

**ТРЕНИЕ ПОРШНЯ КАК ФАКТОР ДЕМПФИРОВАНИЯ ВИБРАЦИЙ
КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА**

В. К. НЕЧАЕВ

Попытки свести энергетический баланс резонансных крутильных колебаний коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания, учитывая лишь основные известные источники демпфирования: гистерезис в металле вала (Льюис [1]), вязкое трение и другие гидродинамические потери в опорах вала (Видлер [2], Шеннон [3], Драминский [4]), как правило, оканчиваются неудачей [5, 6].

Сумма расчетных величин потери энергии за цикл колебаний на гистерезис и гидродинамические потери в опорах вала оказываются часто значительно меньшими, чем работа, совершаемая за цикл колебаний резонирующими гармоническими компонентами крутящих моментов на валу, создаваемых цилиндрами двигателя.

Это свидетельствует о наличии в колебательной системе других (кроме указанных выше) источников демпфирования вибраций вала моторной установки (удары в зазорах звеньев шатунно-кривошипных механизмов, так называемое конструкционное трение в соединениях валопровода установки и т. д.).

И. Гейгер [5], рассматривая вопрос об источниках демпфирования крутильных колебаний, учитывал в качестве одного из таких источников демпфирования те дополнительные силы трения между поршнем и зеркалом цилиндра, которые возникают здесь вследствие изменения диаграммы нормальных давлений N за счет крутильных колебаний вала.

Ниже показано, что источником демпфирования здесь могут являться не только эти дополнительные силы трения, но и те силы трения между зеркалом и поршнем, которые имеют место и при полном отсутствии в валу крутильных колебаний, и при совершенно равномерном вращении вала (в первую очередь — трение поршневых колец), и даже, вообще, при отсутствии бокового давления поршня на зеркало цилиндра.

Примем, что эти последние силы R (не зависящие от величины бокового давления N) подчиняются закону

$$R = R_0 + kv_n,$$

где

R_0 — постоянная слагающая силы трения („сухое“ трение); k — коэффициент линейной, „скоростной“, слагающей силы; v_n — мгновенная скорость поршня.

Сила R дает на коленчатом валу некоторый переменный крутящий момент M_R , величина которого определяется из очевидного соотношения

$$M_R \cdot \gamma_{\text{н}} = R \cdot v_n,$$

где $\gamma_{\text{н}}$ — мгновенное значение угловой скорости вращения коленчатого вала.

Отсюда

$$M_R = R \cdot \frac{v_n}{\gamma_{\text{н}}} = \left(R_0 + k v_n \right) \cdot \frac{v_n}{\gamma_{\text{н}}},$$

или

$$M_R = M'_R + M''_R,$$

где

$$M'_R = R_0 \cdot \frac{v_n}{\gamma_{\text{н}}}, \quad (1)$$

$$M''_R = \frac{k v_n^2}{\gamma_{\text{н}}}. \quad (2)$$

Здесь M'_R и M''_R , соответственно, составляющие момента трения на валу, создаваемые постоянной и „скоростной“ слагающими силы R .

При наличии в валу крутильных колебаний (моногоармонических в простейшем случае) с частотой $h\gamma$ истинная скорость вращения кривошипа

$$\gamma_{\text{н}} = \gamma + \Phi h \gamma \sin(h\gamma t + \delta),$$

где Φ — угловая амплитуда колебаний этого кривошипа. Но при малых Φ , γ и низких порядках колебаний h приближенно

$$\gamma_{\text{н}} = \gamma$$

и как обычно,

$$v_n = r\gamma \left(\sin \alpha + \frac{1}{2} \mu \sin 2\alpha \right), \quad (3)$$

где

$$\mu = r/l.$$

Теперь

$$M'_R = R_0 r \left(\sin \alpha + \frac{1}{2} \mu \sin 2\alpha \right), \quad (4)$$

или

$$M'_R = R_0 r \sin \gamma t + \frac{1}{2} \mu R_0 r \sin 2\gamma t, \quad (5)$$

то есть постоянная сила R_0 трения поршня дает на валу два (точнее, больше, если принять для v_n более точное выражение) гармонических момента трения.

Отсюда следует, что при отсутствии других сил, действующих на поршень (например, при прокрутке двигателя со снятыми головками цилиндров на малых скоростях), постоянная сила сухого трения между поршнем и зеркалом цилиндра может явиться причиной возникновения и развития в валу моторной установки вынужденных колебаний низких порядков ($h = 1; 2$).

При наличии газовых или инерционных сил, действующих на поршень, каждый из моментов, входящих в правую часть выражения (5), может проявить себя в усилении или ослаблении (то есть в положи-

тельном или отрицательном демпфировании) вынужденных колебаний вала в зависимости от фазового угла между этим колебанием и возбуждаемой слагающей момента M'_R (по крайней мере первого и второго порядков).

Таким образом, сухое трение на поршне должно войти определенной статьей в энергетический баланс вынужденного колебательно-го процесса. Заметим, что сила R_0 не дает постоянного слагающего момента на валу и, следовательно, не может покрываться за счет постоянной слагающей крутящего момента двигателя.

