

УДК 622.236.2:622.276.054:622.285

**В.Г. Гуляев**, д-р техн. наук, проф.

Донецкий национальный технический университет,

**С.А. Китаева**, научный сотрудник, аспирант, МакНИИ

## **ПРИЧИНЫ ПОВЫШЕННОЙ ВИБРОАКТИВНОСТИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ДЛЯ МЕХАНИЗИРОВАННЫХ КРЕПЕЙ И НЕКОТОРЫЕ ПУТИ ИХ УСТРАНЕНИЯ**

*Вскрыты закономерности формирования и спектральный состав вибрационных процессов при работе насосных агрегатов, установлены причины их повышенной виброактивности и даны рекомендации по их устранению*

**насосный агрегат, нагрузки, гидроблоки, клапаны, инерционность, спектр вибраций, вибрационная мощность, надежность, безопасность**

**Актуальность темы.** В составе современных насосных станций типов СНТ и СНД для гидропривода механизированных крепей применяются высоконапорные насосные агрегаты (ВНА) с понижающей зубчатой передачей и кривошипно-шатунными механизмами (КШМ) в приводе многоплунжерных (3 или 5) насосов с клапанным распределителем рабочей жидкости. Недостатками таких ВНА являются высокие уровни генерируемых ими вибраций и шума, которые снижают безопасность функционирования не только насосной установки, но и всей системы гидропривода механизированной крепи. Поэтому актуальными задачами являются:

- 1) выявление основных источников вибрации и шума, и причин их повышенной виброактивности;
- 2) установление закономерностей формирования спектров вибрационных нагрузок с учетом динамических свойств ВНА и особенностей кинематических и силовых возмущений;
- 3) оценка вибрационной мощности и акустического КПД ВНА современных насосных станций.

Решение указанных задач необходимо для разработки обоснованных рекомендаций по совершенствованию ВНА и насосной станции в целом с целью повышения их надежности и безопасности функционирования.

**Анализ исследований и публикаций.** В работе [1] впервые выполнены анализ и систематизация источников вибрации в составе современных ВНА, а также рассмотрены принципиально возможные пути снижения их виброактивности с учетом различия физической при-

роды вибрационных процессов отдельных источников. В работе [2] вскрыта природа внутренней и внешней виброактивности ВНА с КШМ в приводе силового насоса, определены зависимости реактивных вибрационных сил  $R$  и момента  $M$ , показана взаимосвязь между линейными вибрациями ползунов-толкателей и крутильными колебаниями эксцентрикового вала с учетом упруго-диссипативных свойств ведомых звеньев.

Математическое описание и количественные значения вибрационных нагрузок в ВНА насосной станции СНТ 32 получены в работе [3] в предположении, что КШМ представляет собой идеальный механизм, а угловая скорость эксцентрикового вала  $\omega = \text{const}$ .

Крутильные колебания резонансного характера в приводе ВНА СНТ 32 и СНТ 40 установлены в исследованиях [4, 5], где показана необходимость учета динамических свойств электропривода ВНА при определении амплитуд крутильных колебаний, неравномерности угловой скорости приводных двигателей и коэффициентов динамичности при силовом и кинематическом возбуждении в системе.

В работе [6] рассмотрены, вопросы влияния динамических свойств ВНА и вибрационных процессов на безопасность, надежность и ресурс насосных агрегатов СНТ и СНД с традиционной структурой и параметрами. Показана необходимость совершенствования структуры и параметров привода ВНА с целью исключения резонансных режимов и безопасности функционирования насосной станции в целом. Возможность и эффективность реализации ряда мер по снижению виброактивности, предложены в работах [4, 5, 6], а также рассмотрены в статье [7].

Однако в цитированных выше работах не выполнен комплексный анализ вибрационных процессов в ВНА, обусловленных особенностями формирования инерционных нагрузок в КШМ и полезных технологических нагрузок в гидроблоках силового насоса с клапанным распределителем рабочей жидкости. Это затрудняет выявление и устранение причин повышенной виброактивности отдельных источников вибрации и шума.

