

УДК622.276.054: 622. 285

**В.Г. Гуляев, доктор технических наук, профессор,
К.В. Гуляев, канд.техн.наук (ГВУЗ Донецкий национальный
технический университет),
С.А. Китаева, аспирант, научный сотрудник (МакНИИ)**

УСЛОВИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ В СИСТЕМАХ ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ

Предложен аналитический метод исследования динамической устойчивости насосных агрегатов с кривошипно-шатунными механизмами в приводе силового насоса. Впервые установлено, что в насосных агрегатах типа СНТ и СНД возникновение параметрических резонансов маловероятно.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами.

Важной научно-технической проблемой является создание и эффективное применение надежных и высокоресурсных очистных комплексов, базой которых служат агрегатированные с конвейером механизированные крепи (МК) и системы их гидропривода. Применяемые для систем гидропривода МК высоконапорные насосные агрегаты (ВНА) представляют собой сложные нелинейные динамические системы. Рабочие процессы ВНА могут сопровождаться формированием резонансных колебаний различной физической природы (силовых и параметрических). При резонансах резко повышаются генерируемые агрегатами вибрации и шум, а, следовательно, и вероятность появления опасных отказов. Поэтому исследование динамических свойств ВНА и установление закономерностей формирования колебательных процессов, с целью выявления и устранения условий возникновения резонансных режимов, является актуальной задачей, имеющей важное научное и практическое значение.

Анализ исследований и публикаций. Особенностью структуры современных ВНА является наличие в их составе кривошипно-шатунных ме-

ханизмов (КШМ), параметры которых оказывают большое влияние на динамические свойства ВНА. Кинематические и динамические свойства КШМ в составе ВНА СНТ 32 проанализированы в работе [1]. Применяемые для исследований вибраций динамические модели отдельных структурных элементов ВНА и всей его электрогидромеханической системы с силовым насосом, рассмотрены в работе [2].

В работах [3,4] изложены методы и результаты исследований крутильных колебаний в электромеханическом приводе ВНА насосных станций СНТ 32 и СНТ 40, установлены факт и причины формирования колебаний резонансного типа при силовом и кинематическом возмущениях и даны рекомендации по их устранению.

Математические модели вибрационных процессов ВНА как динамических систем с нелинейной функцией положения ведомых звеньев $P(\varphi)$, учитывающие периодические изменения его инерционных и упругих характеристик, рассмотрены в работе [5].

Однако в цитированных выше работах не рассматривались условия динамической устойчивости и причины возбуждения опасных параметрических резонансов при функционировании ВНА.

Постановка задач исследований. Задачами данной работы являются:

- выбор метода исследования и критериев динамической устойчивости ВНА с КШМ в приводе насоса;
- установление возможных причин и оценка вероятности возникновения параметрических резонансов при эксплуатации ВНА насосных станций типа СНТ и СНД конструкции ГП «Донгипроуглемаш» [6].

Изложение материала и результаты. Для решения поставленных задач целесообразно использовать метод, предложенный в работах [5,7]. Динамическая модель ВНА, представленная на рис.1, учитывает упругую ($c, Нм/рад$) и диссипативную ($v, Нм.с$) характеристики муфты и зубчатой

передачи в приводе ВНА, инерционные характеристики ($J_0, J, \text{кгм}^2$) привода ВНА и его ведомых звеньев ($m, \text{кг}$), нелинейную функцию положения КШМ - $\Pi(\varphi)$.

Для КШМ с $\lambda \leq 0,1$, $\Pi(\varphi)$ описывается бигармонической функцией [1]

$$X = \Pi(\varphi) = r[1 - \cos \varphi + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)] \quad (1)$$

где X, m – перемещение ползуна; $\varphi, \text{рад}$ – угол поворота кривошипа (эксцентрикового вала), r, m – радиус кривошипа; $\lambda = r/l$ – безразмерный параметр КШМ (отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна l, m).

Не учитываются динамическая характеристика двигателя, упруго-диссипативные характеристики КШМ и зазоры в сопряжениях его звеньев.

