

КРИТЕРИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ДЛЯ ОЦЕНКИ СИЛ ТРЕНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

О.Н. Лебедев, А.Ф. Певнев

На основе обработки опытного материала, полученного при прокрутке дизеля 248,5/11 получена критериальная зависимость для определения давления трения.

В основу исследования положено общее критериальное уравнение (1), описывающее процесс трения в двигателе внутреннего сгорания (ДВС). Однако применительно к рассматриваемому случаю данное выражение было существенно упрощено и приняло следующий вид:

$$\frac{p_{тр}}{p_k} = f\left(\frac{\mu_0 C_m}{p_k h}, \frac{\mu}{\mu_0}, \frac{h}{D}\right), \quad (1)$$

где p_k - давление воздуха перед поступлением в цилиндры двигателя, $p_k = 0,1$ МПа;

μ_0 - характерный коэффициент динамической вязкости;

C_m - средняя скорость поршня;

h - средний зазор между поршнем и цилиндровой втулкой.

Конкретный вид зависимости (1) будем искать на основе опытного материала. Для этой цели была разработана и создана специальная экспериментальная установка, принципиальная схема которой представлена на рис. 1.

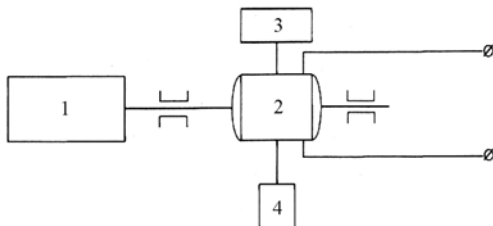


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

В процессе исследования измерялись крутящий момент и частота вращения вала двигателя. Измерение крутящего момента осуществлялось при помощи штатного тормозного устройства, включенного по обратной схеме, согласно которой дизель 1 приводился в движение электродвигателем (электрогенератором) 2. Здесь же обозначено: 3 - весы; 4 - разгрузочное устройство.

Для снижения потерь от насосных ходов и на привод навешенных механизмов в дизеле были отключены система газораспреде-

ления и топливный насос высокого давления. Однако и в этом случае остается большая потеря на реализацию процесса «сжатие-расширение». Это объясняется тем, что ввиду утечек воздуха из цилиндра и теплообмена между воздушным зарядом и стенками цилиндра линия сжатия будет располагаться выше линии расширения, а, следовательно, на осуществление рассматриваемого процесса будет затрачиваться энергия.

Для исключения данной потери с двигателя была снята крышка цилиндра, а вместо нее для замыкания системы охлаждения были сделаны соответствующие трубные соединения.

Частота вращения коленчатого вала определялась при помощи штатного тахометра марки Д-2ММ.

Опыты проводились на трех сортах смазочного масла (ИГП, М14В₂ и МС-20), которые значительно различаются по вязкости.

Обработка опытных данных, проведенная при помощи ЭВМ, позволила получить следующую критериальную зависимость:

$$\frac{p_{тр}}{p_k} = 0,2013 + 466,04 \left[\bar{K} \cdot \left(\frac{\mu_0}{\mu}\right)^{0,5} \left(\frac{h}{D}\right)^{0,5} \right], \quad (2)$$

$$\text{где } \bar{K} = \frac{\mu \cdot C_m}{p_k \cdot h};$$

μ_0 - характерная вязкость, в качестве которой принята вязкость масла МС-20.

Сопоставление выражения (2) с экспериментальным материалом приведено на рис. 2. Здесь цифрами 1, 2, 3 обозначены опыты, проведенные при $h/D = 0,00435$; цифрами 4, 5, 6 - опыты, реализованные при $h/D = 0,0023$. Эксперименты, отмеченные цифрами 1, 4 соответствуют условиям, где $C_m = 5,5$ м/с; 2, 5 - $C_m = 3,67$ м/с; 3, 6 - $C_m = 1,83$ м/с.

Зависимость (2) справедлива в интервалах: $\bar{K} = (1,75-40) \cdot 10^{-3}$; $h/D = 0,023-0,0435$; $\mu_0/\mu = 1-4,2$.

КРИТЕРИАЛЬНОЕ УРАВНЕНИЕ ДЛЯ ОЦЕНКИ СИЛ ТРЕНИЯ В ДИЗЕЛЯХ

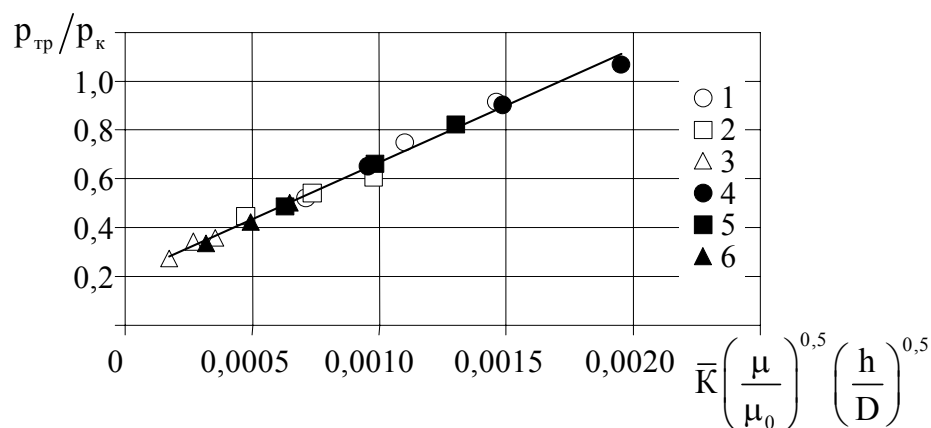


Рис. 2. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных

Из рис. 2 видно, что выражение (2) вполне удовлетворительно описывает опытные данные. Квадрат коэффициента корреляции Пирсона $R^2 = 0,99$.

Анализируя выражение (2), можно сделать следующие выводы:

1. Наибольшее влияние на трение в ДВС оказывает скорость движения поршня. В несколько меньшей степени на исследуемый процесс воздействует вязкость смазочного масла и зазор между поршнем и цилиндрической втулкой.

2. Появление в зависимости (2) симплексов μ_0/μ , h/D говорит о том, что гидродинамическая теория смазки в чистом виде не совсем отражает физику исследуемого процесса. В противном случае для описания процесса трения было бы достаточно критерия \bar{K} .

3. Зависимость (2) показывает, что при прочих равных условиях трение в деталях цилиндрической поршневой группы дизеля можно снизить посредством уменьшения вязкости смазочного масла и увеличения зазора. Однако данный метод имеет существенное ограничение, связанное с возможностью прорыва газов из камеры сгорания в картер двигателя. Поэтому оптимальное соотношение между h и μ надо искать на основе опытов, проведенных непосредственно на действующем дизеле.

ЛИТЕРАТУРА

1. Певнев А.Ф. Теоретический анализ процесса трения в деталях ЦПГ дизеля // Дизельные энергетические установки речных судов: Сб. научн. тр. / Новосиб. гос. акад. водн. трансп., 2002. -С. 6-10.