**Постановка задач исследований.** Задачами данной работы являются:

- 1) установление закономерностей формирования вибрационных спектров ВНА при совместном действии инерционных и полезных (технологических) нагрузок с учетом динамических свойств нагнетательных клапанов;

- 2) разработка предложений по устранению причин повышенной виброактивности ВНА на основе выявленных закономерностей, обобщения и анализа результатов ранее выполненных исследований [1-7, 10].

**Изложение материала и результаты.** Для решения первой задачи принимаем следующие допущения:

- 1) считаем КШМ в приводе насоса идеальными, не учитываем упруго-диссипативные свойства их звеньев и зазоры в сопряжениях;
- 2) угловую скорость эксцентрикового вала принимаем постоянной ( $\omega = \text{const}$ );
- 3) соответствующие части массы шатуна приведены к массе  $m_{\Pi}$  поступательно движущихся деталей КШМ (сосредоточенной в точке  $B$ ) и к массе  $m_B$  вращающихся частей (в точке  $A$ ).

С учетом принятых допущений, расчетная схема плунжерного насоса и сил в его приводе, представлена на рис. 1.

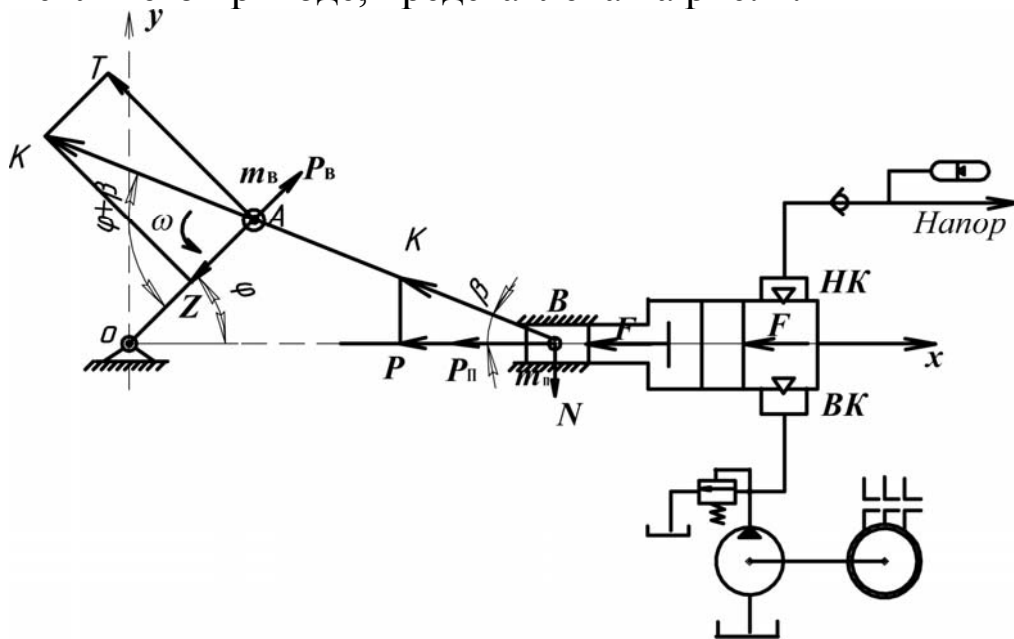


Рисунок 1. Принципиальная схема плунжерного насоса и сил, действующих в КШМ его привода

Из расчетной схемы (рис. 1) следует, что действующая в сопряжении шатуна с толкателем сила  $P$  (в точке  $B$ ) есть алгебраическая сумма силы от давления рабочей жидкости на плунжер  $F(\varphi)$  и переменной силы инерции  $P_{\Pi}$  возвратно-поступательно движущихся частей КШМ

$$P = F(\varphi) + P_{\Pi} = F(\varphi) + m_n \ddot{x}, \quad (1)$$

где  $m_{\Pi}$  – масса поступательно движущихся деталей КШМ (сосредоточенной в точке  $B$ );

$\ddot{x}$  – ускорение ползуна (толкателя и плунжера).