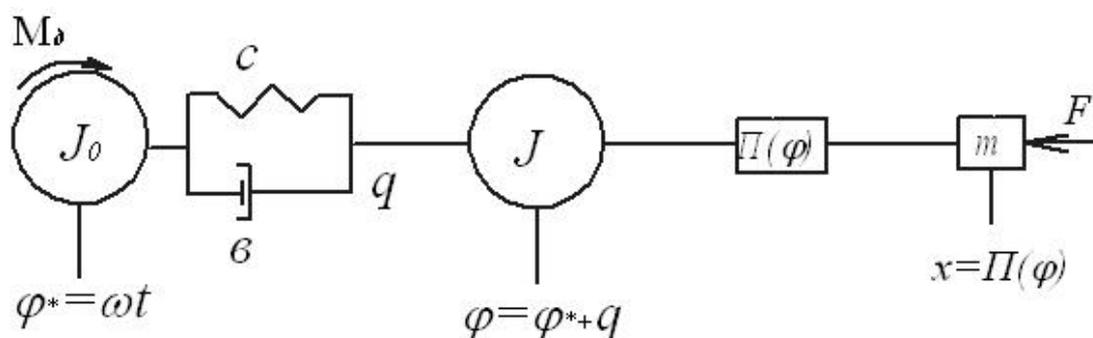


Рисунок 1 – Динамическая модель ВНА с КШМ: J_0 – момент инерции приводного двигателя, J – момент инерции КШМ в приводе силового насоса, m – масса поршневого комплекта, $q, \text{рад}$ – упругая деформация зубчатой муфты и зубчатой передачи, приведенная к эксцентриковому валу, $\varphi_* = \omega t$ – «идеальный» угол поворота входного звена (двигателя), $\varphi = \varphi_* + q$ – угол поворота эксцентрикового вала с учетом крутильных колебаний, $F, \text{Нм}$ – технологическая нагрузка (от давления рабочей жидкости на плунжер), $x = \Pi(\varphi)$ – координата ползуна.

Принимая в качестве обобщенной координаты приведенную к эксцентриковому валу угловую деформацию зубчатой передачи q , запишем дифференциальное уравнение для рассматриваемой модели в виде [5,7]:

$$J\ddot{q} + v\dot{q} + cq = -\Pi'(\varphi) \left\{ m \left[\Pi''(\varphi) \cdot (\omega + \dot{q})^2 + \Pi'(\varphi) \cdot \ddot{q} \right] + F \right\}, \quad (2)$$

где $\left[\Pi''(\varphi) \cdot (\omega + \dot{q})^2 + \Pi'(\varphi) \ddot{q} \right] = \ddot{x}$, m/c^2 – ускорение ползуна;

$F = F_0 + F_1(\varphi)$; (F_0 и $F_1(\varphi)$)—средняя (постоянная) и переменная составляющие технологической нагрузки, действующей на плунжера).

Нелинейное уравнение (2) методом линеаризации в окрестности идеального фазового угла (справедливым для КШМ с $\Pi(\varphi)$ вида (1)) приводится к линеаризованному дифференциальному уравнению с переменными коэффициентами [5,7]

$$\ddot{q} + 2n(t)\dot{q} + K^2(t)q = W(t), \quad (3)$$

где n – переменный коэффициент диссипативных сил:

$$n = \frac{K_0}{1 + f_1^2} \left(\frac{\varepsilon}{2\sqrt{cJ}} + \frac{f_1 f_2}{N_0} \right); \quad (4)$$

K^2 – квадрат переменной собственной частоты системы:

$$K^2 = \frac{K_0^2}{1 + f_1^2} \left[1 + \frac{f_2^2 + f_1 f_2}{N_0^2} + \beta \cdot f_2 + \beta' f_1 \right]; \quad (5)$$

$W(t)$ – функция возмущения:

$$W(t) = -\frac{1}{1 + f_1^2} (\omega^2 \cdot f_1 f_2 + \varepsilon \cdot f_1). \quad (6)$$

