнений (1-3) следует:

$$U = U_0 \left( 1 - \tau_k / \tau_m \right)^2; \quad (4)$$

$$l = l_m \left[ 1 - \left( 1 - \tau_k / \tau_m \right)^3 \right] \quad (5)$$

Развитие вершины струи рассчитывается по эмпирическим уравнениям Лышевского, модифицированных Разлейцевым [4, 27]. В уравнениях используются безразмерные критерии:

$$We = U_{0m}^2 d_n \rho_f / \sigma_f; \quad (6)$$

$$M = \mu_f^2 / (\rho_f d_n \sigma_f); \quad (7)$$

$$\Xi = \tau_s^2 \sigma_f / (\rho_f d_n^3); \quad (8)$$

$$\rho = \rho_{air} / \rho_f; \quad (9)$$

где  $U_{0m}$  - средняя скорость истечения из сопла форсунки,

$d_n$  - диаметр сопел,

$\rho_f$  - плотность топлива,

$\rho_{air}$  - плотность воздуха,

$\sigma_f$  - коэффициент поверхностного натяжения топлива,

$\mu_f$  - коэффициент динамической вязкости топлива,

$\tau_s$  - время от начала впрыска.

Развитие свободной струи проходит два основных участка: а) начальный и б) основной. Граница между участками обозначена  $l_g$ , а время развития струи до границы -  $\tau_g$ :

МНОГОЗОННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЕ С МНОГОРАЗОВЫМ  
ВПРЫСКОМ: РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В СТРУЕ

$$l_g = C_s d_n We^{0.25} M^{0.4} \rho^{-0.6}; \quad (10)$$

$$\tau_g = l_g^2 / B_s; \quad (11)$$

$$B_s = d_n U_{0m} We^{0.21} M^{0.16} / (D_s \sqrt{2} \rho); \quad (12)$$

где  $C_s = 8,25 \div 8,85$ ;

$D_s = 4.5 \div 5$  для условий цилиндра дизеля.

Длина струи на начальном (индекс а) и основном (индекс b) участках рассчитываются с помощью уравнений [4, 27]:

$$l_a = A_s \mathcal{E}^{0.35} \exp[-0.2(\tau_s / \tau_g)]; \quad (13)$$

$$l_b = B_s^{0.5} \tau_s^{0.5}; \quad (14)$$

а углы контура струй по уравнениям:

$$\gamma_a = 2 \operatorname{Arctg}(E_s We^{0.35} M^{-0.07} \mathcal{E}^{-0.12} \rho^{0.5} e^{0.07 \tau_s / \tau_g}); \quad (17)$$

$$\gamma_b = 2 \operatorname{Arctg}(F_s We^{0.32} M^{-0.07} \mathcal{E}^{-0.12} \rho^{0.5}); \quad (18)$$

где  $A_s = 1.22 l_g \mathcal{E}^{-0.35}$ ,  $E_s = 0.932 F_s We^{-0.03} \mathcal{E}^{0.12}$ ,

а критерий  $\mathcal{E}_g$  рассчитывается по уравнению 8 с подстановкой  $\tau_s = \tau_g$ ,  $F_s = 0,0075 \div 0,009$ . Вид уравнения 14 аналогичен уравнениям опубликованным в работах Куо [28] и Хироясу [29]. Уравнения (10-14) были получены для среднеоборотных дизелей. Использование их для расчета дальности струй в высокооборотных двигателях дает существенную погрешность. Чтобы сделать модель универсальной и приемлемой для дизелей с малым диаметром сопловых отверстий, предложено следующее уравнение для  $D_s$ :

$$D_s = 14,21 / D_f, \\ D_f = \begin{cases} 2,9 & \text{if } d_n \geq 0,32 \\ 2,9 \left( \frac{1}{2} + \frac{d_n - 0,145}{0,35} \right) & \text{if } d_n < 0,32 \end{cases}$$

где  $d_n$  – диаметр сопел, мм.

Зависимость  $D_s$  от  $d_n$  показана на рис. 3.