Сила  $K$ , действующая по оси шатуна в сопряжении его с кривошипом:

$$K = \frac{P}{\cos \beta}. \quad (2)$$

Сила  $N$ , действующая на направляющую ползуна-толкателя:

$$N = P \cdot \operatorname{tg} \beta. \quad (3)$$

Радиальная сила  $Z$ , действующая на эксцентрик:

$$Z = K \cdot \cos(\varphi + \beta) = P \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (4)$$

Встречно силе  $Z$  по оси кривошипа действует центробежная сила:

$$P_{\text{в}} = -m_{\text{в}} r \omega^2, \quad (5)$$

где  $m_{\text{в}}$  – масса вращающихся частей КШМ, сосредоточенных в точке  $A$ ;

$r$  – радиус кривошипа (эксцентриситет).

Тангенциальная сила  $T$ , действующая на кривошип:

$$T = K \sin(\varphi + \beta) = P \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (6)$$

Крутящий момент на кривошипе:

$$M = Tr = rP \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (7)$$

Таким образом, все анализируемые нагрузки в сопряжениях звеньев КШМ в приводе силового насоса есть функции суммы технологической нагрузки  $F(\varphi)$  и сил инерции  $P_{\text{в}}$  и  $P_{\text{п}}$ , которые являются активными возбудителями вибраций и шума. При работе ВНА в режиме разгрузки  $F(\varphi) \approx 0$  и вибрационные процессы формируются под действием динамических сил инерции  $P_{\text{в}}$ ,  $P_{\text{п}}$  и момента  $M_0$  от неуравновешенных сил инерции шатуна

$$M_0 = \Delta J \varepsilon_{\omega\omega} = \Delta J \lambda \omega^2 (C_1 \sin \omega t - C_3 \sin 3\omega t + C_5 \sin 5\omega t), \quad (8)$$

где  $\Delta J$  – остаточный момент инерции шатуна;

$\varepsilon_{\omega\omega}$  – угловое ускорение шатуна;

$\lambda = r/l$  – конструктивный параметр КШМ [3];

$C_1, C_3, C_5$  - коэффициенты, зависящие от  $\lambda$  (при  $\lambda \leq 0,1$   $C_1 = 1$ , а  $C_3=C_5=0$ ).

В общем случае, ускорение ползуна  $\ddot{x}$  при  $\frac{1}{5} \leq \lambda \leq \frac{1}{3}$  необходимо определять по зависимости

$$\ddot{x} = -r\omega^2 (\cos \varphi + A_2 \cos 2\varphi + A_4 \cos 4\varphi + A_6 \cos 6\varphi), \quad (9)$$

а силу инерции  $P_{\Pi}$  поступательно движущихся частей КШМ – по формуле

$$P_{\Pi} = m_{\Pi} r \omega^2 (\cos \varphi + A_2 \cos 2\varphi + A_4 \cos 4\varphi + \dots), \quad (10)$$

где коэффициенты  $A_k$  ( $k = 2, 4, 6, \dots$ ) являются функциями  $\lambda$ .

Поскольку  $\varphi = \omega t$ , то каждый член ряда (10) представляет собой гармоническую составляющую сил инерции, изменяющуюся с частотой, кратной угловой скорости эксцентрикового вала  $\omega$ .

Проекции главного вектора сил инерции  $P_B$  и  $P_{\Pi}$  на оси координат определяются по зависимостям

$$\left. \begin{aligned} P_x &= r\omega^2 \left[ (m_{\Pi} + m_B) \cos \varphi + \sum_{k=2,4,6} A_k \cos k\varphi \right] \\ P_y &= r\omega^2 m_B \sin \varphi \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

Поскольку силы  $K, N, Z$  и  $T$ , а также момент  $M = Tr$ , являются, функциями переменных по величине и направлению полигармонических сил  $P_{\Pi}$ , а угол  $\beta$  изменяется в узких пределах (при  $\lambda \leq 0,1$ ), то частотные спектры этих нагрузок будут практически идентичными.