В выражениях (4), (5), (6) приняты следующие обозначения:

$$K_0 = \sqrt{\frac{c}{J}}; \quad N_0 = \frac{K_0}{\omega}; \quad \varepsilon = \frac{F}{m\rho}; \quad \beta = \frac{\varepsilon}{K_0^2}; \quad \beta' = \frac{d\beta}{d\varphi_*}; \quad \rho = \sqrt{\frac{J}{m}};$$

$$f_r(\varphi_*) = \frac{1}{\rho} \Pi^{(r)}(\varphi_*), \quad r=0, 1, 2, 3. \quad (7)$$

Для ВНА с КШМ, нелинейная функция положения которых описывается уравнением (1), безразмерные функции $f_r(\varphi_*)$ имеет следующий вид [7]

$$\left. \begin{aligned} f_0 &= a[1 - \cos \omega t + 0,25\lambda(1 - \cos 2\omega t)]; \\ f_1 &= a[\sin \omega t + 0,5\lambda \sin 2\omega t]; \\ f_2 &= a[\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t]; \\ f_3 &= -a[\sin \omega t + 2\lambda \sin 2\omega t]. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $a = \frac{r}{\rho}$ – безразмерный параметр, объединяющий свойства кинематической и динамической характеристик КШМ. Он может рассматриваться как один из критериев, характеризующих возможность параметрического возбуждения механизма [7].

Линеаризованное дифференциальное уравнение (3) можно представить в виде:

$$G(\omega t)\ddot{q} + P(\omega t)\dot{q} + K(\omega t)q = Q(\omega t), \quad (9)$$

$$\text{где } G(\omega t) = 1 + f_1^2; \quad P(\omega t) = 2K_0 \left(\delta + \frac{f_1 f_2}{N_0} \right);$$

$$K(\omega t) = K_0^2 \left[1 + \frac{f_2^2 + f_1 f_2}{N_0^2} + \beta f_2 + \beta' f_1 \right]; \quad Q(\omega t) = -(\omega^2 f_1 f_2 + \varepsilon f_1);$$

$$\delta = \frac{n}{K_0} \text{ – относительный коэффициент демпфирования.}$$

Переменные коэффициенты уравнения (9) представляют собой периодические функции, которые с учетом четности функций положения $\Pi(\varphi)$, разлагают в ряды Фурье [7]:

$$\left. \begin{aligned} G(\omega t) &= G_0 + \sum_{i=1}^{\infty} G_i \cdot \cos i \omega t; \\ P(\omega t) &= P_0 + \sum_{i=1}^{\infty} P_i \cdot \sin i \omega t; \\ K(\omega t) &= K_0 + \sum_{i=1}^{\infty} \left(K_i^c \cdot \cos i \omega t + K_i^s \sin \omega t \right); \\ Q(\omega t) &= Q_0 + \sum_{i=1}^{\infty} Q_i \cdot \sin i \omega t. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

В выражении $K(\omega t)$: K_0 – усредненная частота собственных колебаний, коэффициенты K_i^c и K_i^s – амплитуды соответственно косинусных и синусных членов гармонических составляющих переменной собственной

частоты. Коэффициенты рядов Фурье определяются, как известно, по формулам:

$$\left. \begin{aligned} G_0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} G(\varphi_*) d\varphi_*; G_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} G(\varphi_*) \cos i\varphi_* d\varphi_*; \\ P_0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} P(\varphi_*) d\varphi_*; P_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} P(\varphi_*) \sin i\varphi_* d\varphi_*; \\ K_0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} K(\varphi_*) d\varphi_*; K_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} K(\varphi_*) \cos i\varphi_* d\varphi_*; \\ Q_0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} Q(\varphi_*) d\varphi_*; Q_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} Q(\varphi_*) \sin i\varphi_* d\varphi_*. \end{aligned} \right\} (11)$$

где $\varphi_* = \omega t$; i – номер гармоники.

Для рассматриваемого класса КШМ с функцией $\Pi(\varphi)$ вида (1) в работе [7] получены зависимости для определения коэффициентов рядов Фурье (11) с учетом четырех гармоник ($i=1-4$). Анализ полученных зависимостей показывает, что наиболее существенное влияние на амплитуду параметрического возмущения, оказывают параметры $a = \frac{r}{\rho}$ и $\lambda = \frac{r}{l}$.