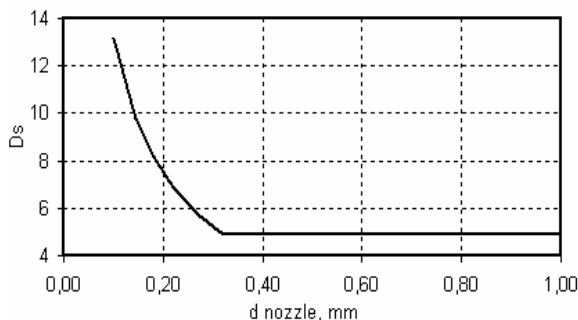


Рис. 3. Зависимость  $D_s$  от диаметра сопел  $d_n$

Результаты расчета развития струй в сравнении с результатами измерений для экспериментального дизеля AVL-528, имеющего сопловое отверстие  $d_n = 0,145$  мм и давление впрыска  $p_{inj} = 600$  бар представлены на рис. 4. (двигатель работал с частотой

вращения 1000 мин<sup>-1</sup>, цикловая подача топлива:  $m_f = 0,011$ г.). Экспериментальные данные предоставлены Моторным институтом г. Неаполя (Италия).

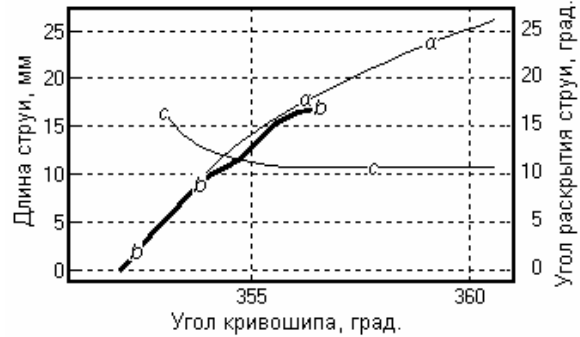


Рис. 4. Параметры развития свободной топливной струи в экспериментальном дизеле AVL-528:  $d_n = 0,145$  мм; а - расчетная длина струи; b – замеренная длина струи; с – расчетный угол раскрытия струи

При наличии вихря в камере сгорания, струя смещается в тангенциальном направлении, как показано на рис. 5. Влияние вихря на смещение оси струи  $\Delta u$  и на деформацию поперечного сечения ядра струи  $y_3$  и  $y_4$  можно рассчитать, учитывая локальную тангенциальную скорость вихря:

$$W_t = \chi R_s \pi n R / 30; \quad (19)$$

где  $R_s = \omega / \omega_{CA}$  – вихревое число,  $n$  – частота вращения коленчатого вала,  $R$  – текущий радиус,  $\chi$  – коэффициент затухания вихря, зависящий от текущего угла поворота.

Тангенциальная скорость ЭПТ в направлении вихря  $U_t$  определяется по методу, опубликованному в работе [30]:

$$dU_t / d\tau = A_{wt} W_t^{1.5}; \quad A_{wt} = 0.75 C \rho v^{0.5} d_{32}^{-1.5}; \quad (20)$$

где  $C \approx 5$  – эмпирический коэффициент,

$v$  – вязкость воздуха,

$d_{32}$  – средний диаметр капель по Заутеру.

Смещение оси струи из-за переносного влияния вихря на каждом временном шаге определяется как:  $\Delta y = U_t \Delta \tau \cos \beta$ , где  $\Delta \tau$  – шаг по времени,  $\beta$  – текущий угол между радиусом и осью струи в ее вершине. Деформация вихрем наветренной  $\Delta y_3$ , и подветренной  $\Delta y_4$  образующих ядра струи на каждом временном шаге рассчитываются как:

$$d y_3 = -C_{30} A_{wt} (W_t - U_t) \Delta \tau \cos \beta; \\ d y_4 = C_{40} A_{wt} (W_t - U_t) \Delta \tau \cos \beta; \quad (21)$$

где  $C_{30} \approx 0,2$  и  $C_{40} \approx 1,6$ .

После соударения струи со стенкой вдоль поверхности начинает развиваться во всех направлениях уплотненный пристеночный поток (ПП), состоящий из капель и воздуха. Форма пятна ПП зависит от величины углов встречи струи со стенками:  $\gamma_j$ , ( $j = 1, 2, 3, 4$ ) (см. рис. 5).