Для относительно тихоходных ВНА насосных станций СНТ и СНД с  $\lambda \leq 0,1$  и при бигармонической функции положения ползуна, его перемещение определяется по формуле:

$$x \approx r [\cos \varphi + 0,25 \lambda \cos 2\varphi], \quad (12)$$

где  $x$  – перемещение ползуна-толкателя;

$\varphi = \omega t$  – угол поворота эксцентрика;

$\omega = \text{const}$  – угловая скорость эксцентрика.

Скорость и ускорение ползуна можно определить по приближенным зависимостям:

$$\dot{x} \approx -r\omega (\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi) \quad (13)$$

$$\ddot{x} \approx -r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (14)$$

Соответственно (14), сила инерции  $P_{\Pi}$  поступательно движущихся частей КШМ вдоль оси  $OX$ , будет определяться как сумма двух гармоник [2, 3]

$$P_{\Pi} \approx m_{\Pi} r \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t). \quad (15)$$

Так как работа ВНА может сопровождаться крутильными колебаниями ( $\omega \neq const$ ) [4, 5], то ускорение ползуна-толкателя КШМ должно устанавливаться с учетом углового ускорения кривошипа  $\varepsilon_0$  [8]

$$\ddot{x} \approx -r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) - r\varepsilon_0 (\sin \varphi + 0,5\lambda \sin 2\varphi). \quad (16)$$

В этих случаях частотный спектр и численные значения амплитуд сил инерции  $P_{\Pi}$  будут отличаться от определенных по формуле (15), так как

$$P_{\Pi} \approx -m_{\Pi} \left[ r\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) + r\varepsilon_0 (\sin \varphi + 0,5\lambda \sin 2\varphi) \right]. \quad (17)$$

В зависимости от требуемой точности, устанавливается необходимость учета  $\varepsilon_0$  при  $\omega \neq const$ . В основном, это относится рабочим режимам с высокой неравномерностью скорости вращения двигателя и эксцентрикового вала, например при резонансах [4, 5].

При резонансных режимах крутильные колебания в приводе ВНА, неравномерность скорости вращения двигателя и эксцентрикового вала могут достигать 5% [4]. При этом переменная составляющая угловой скорости

$$\tilde{\omega} = \tilde{\omega}^{(1)} \sin(\omega t + \varphi_1 + \Delta_1) + \tilde{\omega}^{(2)} \sin(2\omega t + \varphi_2 + \Delta_2), \quad (18)$$

где  $\tilde{\omega}^{(1)}$  и  $\tilde{\omega}^{(2)}$  - амплитуды первой и второй гармоник.

Дифференцируя уравнение  $\tilde{\omega}(t)$ , можно определить угловое ускорение  $\varepsilon_0(t)$  кривошипа и оценить по (16) и (17) степень влияния  $\varepsilon_0$  на  $\ddot{x}$  и  $P_{\Pi}$ .

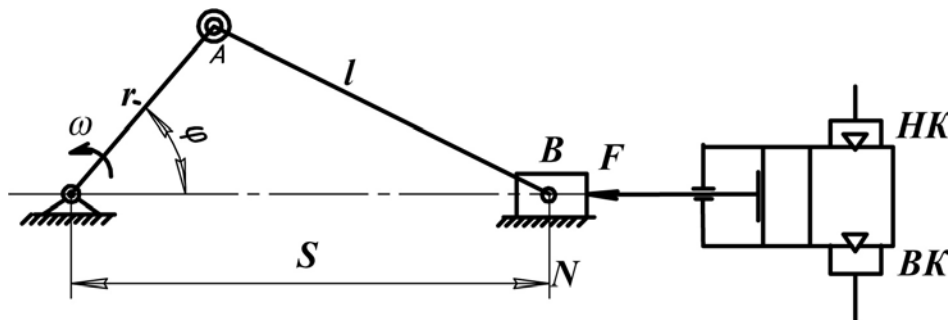
Физику процессов формирования технологической нагрузки КШМ  $F(\varphi)=F(S)$  можно объяснить на основе рассмотрения изменения давления рабочей жидкости (РЖ) на плунжер, рис. 2 а, за время рабочего цикла по индикаторной диаграмме, рис.2 б.