В рядах (11) наиболее значительны члены, отвечающие второй гармонике ($i=2$). При $i=1$ и $i=3$ амплитуда параметрического возмущения в основном пропорциональна $a^2\lambda$, а при $i=4$ – λ^2 . Поэтому при $\lambda < 0,25 \div 0,4$ четвертую и более высокие гармоники можно не учитывать.

Параметр « a » стремится к нулю при уменьшении хода ползуна ($P_{max}=2r \rightarrow 0$), а также при неограниченном росте $\rho = \sqrt{\frac{J}{m}} \rightarrow \infty$.

Отмеченные закономерности изменения и влияния параметров a и λ на амплитуды параметрических возмущений следует учитывать при решении задач анализа и синтеза нелинейных систем с позиций оценки их динамической устойчивости.

При гармоническом анализе динамических процессов в системе ВНА необходимо определить критические частоты, на которых возможны параметрические возбуждения. Основной параметрический резонанс может иметь место при близости частоты пульсации какого-либо параметра (например: $J(\varphi)$, $c(\varphi)$) к удвоенному значению усредненной частоты собственных колебаний, то есть при $i\omega = 2\sqrt{\frac{K_0}{G_0}}$, где $i=1, 2, 3, \dots$

Кроме основного, возможно возбуждение параметрических резонансов на частотах пульсации, значение которых в целое число раз меньше частоты основного резонанса. Центрированные значения критических угловых скоростей ведущего звена (эксцентрикового вала), соответствующие рассмотренным случаям, определяются по зависимости [7]:

$$\omega_* \approx \frac{1}{j} \sqrt{\frac{K_0}{G_0}}, \quad (12).$$

где $j=1/2; 1; 3/2; 2; 5/2$ – коэффициенты кратности.

Для исследования динамической устойчивости рассматриваемой системы используются решения однородного дифференциального уравнения, получаемого из (9) при $Q(\omega t) \equiv 0$, в форме

$$q = A_0 + A_j \cdot \cos j\omega t + B_j \cdot \sin j\omega t \quad (13).$$

Уравнение (13) соответствует стационарным колебаниям на границе динамической устойчивости, разделяющей область затухающих свободных колебаний и зону раскачки (параметрического резонанса).

После подстановки (13) в (9) и ряда преобразований, получают уравнение критических частот в форме усеченного определителя Хилла [7, с.251]

$$\Gamma(\omega^2) = \frac{1}{K_0} \begin{vmatrix} K_0 & \Psi_j & 0,5K_j^s \\ K_j^c & K_0 - j^2\omega^2G_0 + \Psi_{2j} & j\omega P_0 + 0,5K_{2j}^s \\ K_j^s & -j\omega P_0 + 0,5K_{2j}^s & K_0 - j^2\omega^2G_0 + \Psi_{2j} \end{vmatrix} = 0 \quad (14)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \Psi_j &= 0,5(K_j^c - j\omega P_j - j^2\omega^2 G_j); \\ \Psi_{2j} &= 0,5(K_{2j}^c - j\omega P_{2j} - j^2\omega^2 G_{2j}) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Для режимов $j=1/2; 3/2; 5/2 \dots$ уравнение критических частот принимает вид

$$\Gamma = (K_0 - j^2\omega^2 G_0)^2 + j^2\omega^2 P_0^2 - 0,25(K_{2j}^s)^2 - \Psi_{2j}^2 = 0 \quad (16)$$

После приведения уравнения (16) к безразмерному виду, получают биквадратное уравнение

$$\Gamma_2 z^4 + \Gamma_1 z^2 + \Gamma_0 = 0 \quad (16 \text{ а})$$

где $z^2 = \frac{\omega^2}{K_0}$; $\Gamma_0 = 1 - 0,25 \left[(r_{2j}^c)^2 + (r_{2j}^s)^2 \right]$;

$$\Gamma_1 = -2j^2 \left[G_0 - 0,25 r_{2j}^c G_{2j} - 2\delta^2 \right]; \quad \Gamma_2 = j^4 \left(G_0^2 - 0,25 G_{2j}^2 \right);$$

$$r_{2j}^c = \frac{K_{2j}^c - j\omega P_{2j}}{K_0}; \quad r_{2j}^s = \frac{K_{2j}^s}{K_0}; \quad \delta = \frac{1}{2} P_0 \sqrt{\frac{G_0}{K_0}} \approx \frac{1}{2} \frac{P_0}{j\omega}.$$

