

УДК 621.514

В.С. ГАПОНОВ, д-р техн. наук, В.И. МАЦ, канд. техн. наук, А.И. НАУМОВ

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»,
г. Харьков, Украина*

ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ КОМПРЕССОРНОЙ УСТАНОВКИ ПЕРЕДВИЖНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТАНЦИИ

Розглядається питання оцінки віброактивності крутильних коливань в системі двигун-компресор низького тиску в установках пересувних компресорних станцій. Показано, що для такого роду систем, в яких є муфти з торообразной оболонкою, що володіють високою податливістю, завдання зводиться до вирішення динамічних систем з багаточастотним збудженням.

The question of estimation of vibroactivity of turning vibrations is examined in the system engine-compressor of low pressure in the options of the movable compressor stations. It is revable that for such sort of the systems, possessing muffts with toroid-shape shell, possessing high pliability, the task is taken to the decision of the dynamic systems with multifrequency excitation.

В приводах компрессорных станций возникает проблема исследования крутильных колебаний в системе двигатель-компрессор низкого давления. Учитывая, что в системе имеется муфта с торообразной оболочкой, имеющая высокую податливость, она может быть представлена в виде двухмассовой системы, уравнения движения которой имеют вид

$$\begin{cases} I_1(\varphi_1)\ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_d(\varphi_1); \\ I_2\ddot{\varphi}_2 - C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_k, \end{cases}$$

где φ_1 и φ_2 , соответственно, углы поворота коленчатого вала двигателя и шнека компрессора; $I_1(\varphi_1)$ и I_2 , соответственно, моменты инерции кривошипно-шатунного механизма двигателя и шнека компрессора; C – жесткость муфты с торообразной оболочкой; $M_d(\varphi_1)$ – момент, действующий со стороны двигателя, кг·см; M_k – момент сопротивления на компрессоре, кг·см.

В целом ряде случаев $I_1(\varphi_1)$ можно заменить его средним значением за один оборот вала.

Для однорядного двигателя [1]

$$I_1 = I_k + \frac{R^2}{1960} [G_n + (1 + \kappa) G_{ш}],$$

где I_k – момент инерции колена, кг·см·сек²; R – радиус колена, см; G_n – вес поступательно движущихся масс, кг; $G_{ш}$ – вес шатуна, кг;

$$\kappa = 0,8 \frac{10^{-6} n_{\max}^2}{10^{-6} n_{\max}^2 + 0,5},$$

$$M_n(\varphi_1) = M_{и}(\varphi_1) + M_r(\varphi_1) + M_T(\varphi_1),$$

где $M_{и}(\varphi_1)$ – момент от сил инерции движущихся масс; $M_r(\varphi_1)$ – момент от сил давления газов в цилиндрах; $M_T(\varphi_1)$ – момент от сил тяжести движущихся масс.

Действующий на колено момент от сил инерции

$$M_{и} = \frac{G_n + sG_{ш}}{g} R^2 \ddot{\varphi}^2 \left[\frac{\cos(\varphi_1 + \beta)}{\cos \beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi_1}{\cos^2 \beta} \right] \frac{\sin(\varphi_1 + \beta)}{\cos \beta},$$

где β – угол поворота шатуна, который определяется выражением [2],

$$\sin \beta = \lambda \sin \varphi_1;$$

$$\lambda = \frac{R}{L},$$

где L – длина шатуна, см.

Момент от сил тяжести

$$M_T = (G_k + G_n + G_{ш}) R \sin(\omega t) + \frac{\lambda}{2} (G_n + sG_{ш}) R \sin(2\omega t),$$

где G_k – вес колена (приблизительно равный весу шейки колена и одной щеки), кг.

Для дизельных двигателей момент от силы давления газов на поршень, который является главным возбудителем крутильных колебаний, определяется зависимостью

$$M_r = \frac{\pi}{4} D^2 R p \frac{\sin(\varphi_1 + \beta)}{\cos \beta},$$

где D – диаметр цилиндра, см; p – избыточное давление газов на единицу площади поршня, которое зависит от φ_1 и определяется индикаторной диаграммой, кг·см⁻².

Момент от сил инерции $M_{и}$ является периодической функцией от угла поворота φ_1 с периодом 2π . Полагая $\varphi_1 = \omega t = \text{const}$, заменяя β через α и разлагая $M_{и}$ в ряд с удержанием членов со степенями λ не выше второй, получим

$$M_{и} \approx 28 \cdot 10^{-7} \lambda (G_n + sG_{ш}) R^2 n^2 \left(1,02 \sin(\omega t) + \frac{2,04}{\lambda} \sin(2\omega t) - 2,8 \sin(3\omega t) - \lambda \sin(4\omega t) \right),$$

где n – частота вращения двигателя, об/мин.

Таким образом, момент от сил инерции масс может быть разложен на 4 гармонические составляющие:

$$M_{и} \approx \sum_{i=1}^4 M_{in} \sin(i\omega t + \psi_{in}),$$

со следующими значениями амплитуд и начальных фаз по отношению к верхней мертвой точке:

$$\begin{aligned} i = 1; & M_{1н} = 1,02An^2; \psi_{1н} = 0; \\ i = 2; & M_{2н} = 2,04\frac{A}{\lambda}n^2; \psi_{2н} = 180^\circ; \\ i = 3; & M_{3н} = 2,8An^2; \psi_{3н} = 180^\circ; \\ i = 4; & M_{4н} = \lambda An^2; \psi_{4н} = 180^\circ; \end{aligned}$$

где i – отношение периода одного оборота вала к периоду одного колебания соответствующей составляющей (порядок данной гармоники);

$$A = 28 \cdot 10^{-7} \lambda (G_n + sG_w) R^2.$$

Гармоники момента от сил инерции порядка выше 4-го имеют весьма малую амплитуду и ими можно пренебречь.