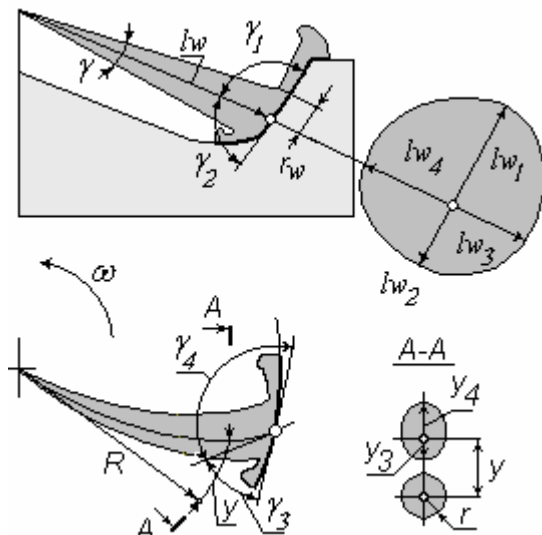


Рис. 5. Схема струи и пристеночных потоков в условиях тангенциального вихря

Углы встречи струи со стенкой рассчитываются с учетом переноса струи вихрем и формы камеры сгорания в районе соударения. Протяженность ПП в каждом направлении  $l_{wj}$  ( $j = 1, 2, 3, 4$ ) определяется из следующих соотношений:

$$l_{wj} = K_j B_{sw}^{0.5} \tau_w^{0.5}; \quad \tau_w = \tau_s - \tau_{sw}; \quad (22)$$

$$B_{sw} = [(\phi + 0.08 K_{jmax}) / K_{jmax} (l_{bmax} - l_w)]^2 / (\tau_{smax} - \tau_{sw});$$

где  $\phi = 0,6$  – коэффициент потерь,

$\tau_{sw}$  – момент времени встречи струи со стенкой,

$\tau_{smax} = \tau_{inj} + (0,3 \div 0,5) 10^{-3}$  [с] – время полного развития струи,

$l_{bmax}$  максимальная длина струи при ее свободном развитии,

$l_w$  расстояние, пройденное струей до стенки.

На основании экспериментальных исследований [26] Гавриловым В.В. предложено следующее уравнение для расчета протяженности пятна ПП в четырех направлениях:

$$K_j = \sqrt{\sin \gamma_1 \sin \gamma_2 + 1,2(1 - \sin \gamma_j) - 2(\cos \gamma_j)^3}; \quad (23)$$

$$K_{jmax} = MAX(K_1, K_2, K_3, K_4).$$

Время встречи струи со стенкой  $\tau_{sw}$  рассчитывается по уравнениям 13, 14, 20 с учетом пространственного движения вершины

струи и движения поршня. Сравнение результатов расчета развития свободной струи и границ пятна пристеночного потока [4] с результатами экспериментов Гаврилова [26] представлено на рис. 6. Точками обозначены результаты измерений, соответствующие номерам кадров кино съемки (рис. 2). Индекс "free" означает развитие свободной струи (без влияния стенок).

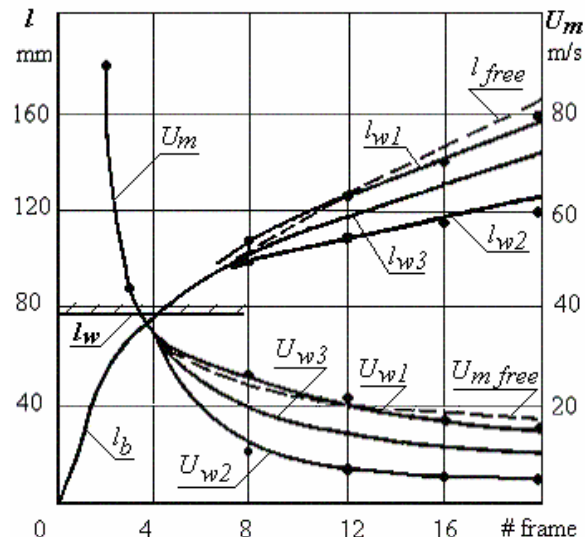


Рис. 6. Развитие струй в условиях дизеля:  $S/D=300/230$ ,  $n=750 \text{ мин}^{-1}$ ,  $m_f=0,62 \text{ г.}$ ,  $U_{wj}$  – скорости границ пристеночного потока

Для визуализации результатов расчета развития струй и ПП была разработана специальная программа Fuel Spray Visualization. Представленные изображения получены с ее помощью. Сравнение расчетных изображений развития струй и ПП с результатами кино съемки представлены на рис. 7. Расчетные формы пятен ПП, хорошо согласуются с экспериментальными данными.