При обратном ходе всасывания открывается всасывающий клапан (ВК) в точке А и РЖ поступает при давлении подпитки  $P_A$  в цилиндр насоса до точки В. В этой точке (мертвое положение) поступление РЖ прекращается и всасывающий клапан закрывается.

При ходе нагнетания в точке С достигается давление  $P_c$  и происходит открытие нагнетательного клапана (НК) после чего, жид-

кость под давлением  $P_D$  выталкивается из цилиндра в напорный коллектор насоса и в напорный трубопровод. В точке  $D$  подача РЖ заканчивается и закрывается нагнетательный клапан. Площадь, охватываемая индикаторной диаграммой, как известно [9], равна работе активной силы  $F$  за цикл.

а)



б)

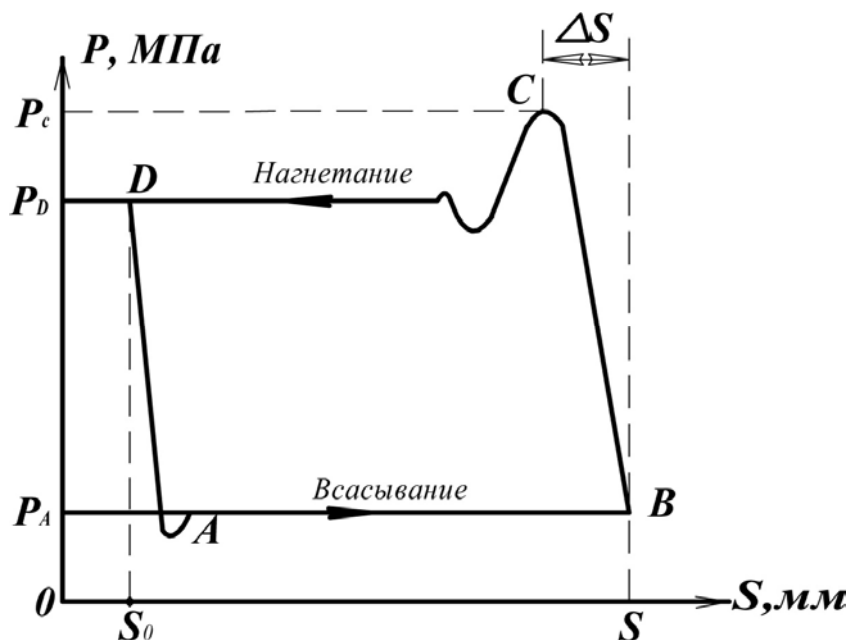


Рисунок 2. Схема силового насоса с КШМ (а) и индикаторная диаграмма (б)

Более высокое давление  $P_c$  в точке  $C$  по сравнению с  $P_D$  обусловлено тем, что сопротивление открытию напорного клапана выше сопротивления протеканию РЖ по напорному трубопроводу. Из-за инерционности клапаны открываются не точно в мертвых точках, а при смещении плунжера на расстояние  $\Delta S$ , чем обуславливается и время действия в цилиндре гидроблока насоса повышенного давления  $P_c > P_D$  и формирования на плунжер максимальной силы  $F_{max}$ .

Так как РЖ – эмульсия несжимаемая (при отсутствии в ней нерастворенного воздуха), то величина давления, создаваемого плунжерным насосом, практически неограниченна. Она зависит от дина-

мических свойств напорных клапанов, а ограничивается прочностью гидроблоков силовых насосов СНТ 32 и СНТ 40 [6].

