

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ШАТУН И ПОТЕРЬ НА ТРЕНИЕ В ЦПГ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

В.Н. Никишин, к.т.н., доц.
Камская инженерно-экономическая академия (КамПИ)

В статье представлены результаты экспериментального измерения сил, действующих вдоль оси шатуна, с одновременным индцированием давления газов в цилиндре и измерением угловой скорости вращения коленчатого вала. Определены коэффициент динамической нагруженности шатуна, сила и мощность трения в деталях цилиндропоршневой группы. Показана взаимосвязь потерь на трение с угловыми колебаниями коленчатого вала.

Улучшение топливной экономичности поршневого двигателя достигается повышением индикаторного КПД и снижением потерь на трение. Считается, что механический КПД поршневого двигателя на номинальной мощности равен 0,75–0,8, при этом потери на трение в деталях цилиндропоршневой группы (ЦПГ) составляют около половины. На частичных нагрузках дизеля значение этих потерь может достигать до 80 %.

Для измерения потерь на трение чаще всего используются традиционные методы, такие как прокручивание коленчатого вала двигателя; индцирование; выключение цилиндров; одиночный или двойной выбег. Информативность данных методов недостаточна, поскольку с их помощью можно определить только среднее за цикл значение потерь на трение в двигателе. Потери на трение в ЦПГ определяются еще с большей погрешностью.

Для измерения мгновенной силы трения ЦПГ на работающем двигателе может применяться метод плавающей или подвижной гильзы [1, 2, 3]. Применение метода предполагает существенное переоборудование двигателя, которое заключается в изолировании гильзы от головки цилиндра и от давления газов в камере сгорания. Также необходимо обеспечить высокую поперечную жесткость и осевое перемещение гильзы.

В данной работе используется альтернативный мгновенный метод (ИМЕР) [4]. Метод ИМЕР требует очень точных измерений давления в цилиндре, усилия вдоль оси шатуна и расчета сил инерции вдоль оси шатуна. Преимущество этого метода заключается в минимальной доработке двигателя, что позволяет получать более точные результаты измерений.

Динамическая нагруженность деталей КШМ определяется быстрым повышением давления газов при сгорании топлива и возможными соударениями перемещающихся деталей КШМ. Для оценки динамической нагруженности шатуна используют коэффициент динамичности нагрузки k_d [5]. Выражение для k_d [5] с учетом затухания колебаний имеет вид

$$k_d = 1 - \frac{2}{3\pi} \left(\frac{2\mu}{\omega_1} - e^{-\mu t_1} \right),$$

где μ — коэффициент затухания колебаний; ω_1 — круговая частота собственных незатухающих колебаний; t_1 — период резкого нарастания давления в цилиндре, $t_1 = (p_z - p_c)/(6nK_{\max})$; n — частота вращения коленчатого вала; K_{\max} — максимальная скорость нарастания давления в цилиндре.

По данным различных исследований значения коэффициента динамичности существенно различаются от 1,05 до 1,64.

В данной работе динамическая нагруженность шатуна исследовалась экспериментально. Для этого стержень шатуна препарировался тензодатчиком, располагающимся на расстоянии 130 мм от оси кривошипной головки шатуна (КГШ). Одновременно регистрировалось давление газов в цилиндре и угловая скорость вращения коленчатого вала. Регистрация сигнала тензодатчика производилась с помощью рычажного токосъемника; регистрация электрических сигналов других величин осуществлялась в цифровом виде на ЭВМ. Причем частота отсчета вблизи ВМТ производилась через $0,1^\circ$ угла ПКВ, что позволяло фиксировать высокочастотные колебания до 10–20 кГц в зависимости от частоты вращения коленчатого вала. Препарированный шатун устанавливался в цилиндр № 2 форсированного дизеля 8ЧН12/12.

На рис. 1 приведены осциллограммы, соответствующие резонансу угловых колебаний коленчатого вала, а на рис. 2 в увеличенном масштабе представлены колебания вблизи ВМТ рабочего хода.