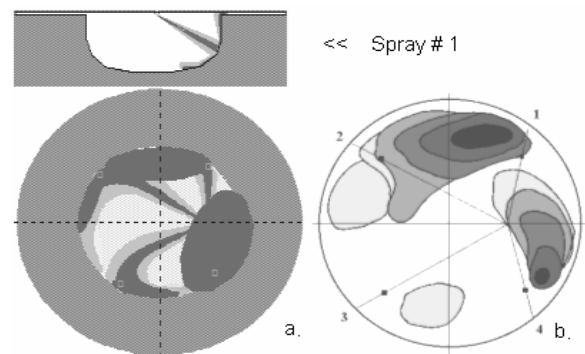


Рис. 7. Сравнение расчетных изображений развития струй и ПП (а) с результатами кино съемки (б).

## МНОГОЗОННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЕ С МНОГОРАЗОВЫМ ВПРЫСКОМ: РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В СТРУЕ

ки (b) для тракторного дизеля:  $S/D = 140/120$ ,  $n=1800 \text{ мин}^{-1}$

### Распределение топлива в дизельной струе

В представленной модели сгорания струя впрыснутого топлива делится на 7 характерных зон (рис. 8). Каждая зона характеризуется своими условиями испарения и сгорания, и эти условия полагаются одинаковыми внутри данной зоны.

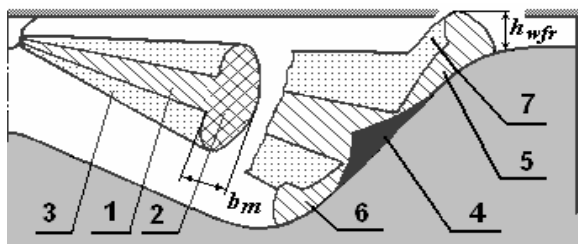


Рис. 8. Схема зон топливной струи

Пока струя не коснулась стенки, рассматриваются только 3 характерные зоны: 1 — уплотненное осевое ядро, 2 — уплотненный передний фронт, 3 — разреженная оболочка. Негомогенный по структуре, плотности и температуре пристеночный поток образующийся после соударения струи со стенкой разделяется на характерные зоны с приблизительно одинаковыми условиями тепло- и массообмена внутри каждой зоны по аналогии со свободной струей: 4 — осевое коническое ядро ПП, 5 — уплотненное ядро ПП на поверхности поршня, 6 — уплотненный передний фронт ПП, 7 — разреженная оболочка пристеночного потока. Если в процессе развития струи, топливо попадает на зеркало цилиндра и на поверхность крышки цилиндра, то наряду с упомянутыми, выделяются соответствующие дополнительные зоны. Толщина переднего фронта струи рассчитывается как:

$$b_m = A_m l F_s W e^{0.32} M^{-0.07} \rho^{0.5}; \quad (24)$$

где  $A_m \approx 0,7$  — эмпирический коэффициент. Последовательность расчета распределения топлива в зонах в каждый момент времени  $\tau_s$  (изменяющийся от 0 до  $\tau_{s \max}$  с некоторым шагом) следующая:

1. Доля топлива впрыснутого в цилиндр  $\sigma_s$  определяется по характеристике впрыска:  $\sigma = f(\tau)$ .

2. Длина струи  $l$  для текущего момента времени  $\tau_s$  рассчитывается по уравнениям (13, 14).

3. Момент впрыска ЭПТ заторможенной в переднем фронте на расстоянии  $l$  от

сопла определяется как:  $\tau = \tau_s - \tau_m$ , где  $\tau_m$  определяется из уравнения (3).