По данным ГП «Донгипроуглемаш» для ВНА насосных станций СНТ 32 время хода поршня  $\Delta S$  до открытия нагнетательного клапана составляет 0,09 времени одного оборота эксцентрикового вала ( $t_{\Delta S} = 0,09 \frac{60}{588} \approx 0,009 \text{ с}$ ). Давление открытия нагнетательного клапана  $P_{от} = P_c = 49,3 \text{ МПа}$  при  $P_D = 32 \text{ МПа}$ , максимальная сила давления РЖ на плунжер  $F_{max} = 78,4 \text{ кН}$ , а номинальное рабочее значение этой силы составляет

$$F_{ном} = P_n \cdot \frac{\pi d_{пл}^2}{4} = 320 \cdot 10^5 \cdot \frac{\pi \cdot 4,5^2}{4 \cdot 10^4} = 50900 \text{ Н (50,9 кН)}.$$

График сил, действующих, на КШМ при одновременной работе трех плунжеров за один оборот эксцентрикового вала показан на рис. 3.

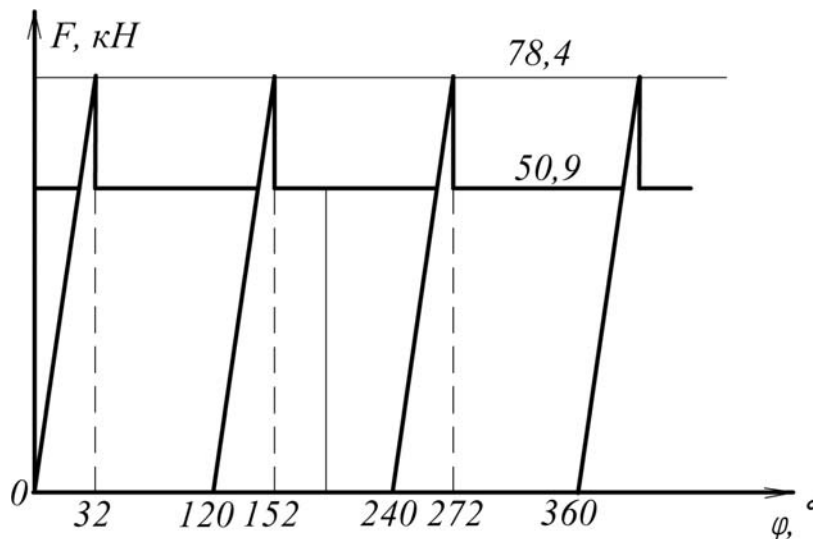


Рисунок 3. График нагрузки  $F(\varphi)$  трехплунжерного насоса

Аналогичный характер имеет диаграмма крутящего момента полезных сил сопротивления  $M_c(\varphi)$  на эксцентриковом валу с максимальными значениями  $M_{cmax} = 1210 \text{ Нм}$ , и минимальными  $M_{cmin} = 800 \text{ Нм}$ .

Из приведенных данных видно, что в приводе с КШМ насосных станций СНТ 32 в течение каждого оборота эксцентрикового вала формируются три пиковых значения силы  $F_{max} = 78,4 \text{ кН}$  на плунжерах в гидроблоках и три  $M_{cmax} = 1210 \text{ Нм}$  на эксцентриковом валу. Максимальные пиковые нагрузки в 1,54 раза превышают номинальные и в значительной мере снижают надежность гидроблоков (образование



трещин и разрушения), деталей КШМ, подверженных интенсивным вибрациям, и безопасность обслуживающего персонала [6].

Инерционность напорных клапанов обуславливает высокий коэффициент динамичности ( $K_d = F_{max} / F_{ном} = 1,54$ ) при формировании нагруженности силового насоса, его привода и клапанов и, как следствие, повышенные уровни вибрации и шума. Инерционность всасывающих клапанов определяет необходимую величину давления подпитки  $P_A \geq 0,3$  МПа, для исключения опасного явления кавитации.

В приводе трехплунжерных насосов с КШМ максимумы амплитуд первой гармоники  $\ddot{x}$  (а следовательно и  $P_n$ ) смещены по фазе на  $120^\circ$  и повторяются с частотой  $\omega^{(1)} = 61,54 \text{ с}^{-1}$ . Максимумы пиковых значений  $F_{max}$  достигаются за время открытия напорных клапанов  $t_{AS} \approx 0,009 \text{ с}$ . За это время эксцентриковый вал поворачивается на угол  $\varphi_0 \approx 32^\circ$ , что позволяет считать, маловероятным точное совпадение во времени  $P_{nmax}$  и  $F_{max}$ .

