

диаграммах отмечено только на начальном участке процесса сгорания: разница в жесткости составляет 34%, максимальном давлении цикла 2%.

### Л и т е р а т у р а

1. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. М., 1962.
2. Гончар Б.М. Численное моделирование рабочего процесса дизелей. - "Энергомашиностроение", 1968, № 7.
3. Кухаренок Г.М. Исследование динамики тепловыделения при сгорании различных топлив в тракторных дизелях. Канд.дис.Минск, 1971.

УДК 621.43.013.2

В.А. Рожанский, канд.техн.наук,  
В.А. Роткович

### РАСЧЕТ НАПОЛНЕНИЯ ДИЗЕЛЯ ВОЗДУХОМ

Наполнение дизеля воздухом представляет собой совокупность процессов, происходящих в течение предварения впуска, основного впуска и дозарядки. Известно несколько методов расчета коэффициента наполнения, существенный недостаток которых - низкая точность расчета, обусловленная неполным учетом факторов, влияющих на величину наполнения.

Коэффициент наполнения  $\eta_v$  равен отношению массы воздуха, поступившей в цилиндр в течение основного впуска  $G_{осн}$  и дозарядки -  $G_{оп}$  к теоретически возможной массе воздуха, которая может заполнить цилиндр за цикл при атмосферных условиях  $G_{теор}$

$$\eta_v = \frac{G_{осн} + G_{оп}}{G_{теор}}$$

$G_{осн}$  включает массу воздуха, поступившую в цилиндр во время основного впуска и предварения впуска, и составляет основную массу воздуха, поступившую за весь цикл. Данное количество воздуха достаточно точно определяется по формуле, приведенной в работе [1].  $G_{оп}$  - масса воздуха, оставшаяся в цилиндре от массы дозарядки  $G_{доз}$  после обратного выброса массы воздуха  $G_{выб}$  :

$$G_{\text{оп}} = G_{\text{доз}} - G_{\text{выб}}$$

В работе [1]  $G_{\text{оп}}$  (мг/цикл) определяется по следующей формуле:

$$G_{\text{оп}} = 74 \cdot 10^4 \mu f \varphi_{2-\varphi_1} \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{n} \sqrt{(p_{\text{тр}} + p_{\text{и}} - p_{\text{х}}) \rho_{\text{см}}}$$

где  $\mu$  - коэффициент расхода клапана;  $f \varphi_{2-\varphi_1}$  - средняя площадь клапанной щели (в  $\text{м}^2$ ) на участке расчета от  $\varphi_1$  до  $\varphi_2$  градусов поворота коленчатого вала;  $p_{\text{тр}}$  - давление в трубопроводе,  $\text{кгс}/\text{м}^2$ ;  $p_{\text{и}}$  - давление от силы инерции воздуха, движущегося во впускном трубопроводе, при подходе поршня к н.м.т.,  $\text{кгс}/\text{м}^2$ ;  $p_{\text{х}}$  - среднее давление газов в цилиндре на участке расчета,  $\text{кгс}/\text{м}^2$ ;  $\rho_{\text{см}}$  - плотность воздуха в трубопроводе,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;  $n$  - частота вращения коленчатого вала двигателя в минуту.

Если выражение  $p_{\text{тр}} + p_{\text{и}} + p_{\text{х}}$  положительное, происходит дозарядка цилиндра, в противоположном случае - обратный выброс. Величина  $G_{\text{оп}}$  определяется последовательно за каждый участок  $\varphi_2 - \varphi_1$ , равный 15 или 20 град п.к.в.

В данном расчете не учтены волновые явления во впускных трубопроводах, которые, по данным [2,3], значительно влияют на величину коэффициента наполнения и эффективные показатели двигателей.

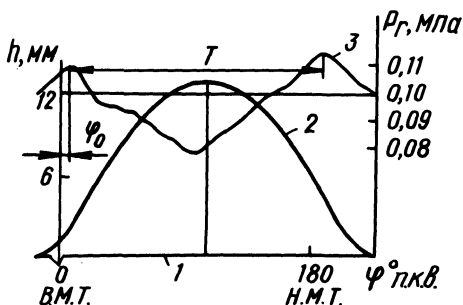


Рис. 1. Оциллограмма давления в горловине впускного клапана: 1 -отметка в.м.т.; 2 -перемещение клапана; 3 - давление в горловине впускного клапана.

В начале основного впуска, вследствие разных давлений в цилиндре и впускном трубопроводе, в горловине впускного клапана возникает волна давления  $p_{\text{г}}$  (рис. 1). Волна давления со скоростью звука  $C$  перемещается по впускному трубопроводу, отражается от открытого и закрытого концов трубопровода в противофазе и одинаковой фазе [4]. Следовательно, через два прохода в каждую сторону к горловине впускного клапана возвращается первая отраженная волна давления. Период волны

давления  $T$  в горловине впускного клапана равен отношению четырех длин трубопровода  $l_{\text{тр}}$  к скорости звука в трубопроводе  $C$ .

$$T = \frac{4l_{\text{тр}}}{C} \text{ с, или } T = \frac{241 l_{\text{тр}} n}{C}, \text{ град п.к.в.,}$$

где  $l$  и  $C$ , м и м/с, соответственно.