Анализ продольных деформаций шатуна можно проводить по одноцикловым и осредненным осциллограммам. Применяемый цифровой анализатор позволял производить осреднение за 64

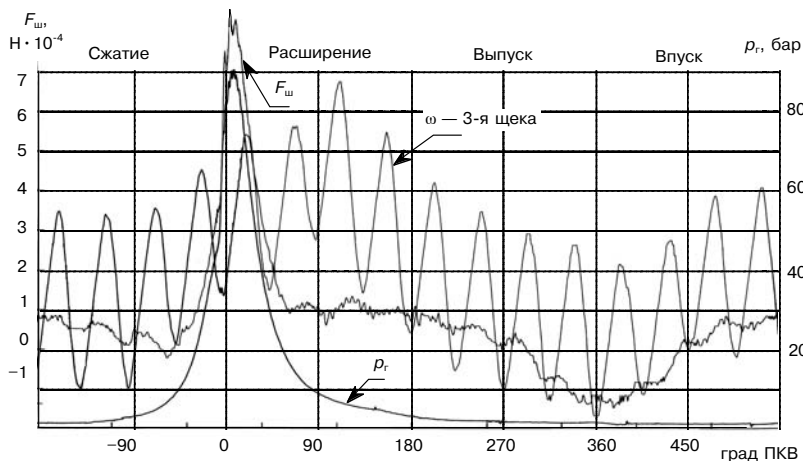


Рис. 1. Осциллограммы давления газов p_r , усилия вдоль оси шатуна $F_{ш}$ и угловых колебаний коленчатого вала ($n = 1997$ об/мин)

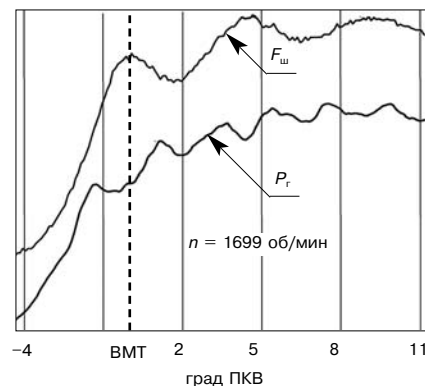


Рис. 2. Продольные деформации шатуна $F_{ш}$ и пульсации давления газов p_r вблизи ВМТ рабочего хода

цикла работы дизеля. Было выявлено, что при усреднении осциллограмм пульсации давлений газов в цилиндре и продольные деформации шатуна сглаживаются. Поэтому при осреднении можно потерять информацию о максимальной динамической нагруженности шатуна.

Анализ одноцикловых диаграмм показал, что в период максимального давления сгорания при значениях угла ПКВ от -1 до $+11^\circ$ шатун совершает продольные колебания. Максимальные усилия продольного сжатия шатуна возникают в период сгорания топлива от 4 до 10° угла ПКВ после ВМТ. Частота продольных колебаний на различных режимах работы дизеля находится в диапазоне $2150-2250$ Гц. Частота продольных колебаний шатуна не совпадает с частотой пульсаций давления газов. Эти колебания шатуна являются собственными колебаниями системы поршень–поршневой палец–шатун. Собственные колебания системы вызываются импульсом от быстрого повышения давления газов при сгорания топлива.

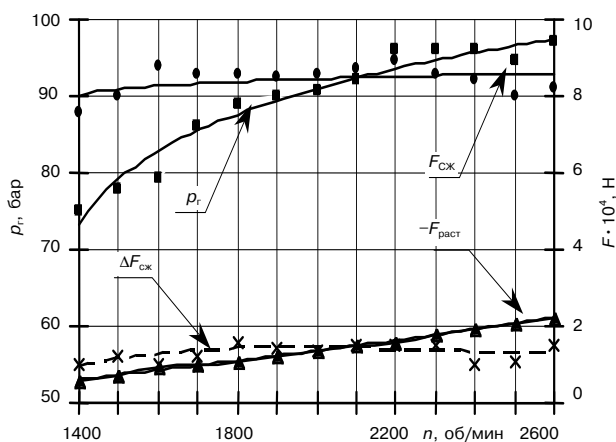


Рис. 3. Максимальные силы сжатия $F_{сж}$, растяжения $F_{раст}$ шатуна, двойная амплитуда пульсаций $\Delta F_{сж}$ и давление газов в цилиндре p_r