Экспериментальные исследования спектров вибраций ВНА СНТ 32 [10] подтвердили теоретический вывод о полигармоническом характере вибраций. В частотном диапазоне 0-200 Гц их можно описать математической моделью

$$x(t) = \sum_{k=1}^b a_k \cos[k(\omega_3 t + \varphi_k)], \quad k = 1, 2, 3, \dots, n \quad (18)$$

где  $b$  – число учитываемых гармоник;

$k$  – порядковый номер гармоники;

$a_k$  и  $\varphi_k$  – амплитуда и начальная фаза  $k$ -й гармоники;

$$\omega_3 = 2\pi f_1 = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{2\pi \cdot 588}{60} = 61,54 \text{ с}^{-1} \quad \text{– частота вращения эксцентрикового вала;}$$

эксцентрикового вала;

$n = 588$  об/мин – число оборотов кривошипа в минуту.

Анализ вибрационных процессов  $x(t)$ ,  $\dot{x}(t)$ ,  $\ddot{x}(t)$  показал, что спектры  $\dot{x}(t)$  и  $x(t)$  носят дискретный характер, а  $\ddot{x}(t)$  – смешанный. Наибольшие значения амплитуд виброскорости отмечены на частоте

$$f_1 = \frac{\omega_3}{2\pi} \approx 10 \text{ Гц}, \quad \text{что подтвердило теоретически установленный факт}$$

резонансных крутильных колебаний в приводе ВНА СНТ 32 [4] и СНТ 100/32 [6], в виду практического совпадения  $\omega_3$  с частотой  $K_0$  собственных колебаний электропривода (совпадение  $\omega_{\text{снт}32} = 61,5 \text{ с}^{-1}$  с  $K_{0\text{снт}32} = 60,6 \text{ с}^{-1}$ , и  $\omega_{\text{снт}100/32} = 61,8 \text{ с}^{-1}$  с  $K_{0\text{снт}100/32} = 59,1 \text{ с}^{-1}$ ).

Значительные амплитуды виброскорости на частоте около 30 Гц объясняют вибровозмущения от трех эксцентриков ( $f_2 = \frac{3\omega_3}{2\pi} = 30$  Гц), а – на частоте 60 Гц -  $\dot{x}(60)$  – изменениями дважды за цикл движения каждого блока ползун-толкатель-плунжер направления и знака инерционных сил  $P_{п1}$ , формируемых первой гармоникой  $\dot{x}^{(1)}(t)$ .

Сравнительный анализ спектров виброскорости на корпусе приводного двигателя и гидроблока силового насоса позволил установить существенную корреляционную связь между крутильными колебаниями в электроприводе и линейными (вертикальными и горизонтальными) вибрациями гидроблоков. Это важное обстоятельство позволяет сделать вывод, что резонансные режимы работы привода ВНА являются одной из основных причин повышенных виброакустических характеристик рабочих процессов насосных станций СНТ и СНД.

Этот вывод подтверждается результатами измерений вертикальных компонент виброскоростей на гидроблоках двух насосных агрегатов СНТ 32 в реальных эксплуатационных условиях в составе комплексов с крепями 2КД90, см. рис. 4 и табл. 1. Из таблицы 1 видно, что в частотном диапазоне 2÷80 Гц значительные амплитуды виброскорости соответствуют дискретным значениям частоты 10, 20, 31,5, 40 и 50 Гц и составляют от 1,9 до 18,5 мм/с. Наиболее высокие значения виброскорости зарегистрированы на резонансной частоте 10 Гц.