4. Доля топлива  $\sigma_t$  впрыснутого в цилиндр в момент времени  $\tau$  определяется из закона впрыска:  $\sigma = f(\tau)$ .

5. Расстояние между соплом и контрольным сечением, расположенным позади переднего фронта струи  $l_k = l - b_m$ . См. Рис.6 и уравнение (24).

6. Время впрыска ЭПТ достигшей контрольного сечения струи  $\tau_k$  рассчитывается по уравнениям (3, 5, 13, 14).

7. Доля топлива  $\sigma_k$  впрыснутого в цилиндр в момент времени  $\tau_k$  определяется из закона топливоподачи:  $\sigma = f(\tau)$ .

Распределение топлива между зонами свободной струи рассчитывается шаг за шагом по следующим уравнениям:

в ядре:  $\sigma_{core} = (\sigma_s - \sigma_k)(1 - 0.1l_k/l); \quad (25)$

во фронте:  $\sigma_{front} = 0,8(\sigma_k - \sigma_t)A; \quad (26)$

в оболочке свободной струи:

$$\sigma_{env} = \sigma_t + 0.2(\sigma_k - \sigma_t) + (\sigma_s - \sigma_k)0.1l_k/l; \quad (27)$$

в ПП:  $\sigma_w = 0,8(\sigma_k - \sigma_t)(1 - A); \quad (28)$

где  $A = 1$  перед соударением струи со стенкой и  $A=0$  после соударения.

После соударения струи со стенкой вводится дополнительное контрольное сечение  $l_k = l_w$  чтобы определить долю топлива распределенного в зонах ПП: разреженной оболочке ПП  $\sigma_{w env}$ , ядре  $\sigma_{w core}$  и фронте:  $\sigma_{w fr}$ . Расчет этих параметров построен по тому же самому алгоритму. Если пятно ПП достигает короны поршня, то доля топлива в этой зоне  $\sigma_{crown}$  определяется соотношением:

$$\sigma_{crown} = \sigma_w V_{crown}/V_w. \quad (29)$$

Если передний фронт ПП касается поверхности крышки цилиндра, как показано на рис. 6., доля топлива осевшего на поверхности крышки  $\sigma_{head}$  определяется соотношением:

$$\sigma_{head} = \sigma_{w fr} V_{head}/V_{w fr}; \quad \sigma_{w fr} = \sigma_{w fr} - \sigma_{head}. \quad (30)$$

Распределение топлива на поверхности крышки цилиндра описывается соотношениями:

$$h_{w fr} = F_{sw} l_{w1} W e^{0.32} M^{-0.07} \rho^{0.5} > h_{clr}, \quad (31)$$

где  $h_{w fr}$  — высота переднего фронта ПП (см. рис. 6),

$h_{clr}$  — текущий надпоршневой зазор, зависящий от текущего угла поворота,  $F_{sw} \approx 1,5 F_s$ .

Если ПП достигает зеркала цилиндра, доля топлива в зоне зеркала  $\sigma_{liner}$  определяется соотношениями:

$$\sigma_{liner} = \sigma_w V_{liner}/V_w; \quad C_{liner} = 1 - V_{liner}/V_w. \quad (32)$$

Оставшееся в разных зонах ПП топливо:

$$\begin{aligned} \sigma_{wcore} &= \sigma_{wcore} C_{liner}; \\ \sigma_{wfr} &= \sigma_{wfr} C_{liner}; \quad \sigma_{wenv} = \sigma_{wenv} C_{liner}; \quad (33) \\ \sigma_W &= \sigma_{wcore} + \sigma_{wfr} + \sigma_{wenv}. \end{aligned}$$

Если расположенные рядом пристеночные потоки пересекаются, то доля топлива в зоне пересечения  $\sigma_{cross}$  определяется как:

$$\sigma_{cross} = V_{cross}/V_W (\sigma_{wcore} + \sigma_{wfr} + A_{wenv} \sigma_{wenv}); \quad (34)$$