Взаимосвязь продольной нагрузки на шатун и давления газов в цилиндре при работе дизеля по внешней скоростной характеристике показана на рис. 3. Максимальное давление газов в цилиндре растет с увеличением частоты вращения коленчатого вала. Максимальное усилие сжатия шатуна мало зависит от частоты вращения коленчатого вала. Величина динамических продольных колебаний шатуна $\Delta F_{сж}$ также мало зависит от частоты вращения коленчатого вала.

Определение коэффициента динамичности производилось по формуле $k_d = [F_{сж} + (\Delta F_{сж}/2)]/F_{сж}$, где $\Delta F_{сж}$ — динамическая составляющая импульса ударного нагружения, $F_{сж}$ — статическая составляющая от нулевой линии до половины импульса ударного нагружения. Значение коэффициента динамичности в зависимости от частоты вращения коленчатого вала находится в пределах $1,15-1,22$.

Определение мгновенной силы трения в цилиндро-поршневой группе

Как показано на рис. 4, сила, действующая вдоль оси шатуна, является составляющей суммарной силы $F_{ш} = F_z/\cos\beta$, или $F_z = F_{ш} \cdot \cos\beta$. Сила трения будет равна $F_{тр} = (F_j + p_r) - F_{ш} \cdot \cos\beta$.

Значения p_r определялись индицированием давления газов в цилиндре двигателя, сила воздействия на стержень шатуна $F_{ш}$ измерялась методом электротензометрии. Сила F_j рассчитывалась с использованием измеренных значений мгновенной угловой скорости вращения коленчатого вала. Для расчета силы F_j учитывалась масса шатуна, соответствующая точке наклейки тензодатчика.

Расчитанные значения мгновенной силы трения $F_{тр}$ и боковой силы N представлены на рис. 5. Значение силы трения значительно изменяется как по величине, так и по направлению в течение цикла. Если сгладить пульсации силы трения, то ее можно сопоставить с боковой си-

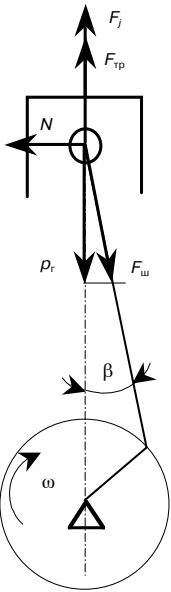


Рис. 4. Схема сил, действующих на шатун:

p_r — сила давления газов; F_j — сила инерции; $F_{тр}$ — сила трения поршневой группы; $F_{ш}$ — сила, действующая вдоль оси шатуна; N — боковая сила

Величина силы трения имеет тот же порядок, что и боковая сила N , а в некоторые моменты времени ее значение превосходит значение силы N . Это говорит о том, что сила трения определяется не только боковой силой N , но и другими факторами, к которым можно отнести силы трения поршневых колец. Максимальное значение силы трения за цикл приходится на период сгорания в цилиндре от -10 до 60° угла ПКВ.

По полученным данным силы трения рассчитана мощность трения в деталях ЦПГ. Результаты расчетов показаны на рис. 6. Там же приведены значения угловых колебаний носка коленчатого вала. Мощность трения при приближении к частоте вращения коленчатого вала 2000 об/мин имеет пик.

Из анализа характера изменения кривых мощности трения и угловых колебаний коленчатого вала прослеживается их взаимосвязь. Пунктирной линией показана мощность трения для случая малой интенсивности угловых колебаний коленчатого вала.