Момент сил тяжести достаточно хорошо отображается первыми двумя гармониками:

$$\begin{aligned} i = 1; & M_{1г} = (G_k + G_n + G_w) R; \psi_{1г} = 0; \\ i = 2; & M_{2г} = \frac{\lambda}{2} (G_n + sG_w) R; \psi_{2г} = 0. \end{aligned}$$

Момент от сил давления газов при разложении в ряд имеет вид

$$M_r = \frac{\pi}{4} D^2 R p \frac{\sin(\varphi_1 + \beta)}{\cos \beta} = M_{cp} + \sum_i M_{ir} \sin(i\omega t + \psi_{ir}),$$

где $i = 0, 5; 1; 1,5 \dots$; M_{cp} – средний крутящий момент от одного цилиндра; M_{ir} и ψ_{ir} – соответственно амплитуда и начальная фаза гармоники по отношению к положению поршня в верхней мертвой точке, т.е. при $\varphi_1 = 0$.

Для определения M_{ir} и ψ_{ir} можно воспользоваться зависимостями

$$\begin{aligned} M_{ir} &= \frac{\pi}{4} D^2 R p_c y_i, \\ \psi_{ir} &= \arcsin \frac{d_i \sin \gamma_i}{y_i}, \end{aligned}$$

где p_c – давление в цилиндре в конце такта сжатия может быть определено по формуле

$$p_c = 0,8 \varepsilon^{1,37} + (p_n - 0,8) \varepsilon^{1,37} \left(\frac{n}{n_n} \right)^2,$$

где ε – степень сжатия; $p_{и}$ – давление начала сжатия, которое равно: $p_{и} = 0,85-0,9$ – двигатели без наддува, $p_{и} = (0,92-0,96) p_a$ – двигатели с наддувом; p_a – атмосферное давление.

Величина $n/n_{н} = 0,3-1,03$ на рабочих режимах.

$$y_i = 10^{-3} \sqrt{b_i^2 + d_i^2 + 2b_i d_i \cos \gamma_i},$$

$$b_i = 38,5 \frac{i(1+0,3i)}{(1+0,15i^2)^2 (1+0,002i^3)},$$

$$d_i = \frac{320x(9+4_i)}{(1+0,4ix)(9+3i+1,8i^2+0,3i^3)},$$

$$\gamma_i = \frac{\pi}{2} \cdot \frac{(1-0,45i)(1+i+i^2)}{(1+0,3i)(1+i^2)} + 1,48 \frac{i(i-6)}{6+i^2} x,$$

$$x = \frac{p_i}{p_c}.$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = p_c + p_m,$$

где среднее давление технических потерь

$$p_m = 0,6 + 0,45 \frac{n}{n_{н}} \left(1,2 + \frac{n}{n_{н}} \right) \left(\frac{1-\eta}{\eta} p_{ен} - 0,6 \right).$$

КПД η для дизелей:

$$\eta = 0,75-0,85 \text{ – без наддува;}$$

$$\eta = 0,8-0,9 \text{ – с наддувом.}$$

Номинальное среднее эффективное давление

$$p_{ен} = 71620 \cdot \frac{8P_{н}}{z_{ц} DR n_{н}},$$

где $P_{н}$ – номинальная мощность; $n_{н}$ – частота вращения двигателя; $z_{ц}$ – число цилиндров.

Среднее эффективное давление при долевой и полной нагрузке

$$p_e = 0,25 p_{ен}; \quad p_e = 0,5 p_{ен}; \quad p_e = 0,75 p_{ен}; \quad p_e = p_{ен}.$$

Значения средних крутящих моментов, приходящихся на отдельные участки коленчатого вала, определяются следующими зависимостями:

– При расположении привода к распределительным валам, насосам и воздухоудувкам перед первым коленом

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{\text{пр}_1}^{\text{cp}} = -0,3 p_{\text{м}} z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ M_{i,i+1} = \left[(p_{\text{е}} + 0,3 p_{\text{м}}) \frac{i}{z_{\text{к}}} - 0,3 p_{\text{м}} \right] z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ M_{z_{\text{к}}, \text{фл}}^{\text{cp}} = p_{\text{е}} z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ i = 1, 2, \dots, z_{\text{к}}. \end{array} \right.$$

– При расположении этого привода за последним коленом

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{i,i+1}^{\text{cp}} = (p_{\text{е}} + 0,3 p_{\text{м}}) \frac{i}{z_{\text{к}}} z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ M_{z_{\text{к}}, \text{пр}}^{\text{cp}} = (p_{\text{е}} + 0,3 p_{\text{м}}) z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ M_{\text{пр}, \text{фл}}^{\text{cp}} = p_{\text{е}} z_{\text{п}} \frac{D^2 R}{8}; \\ i = 1, 2, \dots, z_{\text{к}-1}, \end{array} \right.$$

где $z_{\text{к}}$ и $z_{\text{п}}$ – число колен и поршней в двигателе.

Таким образом, задача сводится к решению системы с одной степенью свободы с многочастотным возбуждением.

Литература

1. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Т.1. – Л.: Судостроение, 1969. – 206 с.
2. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1970. – 328 с.

© Гапонов В.С., Мац В.И., Наумов А.И., 2009