Критические частоты находятся как корни уравнения (16 а)

$$z^2 = \frac{-\Gamma_1 \pm \sqrt{\Gamma_1^2 - 4\Gamma_0\Gamma_2}}{2\Gamma_2} \quad (17)$$

Решение уравнения (17) может давать два положительных корня z_1^2 и z_2^2 , что означает наличие между ними области динамической неустойчивости.

Критерием отсутствия динамически неустойчивых режимов является условие $\Gamma_1^2 - 4\Gamma_0\Gamma_2 < 0$, что эквивалентно выполнению условия: параметр диссипации δ больше критического уровня параметрического возбуждения δ^*

$$\delta > \delta_*, \quad (18)$$

$$\text{где } \delta_* = 0,25 \sqrt{\frac{(G_{2j} - G_0 r_{2j}^c)^2 + (G_0 r_{2j}^s)^2}{G_0}} \quad (19)$$

Для режимов $j=1; 2; 3 \dots$ уравнение критических частот принимает вид:

$$\Gamma_3 z^6 + \Gamma_2 z^4 + \Gamma_1 z^2 + \Gamma_0 = 0, \quad (20)$$

а критический уровень параметрического возбуждения определяется как

$$\delta_* = \frac{\left| G_{2j} - G_0 r_{2j}^c - 0,5 G_0^{-1} (0,5 G_j - G_0 r_j^c)^2 \right|}{4 \sqrt{G_0}} \quad (20)$$

Условием отсутствия динамической неустойчивости является, как правило, превышения показателя диссипации δ над критическим уровнем параметрического возбуждения δ_* , зависящего от кинематических и инерционных параметров анализируемой системы.

Таким образом, критериями для оценки возможности параметрических резонансов могут служить:

- значения критических частот возмущения ω_* (критические угловые скорости ведущего звена – в нашем случае – эксцентрикового вала);
- критические уровни параметрического возмущения δ_* (зависящие от конструктивных и динамических параметров КШМ и ВНА в целом);
- характеристики диссипации (δ – относительный коэффициент демпфирования, логарифмический декремент колебаний Θ , коэффициент поглощения ψ ($\delta = \frac{\Theta}{2\pi} = \frac{\psi}{4\pi}$)).

Вероятными причинами параметрических возмущений при функционировании ВНА являются [2]:

1) периодические колебания приведенного к эксцентриковому валу момента инерции привода силового насоса $J(\varphi) = \bar{J} + \tilde{J}(\varphi)$, где J и $J(\varphi)$ соответственно постоянная и переменная его составляющие;

2) периодические колебания коэффициента крутильной жесткости зубчатого зацепления $c(\varphi)$;

3) периодические колебания коэффициента продольной жесткости шатунов $c_{ш}(\beta)$ из-за изменения углов их наклона β к линии действия сил инерции $m\ddot{x}$ и силы F .

В анализируемых ВНА применяются КШМ с $\lambda=0,065$ и другими параметрами, обеспечивающими изменение угла β в узких пределах, что позволяет пренебречь влиянием третьего фактора. Периодические колебания сил инерции $m\ddot{x}$ и технологической силы $F(\varphi)$ учитываются при определении функций возмущения $W(t)$ и $\Theta(\varphi) = Q(i\omega)$, что позволяет выявить возможность силовых резонансов.

Применение косозубой передачи 8-й и более высоких степеней точности с коэффициентом осевого перекрытия, равным целому числу, обеспечивает постоянство жесткости передачи $c(\varphi)=const$, что позволяет исключить и второй фактор возможных параметрических возмущений.