Переходим к определению „скоростной“ компоненты момента на валу. Из (2) и (3)

$$M''_R = kr^2\gamma \left(\sin \alpha + \frac{1}{2} \mu \sin 2\alpha \right)^2, \quad (6)$$

или после несложных преобразований

$$M''_R = kr^2\gamma^2 \left[\frac{1}{2} + \frac{1}{8} \mu^2 + \frac{1}{2} \mu \cos \alpha - \frac{1}{2} \cos 2\alpha - \frac{1}{2} \mu \cos 3\alpha - \frac{1}{8} \mu^2 \cos 4\alpha \right].$$

Таким образом „скоростное“ трение на поршне дает на валу значительный постоянный момент $\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{8} \mu^2 \right) kr^2\gamma$, который не гасит и не вызывает колебаний и покрывается долей постоянной слагающей крутящего момента двигателя. Наиболее существенной гармонической компонентой момента M''_R является гармоника второго порядка с амплитудой $\frac{1}{2} kr^2\gamma$.

Работа демпфирующих (или возбуждающих) гармонических моментов, входящих в M'_R и M''_R , может быть легко подсчитана обычными путями, с надлежащим учетом фазовых углов между этими моментами и колебаниями вала. Но легко видеть, что практически учет эффекта этих моментов может иметь значение только для $h=1$ и $h=2$.

Переменное боковое давление на поршень, вызванное давлением газов и усилиями от сил инерции шатунно-кривошипного механизма даже при $\gamma = \text{const}$, дает новую силу трения на поршне

$$R_N = fN,$$

где коэффициент трения f может иметь сложный (смешанный) характер.

Эта сила N дает на валу новый момент трения

$$M_N = R_N \cdot \frac{v_n}{\gamma},$$

причем здесь M_N уже является функцией трех переменных γ , α и v_n .

Гармонический анализ этой зависимости M_N от угла поворота кривошипа α (а при больших амплитудах крутильных колебаний и от времени t) дает гармонические компоненты момента M_N , которые тоже могут быть учтены при подсчете демпфирования в колебательной системе.

Аналитическое исследование момента M_N в общем виде затруднительно в связи со сложным характером изменения бокового давле-

ния N по ходу поршня. Ограничимся здесь решением этой задачи только в отношении силы $N_{ин}$, создаваемой инерционными усилиями шатунно-кривошипного механизма цилиндра

$$P_{ин} = mr\tau_1^2 \cdot (\cos \alpha + \mu \cos 2\alpha).$$

Это усилие дает боковое давление на поршне

$$N_{ин} = mr\tau_1^2 (\cos \alpha + \mu \cos 2\alpha) \cdot \operatorname{tg} \beta$$

и вызывает соответствующую силу трения

$$R_N = fmr\tau_1^2 (\cos \alpha + \mu \cos 2\alpha) \cdot \operatorname{tg} \beta.$$

Примем приближенно

$$\operatorname{tg} \beta \cong \sin \beta$$

и, следовательно,

$$\operatorname{tg} \beta \cong \mu \sin \alpha,$$

где β — угол наклона шатуна к оси цилиндра.

Тогда
$$N = mr\tau_1^2 (\cos \alpha + \mu \cos 2\alpha) \cdot \mu \sin \alpha,$$

или, отбрасывая слагаемые с μ^2 , как малые,

$$N = A \sin 2\alpha,$$

где

$$A = \frac{1}{2} mr\tau_1^2 \mu.$$

Разлагаем эту функцию в ряд Фурье, считая все отрицательные полуволны синусоиды $A \sin 2\alpha$ положительными. Тогда получим

$$N = \frac{2A}{\pi} - \frac{4}{3} \frac{A}{\pi} \cos 4\alpha - \frac{4A}{15\pi} \cos 8\alpha - \dots$$

Ограничимся первыми двумя членами разложения

$$N = \frac{2}{\pi} A - \frac{4}{3\pi} A \cos 4\alpha.$$

Теперь

$$R_N = \frac{2}{\pi} fA - \frac{4}{3\pi} fA \cos 4\alpha$$

и

$$M_N = \frac{R_N \cdot V_n}{\tau_1} = \left(\frac{2}{\pi} Af - \frac{4}{3\pi} fA \cos 4\alpha \right) \cdot r \cdot \left(\sin \alpha + \frac{1}{2} \tau_1 \sin 2\alpha \right)$$

или

$$M_N = \frac{2}{\pi} fAr \sin \alpha + \frac{A}{\pi} \mu fr \sin 2\alpha - \\ - \frac{4}{3\pi} fr A \sin \alpha \cos 4\alpha - \frac{2}{3\pi} \mu fr A \sin 2\alpha \cos 4\alpha.$$

Таким образом, здесь опять появляются гармонические моменты первого, второго и более высоких порядков. Демпфирующий эффект этих моментов может быть учтен аналогично предыдущему.

ЛИТЕРАТУРА

1. F. Lewis. Torsional Vibration in the Diesel Engine, Trans. Soc. Nav. Arch., vol. 33, 1925.
 2. H. Wydler. Drehschwingungen in Kolbenmaschinenanlagen, 1922.
 3. I. Shannon. Damping influences in torsional oscillation, Proc. IME, vol. 131, 1935.
 4. P. Draminsky. Craankshaft damping, Proc. IME, vol. 159, № 46, 1948.
 5. I. Geiger. Dämpfung bei Drehschwingungen vor Motoren, ZdVDJ, vol. 78, 1934.
 6. Болгов А. Т. О балансах энергии в крутильных системах моторных установок Д.В.С. Труды Алтайского института сельскохозяйственного машиностроения, Барнаул, 1957.
-