Отношение мощности трения к эффективной мощности дизеля η составляет $10-20\%$, при этом условное значение механического КПД $\eta_m = 0,82-0,89$. Его максимальные значения соответствуют минимальным значениям угловых колебаний коленчатого вала. При резонансе угловых колебаний коленчатого вала потери на трение растут.

Выполненные экспериментальные исследования позволяют сделать следующие выводы.

В автомобильном дизеле стержень шатуна совершает продольные колебания, которые

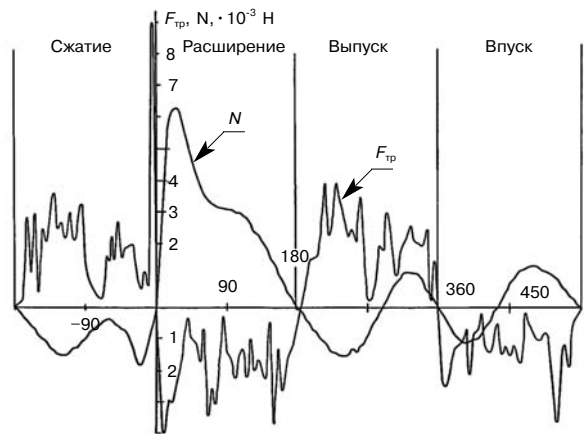


Рис. 5. Мгновенная сила трения $F_{тр}$ и боковая сила N по углу поворота кривошипа:
 $n = 2600$ об/мин; $t_m = 55^\circ\text{C}$, $t_b = 60^\circ\text{C}$

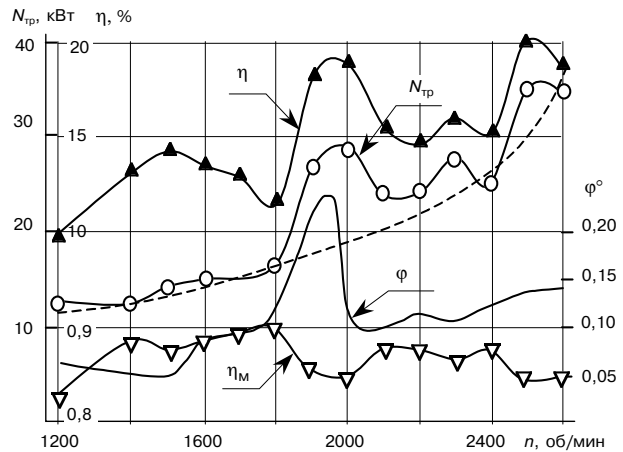


Рис. 6. Потери мощности на трение $N_{тр}$; угол закрутки носка коленчатого вала ϕ :
 $\eta = (N_{тр} / N_e) \cdot 100\%$; $\eta_m = N_e / (N_e + N_{тр})$

необходимо учитывать при расчете потерь на трение в деталях ЦПГ. От продольных колебаний шатуна нагрузка на него увеличивается на $15-22\%$.

При определении силы и мощности трения в деталях ЦПГ необходимо учитывать угловые колебания коленчатого вала. На резонансных частотах угловых колебаний коленчатого вала мощность механических потерь может увеличиваться на 60% .

Литература

1. Parker D.A., Adams D.R., Donnison G. The measurement and reduction of piston assembly friction // IMechE. — 1989. — № C375/017, — P. 27–34.
2. Ronomi T., Itoh Y. Measurement of piston friction force under the engine firing condition // ISATA. — 1988. — Vol. 1. — P. 299–309.
3. Thring R.H. Piston skirt friction in internal combustion // IMechE. — 1989. — № C375/002. — P. 7–11.

4. Uras H.M., Patterson D.J. Measurement of Piston and Ring Assembly Friction Instantaneous IMEP Method // SAE. — 1983. — № 830416. — P. 1–14.
5. Косырев С.П. Динамическое нагружение кривошипно-шатунного механизма дизелей // Двигателестроение. — 1980. — № 11. — С. 21–23.
6. Никишин В.Н. Угловые колебания коленчатого вала и характеристики дизеля // Автомобильная промышленность. — 2007. — № 2. — С. 11–14.