Наиболее весомой причиной возбуждения параметрических возмущений могут быть периодические изменения приведенного момента инерции привода насосного агрегата $J(\varphi)$.

$$J(\varphi) = \bar{J} + \sum_{i=1}^m \left[M_{2i} \left(\frac{V_{2i}}{\omega_3} \right)^2 + M_{3i} \left(\frac{V_{3i}}{\omega_3} \right)^2 + J_{3i} \left(\frac{\omega_{3i}}{\omega_3} \right)^2 \right] \quad (22)$$

где \bar{J} - момент инерции сборки эксцентрикового вала КШМ;

m - число цилиндров насоса и КШМ;

$M_{2i}; V_{2i}$ - масса и скорость i -го поршневого комплекта;

$M_{3i}; V_{3i}$ - масса i -го шатуна и скорость его центра масс;

$J_{3i}; \omega_{3i}$ - момент инерции шатуна относительно оси, проходящей че-

рез его центр масс, и угловая скорость шатуна;

ω_3 – угловая скорость эксцентрикового вала, а V_{2i} ; V_{3i} ; ω_{3i} – периодические функции [1,2].

В выражении (22) \bar{J} – постоянная составляющая момента инерции $J(\varphi)$, отображаемая в (10) коэффициентом G_0 , второе слагаемое представляет переменную часть $\tilde{J}(\varphi)$, которая отображается переменными компонентами функции $G(\omega t)$. Для ВНА насосной станции СНТ 32 максимальное значение $\tilde{J}(\varphi) = 0.022\bar{J}$.

Если $\Pi(\varphi)$ описывается бигармонической функцией (1) и доминирующая роль в параметрическом возмущении принадлежит пульсации момента инерции $\tilde{J}(\varphi)$, (отображаемой в уравнениях (10) и (11) коэффициентом G_j , а $G_j \gg r_j^c$ и $G_{2j} \gg r_{2j}^c$), то значения критических угловых скоростей ω_* и критических уровней параметрических возмущений δ_* могут быть определены по формулам, приведенным в табл. 1.

Таблица 1. Формулы для определения ω_* и δ_* при различных j [7]

Режимы параметрических колебаний	Формулы для определения	
	Критической скорости	Критического возмущения
$j=1/2$	$\omega_* \approx \frac{2K_0}{\sqrt{1+0,5 \cdot a^2(1+0,25\lambda^2)}}$	$\delta_* \approx \frac{0,125a^2 \cdot \lambda}{\sqrt{1+0,5 \cdot a^2(1+0,25\lambda^2)}}$
$j=1$	$\omega_* \approx \frac{K_0}{\sqrt{1+0,5 \cdot a^2(1+0,25\lambda^2)}}$	$\delta_* \approx \frac{0,125a^2}{\sqrt{1+0,5 \cdot a^2(1+0,25\lambda^2)}}$
$j=3/2$	$\omega_* \approx \frac{2K_0}{3\sqrt{1+0,5 \cdot a^2(1+0,25\lambda^2)}}$	$\delta_* \approx \frac{0,125a^2 \cdot \lambda}{\sqrt{1+0,5 \cdot a^2(1+0,25\lambda^2)}}$
$j=2$	$\omega_* \approx \frac{K_0}{2\sqrt{1+0,5 \cdot a^2(1+0,25\lambda^2)}}$	$\delta_* \approx \frac{a^2}{32\sqrt{1+0,5 \cdot \lambda^2}} \left[\lambda^2 + \frac{a^2}{4(1+0,5\lambda^2)} \right]$

Из табл. 1 видно, что, при принятых допущениях, критические угловые скорости эксцентрикового вала при $j=1/2$; 1; 3/2; 2 зависят от среднего

значения собственной частоты K_0 и безразмерных параметров КШМ a и λ . Критические уровни параметрических возмущений зависят от режима колебаний и параметров a и λ , наиболее сильное параметрическое возбуждение имеет место в режиме $j=1$.

Графики зависимостей критических возмущений δ_* от безразмерного параметра a при различных значениях параметра λ , приведены на рис.2.