где  $A_{wenv} \approx 0,5$  – коэффициент, учитывающий снижение скорости образования разреженной оболочки из-за пересечения пристеночных потоков. Доля оставшегося в зонах ПП топлива рассчитывается как:

$$\begin{aligned} \sigma_{wcore} &= \sigma_{wcore} (1 - V_{cross}/V_W); \\ \sigma_{wfr} &= \sigma_{wfr} (1 - V_{cross}/V_W); \quad (35) \\ \sigma_{wenv} &= \sigma_{wenv} (1 - A_{wenv} V_{cross}/V_W). \end{aligned}$$

Суммарная доля топлива в ПП одной струи:

$$\sigma_W = \sigma_{wcore} + \sigma_{wfr} + \sigma_{wenv}.$$

Объемы характерных зон:  $V_W, V_{crown}, V_{head}, V_{wfr}, V_{liner}, V_{cross}$  в уравнениях (29–35) рассчитываются как объемы пространственных геометрических фигур отсекаемые плоскостями или другими пространственными геометрическими фигурами. Громоздкие формулы для расчета пересечения пространственных фигур в целях упрощения здесь не приводятся.

Порядок расчета распределения топлива:

1. Моделируется развитие каждой струи из предположения, что эта струя единственная.

2. Суммирование долей топлива для каждой зоны для всех струй.

Результаты расчета распределения топлива по зонам для различных дизелей представлены на рис. 9, 10. Все расчеты выполнены с идентичными значениями всех эмпирических коэффициентов.

Если распылитель расположен не в центре камеры сгорания, или сопла ориентированы не симметрично, как показано на рис. 9, в этом случае каждая струя рассчитывается независимо с тем чтобы учесть особенности ее взаимодействия с вихрем, а также индивидуальные время, место и угол столкновения со стенкой. Кадр *a* на рис. 9 соответствующий углу поворота кривошипа  $CA=362^\circ$ , иллюстрирует разные фазы соударения струй со стенкой. Период времени от начала соударения со стенкой первой струи до полной укладки на стенку последней струи занимает 5 град. п.к.в. (от  $360^\circ$  до  $365^\circ$ ). Кривые

на рис. 9 представляют суммарные доли топлива для всех 7 струй. В компактной камере сгорания дизеля грузового автомобиля имеет место недостаток пространства для свободного развития ПП. Пересечение отдельных ПП имеет место уже в середине периода впрыска, см. кадр *b*. Значительное возрастание доли топлива в зонах пересечения ПП имеет место в конце впрыска (см. рис. 9) кривая  $\sigma_{cross}$  и кадр *c*. Из-за этого негативного эффекта количество топлива в зоне разреженной оболочки становится меньше (см. кривую:  $\sigma_{env} + \sigma_{wfr} + \sigma_{wenv}$  на рис. 9), и скорость сгорания снижается.

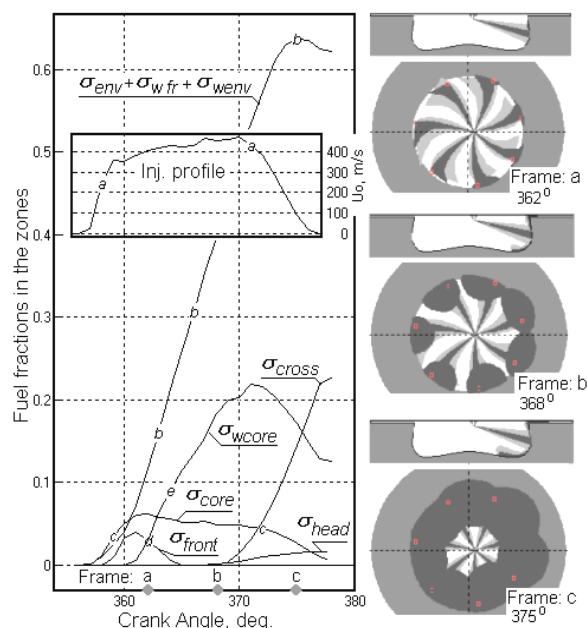


Рис. 9. Результаты расчета распределения топлива по характерным зонам в камере сгорания дизеля ЯМЗ: S/D=140/130, n=1700 мин<sup>-1</sup>