Таким образом, давление во впускном трубопроводе и горловине впускного клапана изменяется в процессе зарядки цилиндра и состоит из следующих составляющих: 1) статического давления в трубопроводе  $p_{\text{тр}}$ ; 2) давления потока воздуха  $p_{\text{и}}$ , движущегося по трубопроводу при торможении; 3) колебаний давления относительно статического  $p_{\text{тр}}$  за счет волновых явлений в трубопроводе  $p_{\text{в}}$ .

Колебания давления относительно статического  $p_{\text{тр}}$  происходят по закону, близкому к синусоидальному, и поэтому можно определять величину колебания давления в горловине впускного клапана относительно статического  $p_{\text{в}}$ , МПа, по следующей зависимости:

$$p_{\text{в}} = A \sin \frac{360}{T} (\varphi - 0,75T - \varphi_0),$$

где  $A$  - амплитуда отраженной волны, МПа;  $\varphi_0$  - угол в градусах поворота коленчатого вала от в.м.т. до момента максимума давления во впускном трубопроводе в начале основного впуска;  $\varphi$  - угол от в.м.т. до момента расчета, град п. к. в.;  $0,75T$  - период (в град п.к.в.), через который в горловине клапана вторично наблюдается давление, равное  $p_{\text{тр}}$  после максимума при  $\varphi$ .

Вместе с изменением давления воздуха в горловине впускного клапана изменяется и плотность воздуха  $\rho_{\text{г}}$ , кг/м<sup>3</sup>, которую необходимо определять по следующей зависимости:

$$\rho_{\text{г}} = \frac{3480(p_{\text{тр}} + p_{\text{в}})}{T_{\text{тр}}},$$

где  $T_{\text{тр}}$  - температура воздуха в горловине впускного клапана, К;  $p_{\text{тр}}$  и  $p_{\text{в}}$  в МПа.

Следовательно, в формуле для определения величины дозарядки цилиндра  $G_{\text{оп}}$ , мг/цикл, необходимо заменить плотность воздуха в трубопроводе  $\rho_{\text{см}}$  на плотность воздуха в горловине клапана  $\rho_{\text{г}}$  и учесть колебания давления в горловине впуск-

ного клапана относительно статического за счет волновых явлений.

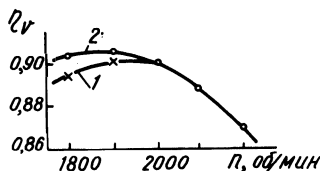
Предлагается уточненная формула для определения величины дозарядки цилиндра воздухом

$$G_{оп} = 2,36 \cdot 10^8 \mu f \varphi_{2-\varphi_1} \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{n} \sqrt{(p_{тр} + p_{и} + p_{в} - p_{х}) \rho_{г}},$$

где  $p_{тр}$ ;  $p_{и}$ ;  $p_{в}$ ;  $p_{х}$  в МПа.

На рис. 2 и приведены графики изменения коэффициента наполнения  $\eta_v$  четырехцилиндрового дизеля Д-240, определенно-го экспериментально и расчетным путем.

Рис. 2. Коэффициент наполнения двигателя Д-240: 1 - расчетный; 2 - экспериментальный.



Анализ графиков показывает, что ошибка определения коэффициента наполнения расчетным путем по предлагаемой формуле не превышает 1%. Это позволяет использовать формулу для уточненного расчета величины коэффициента наполнения в четырехцилиндровых дизельных двигателях.

### Л и т е р а т у р а

1. Ленин И.М. Теория автомобильных и тракторных двигателей. М., 1969. 2. Литинский М.А. Создание и анализ динамического наддува во впускных трактах дизелей. - "Труды НАМИ". М., 1972, вып. 136. 3. Семенов Б.Н., Комов А.П. Акустический наддув как средство снижения удельного эффективного расхода топлива. Двигатели внутреннего сгорания. М., 1972. 4. Broome D. Induction ram. - "Automobile engineer", 1969, № 4,5,6.

УДК 621.436.038.001

Л.Я. Волчок, докт. техн. наук,  
Г.Я. Якубенко

### К ВОПРОСУ ОБ ИССЛЕДОВАНИИ КАЧЕСТВА РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА ФОРСУНКОЙ ДИЗЕЛЯ ПРИ ЕГО ПУСКЕ

Исследование мелкости распыливания топлива форсункой дизеля при его пуске - весьма трудоемкая операция, требующая