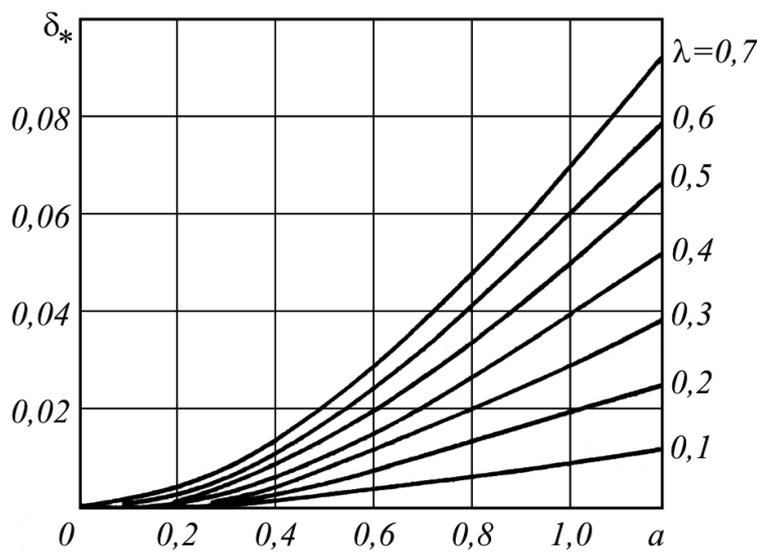


Рисунок 2 – Графики зависимостей δ_* от безразмерных параметров a и λ ($j=1/2; 1; 3/2$)

Из рис. 2 следует, что критический уровень параметрических возмущений возрастает с увеличением a и λ . При низких значениях λ , влияние параметра a на величину δ_* сказывается в меньшей степени, чем при высоких значениях λ .

Так, если $\lambda=0,1$, то значения критических возмущений находятся в диапазоне 0 - 0,01, при изменении значений параметра a от 0 до 1,0.

По данным работы [7], в реальных приводах машин с КШМ значения относительного коэффициента демпфирования δ находятся обычно в пределах $0,025 \div 0,05$ ($\psi \approx 0,3 \div 0,6$) и если, $a \leq 0,5$, то условие (18), как правило, выполняется.

При проектировании новых ВНА и исследовании динамической устойчивости рабочих процессов существующих конструкций, необходимо

учитывать, что для выполнения условия (18) ($\delta > \delta^*$) целесообразно снижать $a = \frac{r}{\rho}$ и $\lambda = \frac{r}{l}$.

При заданных значениях r ($\Pi_{\max} = 2r$) и m , снижение параметра a достигается при увеличении массового момента инерции J и увеличении параметра $\rho = \sqrt{\frac{J}{m}}$, что соответствует уменьшению глубины пульсации параметра $\tilde{J}(\varphi)$.

Рассмотренные выше закономерности можно использовать для оценки вероятности параметрических резонансов в приводах ВНА насосных станций типа СНТ, СНД и предложенной новой с безредукторным (прямым) приводом силового насоса от тихоходного электродвигателя [8].

Поскольку в составе ВНА насосных станций типа СНТ 32 и СНД 100/32 применяются подобные КШМ с $\lambda=0,065$ и критические значения параметрических возмущений $\delta_* \leq 0,01$ при $a \in (0,1 \div 1,0)$, можно сделать вывод, что возможность формирования параметрических резонансов в приводах, указанных ВНА с $a \approx 0,08 \div 0,1$, при выполнении условия $\delta > \delta_*$, маловероятна.

В предлагаемых ВНА [8] с прямым приводом, например, от двигателя 2ВР280М8 ($P = 75$ кВт, $n = 750$ об/мин, $J_0 = 4,74$ кгм²), при неизменных параметрах КШМ и силового насоса, за счет существенного увеличения постоянной составляющей момента инерции привода $J(\varphi)$, равного сумме моментов инерции эксцентрикового вала и ротора электродвигателя, возрастает параметр $\rho = \sqrt{\frac{J}{m}}$. При этом значительно, уменьшается параметр a , а следовательно, уровень критического возмущения δ_* . Следовательно, вероятность возбуждения параметрического резонанса, обусловленного пульсацией параметров $J(\varphi)$ и $c(\varphi)$ в ВНА с безредукторным приводом на-

сосо от тихоходного двигателя, существенно ниже, чем в ВНА СНТ и СНД, то есть практически равна нулю.