Если распылитель расположен в центре КС и струи ориентированы симметрично относительно центра, как показано на рис. 10, рассчитывается только одна струя. Далее полученные результаты суммируются. Обычно, в среднеоборотных дизелях с камерой сгорания типа Гессельман, струи имеют больше пространства для свободного развития, поэтому больше топлива распределяется в зонах с хорошими условиями смесеобразования и сгорания: во внешней разреженной оболочке и переднем фронте струи. Кривая  $\sigma_{env} + \sigma_{wfr} + \sigma_{wenv}$  на рис. 10 показывает, что доля топлива в этих зонах превышает 80 %, тогда как в дизелях с компактной камерой сгорания, эта величина обычно лежит в пределах 60...70 %. Из-за особенностей конст-

## МНОГОЗОННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА СГОРАНИЯ В ДИЗЕЛЕ С МНОГОРАЗОВЫМ ВПРЫСКОМ: РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТОПЛИВА В СТРУЕ

рукции камеры Гессельман, угол встречи струи со стенкой таков, что ПП развивается преимущественно в радиальном направлении и может достичь поверхности втулки цилиндра (см. кадр *b* и кривую  $\sigma_{liner}$  на рис. 10).

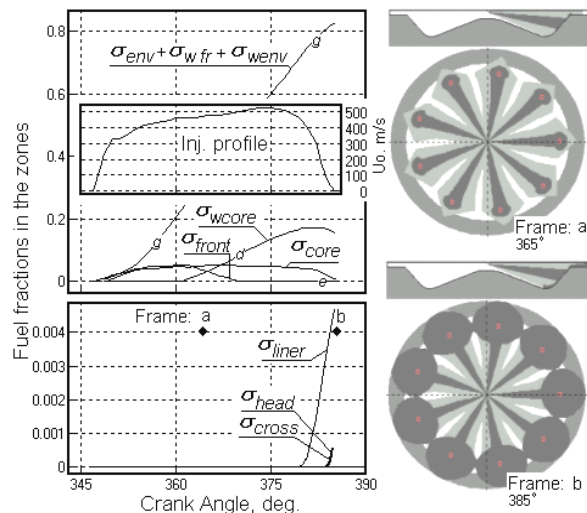


Рис. 10. Результаты расчета распределения топлива по характерным зонам камеры сгорания среднеоборотного дизеля  $S/D=260/260$ ,  $n=1000$  мин<sup>-1</sup>,  $P_e=15$  бар

Зона зеркала цилиндра имеет плохие условия для испарения топлива, поэтому важно исключить попадание топлива в эту зону. Это особенно важно для двигателей с мелкой камерой сгорания, где струя встречается со стенкой под острым углом и развитие ПП в радиальном направлении особенно характерно. Если угол встречи струи со стенкой КС близок к прямому (рис. 10) то ПП развивается также и в тангенциальном направлении. При этом, если цикловая подача, а следовательно и продолжительность впрыска велики, то становится возможным пересечение ПП от соседних струй. Согласно данным рис. 10, в исследуемом дизеле пересечение ПП хоть и имеет место, но очень мало из-за небольшой цикловой подачи топлива.

Детальный учет распределения топлива по характерным зонам позволяет с достаточной точностью рассчитывать скорости тепловыделения на любых режимах работы двигателя без перенастройки математической модели, что особенно важно для решения оптимизационных задач.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Dohoy J., Assanis D. Multi-zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies

of Engine Performance and Emis-sions // SAE Paper No 2001-01-1246, 2001.

2. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей.- М.: Машгиз, 1962. – 272 с.

3. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. - Харьков: Вища школа, 1980. - 169 с.

4. Процессы в перспективных дизелях. Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа», 1992. - 352 с.

5. Kuleshov A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range // SAE Paper No 2005-01-2119, 2005.

6. Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection // SAE Paper No 2006-01-1385, 2006.

7. Chui W.S., Shahed S.M., Lyn W.T. A Transient Spray Mixing Model for Diesel Combustion // SAE Paper No 760128, 1976.

8. Xiaoping Bi, Minggao Yang, Shu Han and Zhixiong Ma A multi-Zone Model for Diesel Spray Combustion // SAE Paper No 1999-01-0916, 1999.

9. Hiroyuki Hiroyasu, Toshikazu Kadota, Masataka Arai Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions // paper 214-12, Bull. JSME, vol. 26, No. 214, pp. 576-583, 1983.

10. Rakopoulos C.D., Hountalas D.T. Development and validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions // SAE Paper No 981021, 1998.

11. Kamimoto T., Kobayashi H., Matsuoka, S. A Big Size Rapid Compression Machine for Fundamental Studies of Diesel Combustion // SAE Paper 811004, SAE Trans., vol. 90, 1981.

12. Reitz R.D., Bracco, F.V. On the dependence of Spray Angle and Other Spray Parameters on Nozzle Design and Operating Conditions // SAE paper 790494, 1979.

13. Bracco F.V. Modeling of Engine Sprays // SAE Paper No 850394, 1985.

14. Kuo T.W., Bracco, F.V. Computations of Drop Sizes in Pulsating Sprays and of Liquid-Core Length in Vaporizing Sprays // SAE Paper No 820133, SAE Trans., vol. 91, 1982.

15. Калужин С.А., Романов С.А., Свиридов Ю.Б. Экспериментальное исследование скоростей движения жидкой и газообразной фаз в дизельном топливном факеле // Двигателестроение. – 1980. – № 7. – С. 5-8.

16. Lyn W.T. Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engines // in Proceedings of Ninth International Symposium on Combustion. – The Combustion Institute, 1962. – P. 1069-1082.

17. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.

18. Драгунов Г.Д., Егоров В.В. Некоторые особенности движения топлива по поверхности камеры сгорания. – Изв. вузов // Машиностроение. –1977. – № 1. – С. 119-122.



19. Егоров В.В. Исследование особенностей испарения топлива и рабочего цикла при форсировании тракторного дизеля с камерой сгорания ЦНИДИ: Автореф. дис...канд. техн. наук. – Л., 1978. – 22 с.
20. Иванченко Н.Н., Семенов Б.Н., Соколов В.С. Рабочий процесс дизелей с камерой в поршне. – Л.: Машиностроение, 1972. – 228 с.
21. Новоселов В.Д. Исследование рабочего процесса четырехтактных дизелей на базе двигателей типа ЧН 26/26 со средним эффективным давлением превышающем 20 кгс/см<sup>2</sup>, при ограничении максимального давления сгорания: Автореф. дис...канд. техн. наук. – Л., 1978. – 20 с.
22. Семенов Б.Н. Теоретические и экспериментальные основы применения в быстроходных дизелях топлива с различными физическими и химическими свойствами: Автореф. дис...д-ра. техн. наук. – Л., 1978. – 44 с.
23. Соколов С.С., Демидова Н.И., Сафонов В.К. Повышение надежности дизеля путем оптимизации камеры сгорания // Энергомашиностроение. – 1973. – № 2. – С. 12-14.
24. Семенов Б.Н., Павлов Е.П. Исследование и доводка объемно-пленочного смесеобразования в дизелях // Энергомашиностроение. – 1978. № 1. – С. 7-10.
25. Balles E. Fuel-Air Mixing and Diesel Combustion in a rapid Compression Machine // Ph.D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, MIT. – June. – 1987.
26. Гаврилов В.В. Методы повышения качества смесеобразования и сгорания в судовом дизеле на основе математического и физического моделирования локальных внутрицилиндровых процессов: Автореф. дис...докт. техн. наук. - СПб.: СПбГМТУ, 2004. - 43 с.
27. Лышевский А.С. Распыливание топлива в судовых дизелях. – Л., 1971. – 248 с.
28. Kuo T.W., Bracco F.V. On the Scaling of Transient Laminar, Turbulent and Spray Jets // SAE Paper No. 820038, 1982.
29. Hiroyasu H., Kadota T., Arai. – M.: Supplementary Comments: Fuel Spray Characterization in Diesel Engines, Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Ed. By Mattavi, J.N. and Amann, C.A., pp. 369 – 408, Plenum Press, N.Y., 1980.
30. Свиридов Ю.Б., Малявский Л.В., Вихерт М.М. Топливо и топливоподача автотракторных дизелей. – Л., 1972. – 224 с.