Сформулированные выводы, относятся к рассмотренной выше динамической модели ВНА с одной степенью свободы, адекватной в основном рассматриваемым физическим объектам. В общем случае динамическая и математическая модели ВНА должны учитывать взаимодействие парциальных систем по их обобщенным координатам [2,5]. Для определения условий динамической устойчивости более сложных динамических систем, можно применить энергетический метод исследований с учетом возможности возбуждения простых параметрических и комбинационных резонансов при стационарных и переходных режимах их функционирования [9].

Выводы и направления дальнейших исследований:

1) рассмотренный аналитический метод исследований динамической устойчивости рабочих процессов ВНА позволяет определить и выбрать наиболее рациональные способы борьбы с параметрическими резонансами: это, во-первых, отстройка критических частот параметрических возмущений от собственных частот колебаний ВНА и, во-вторых, – выявление критических уровней пульсации параметров, ниже которых параметрическое возбуждение подавляется за счет демпфирования колебаний независимо от частотной характеристики динамической системы;

2) второй способ борьбы с параметрическими резонансами является более эффективным, так как обеспечивает исключение возможности потери динамической устойчивости системы ВНА как в установившихся рабочих режимах, так и при прохождении критических зон в переходных режимах (пуска, сброса-наброса нагрузки и выбега);

3) впервые установлено, что при принятых в насосных станциях СНТ и СНД конструктивных и динамических параметрах ВНА, возможность

возникновения параметрических резонансов маловероятна, так как $\lambda=0,065$, $a\approx 0,08\div 0,1$ и условие (18) обычно выполняется;

4) предложенный метод установления условий динамической устойчивости рабочих процессов насосных агрегатов с кривошипно-шатунными механизмами в приводе может быть применен и к другим объектам с подобной динамической структурой при действии в системе параметрических возмущений.

В дальнейшем планируется выполнить исследование динамической устойчивости функционирования ВНА с учетом взаимодействия его парциальных систем.

Список источников

1. Гуляев В. Г., Гуляев К. В., Анохина С. А. Анализ кинематических и динамических свойств кривошипно-шатунного механизма в приводе насосного агрегата. Наукові праці ДонНТУ. Випуск 13(123). Серія: "Гірничо-електромеханічна". Донецьк, 2007. – С. 44-56.
2. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Анохина С.А. Динамические модели для исследования виброактивности насосных агрегатов в системах гидропривода механизированных крепей // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 14(127). Серія: „Гірничо-електромеханічна”. Донецьк – 2007. – С.81-92.
3. Гуляев В. Г., Гуляев К. В., Анохина С. А. Крутильные колебания в электромеханическом приводе насосного агрегата и некоторые способы их устранения // Вісті Донецького гірничого інституту, №1, 2008. – С. 34-43.
4. Гуляев В.Г., Анохина С.А. Влияние характеристик электродвигателей на крутильные колебания и виброактивность привода насосных агрегатов для механизированных крепей // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 16(142). Серія: "Гірничо-електромеханічна". Донецьк – 2008. – С.84-96.
5. Гуляев В.Г., Китаева С.А. Математические модели вибрационных процессов насосных агрегатов для систем гидропривода механизированных крепей // «Горное оборудование и электромеханика», М.: Новые технологии, № 7, 2009. – С. 40-44.
6. Косарев В.В., Стадник Н.И., Варшавский Ю.И. Новые насосные станции ГП «Донгипроуглемаш» для механизированных крепей // Уголь, декабрь 2007. – С.45-48.

7. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение, 1976. – 328 с.
8. Гуляев В.Г., Гуляев К.В., Китаева С.А., Эренбург В.И. Высоконапорный насосный агрегат с пониженными уровнями вибрации и шума // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 17 (157). Серія: "Гірничо-електромеханічна". Донецьк – 2009. – С.143-152.
9. Динамика машин и управление машинами. Справочник. Под. ред. д-ра техн. наук Г.В. Крейнина. М.: Машиностроение. – 1988. – 240 с.