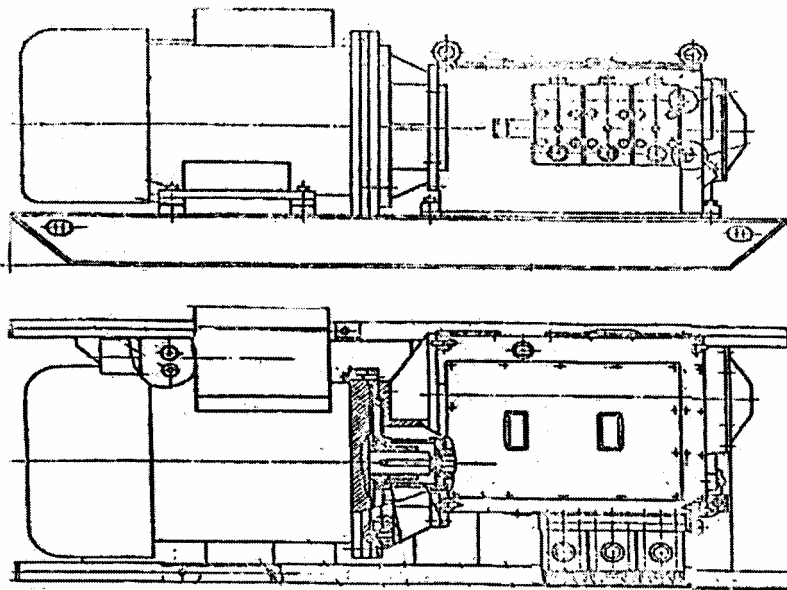


Рисунок 4. Схема расположение точек для измерений уровня вибрации насосного агрегата СНТ 32

Таблица 1. Результаты измерений виброскорости насосного агрегата СНТ 32 в точках 1, 3, 5 (измерения выполнены к.т.н. В.А.Яценко)

Диапазон 1/3 октав- ных по- лос, Гц	СНТ 32 (1-й агрегат)			СНТ 32 (2-й агрегат)		
	Точки действия вибрации на гидроблоке / Измеренные уровни вибрации на гидроблоках, мм/с					
	1	3	5	1	3	5
2,0	0,3	0,3	1,1	0	0	0,5
2,5	0,1	0,18	0,6	0,7	0,1	0,1
3,15	0,15	0,19	0,5	0,2	0	0,3
4,0	0,1	0,1	0,8	0,1	0	0,1
5,0	0,1	0,1	0,6	0,1	0	0,1
6,3	0,09	0,09	0,2	0	0	0
8,0	0,1	0,1	0,3	0	0	2,0
10,0	<b>14,2</b>	<b>17,5</b>	<b>3,6</b>	<b>10,6</b>	<b>11,8</b>	<b>18,5</b>
12,5	0,2	0,1	0	0	<b>5,0</b>	1,0
16,0	0,9	0,6	1,2	<b>7,0</b>	<b>3,0</b>	0,1
20,0	<b>10,3</b>	<b>12,3</b>	<b>14,5</b>	<b>6,1</b>	<b>5,2</b>	0,1
25,0	0,05	0,1	0	0	1,0	0,1
31,5	<b>10,7</b>	<b>9,7</b>	0,1	0	1,0	0,1
40,0	<b>7,9</b>	<b>8,1</b>	<b>8,1</b>	<b>3,0</b>	<b>4,1</b>	<b>2,1</b>
50,0	<b>8,0</b>	<b>10,0</b>	<b>8,0</b>	<b>4,0</b>	<b>4,0</b>	<b>2,1</b>
63,0	0,1	0,1	1,2	1,0	2,0	0,1
80,0	0,9	0,3	1,0	1,5	1,9	0,3

Установленные на металлических рамах ВНА современных насосных станций с двигателями мощностью от 55 кВт до 120 кВт можно отнести ко 2-му классу машин по ГОСТ ИСО 10816-1-97, см. табл. 2.

Таким образом, измеренные уровни вибрации на гидроблоках силовых насосов характеризуют технические состояния рассматриваемых ВНА, как соответствующие зонам С и D.

Следовательно, рассматриваемые насосные станции СНТ работают с повышенными уровнями вибрации, что оказывает отрицательное влияние на работу самого агрегата, создает опасные условия для работы насосной станции в целом и может привести к аварийным ситуациям в лаге.

Вибрация является основным источником шума. Поэтому необходимо в первую очередь снижать уровни вибрации, чтобы достичь более низких технически достижимых уровней шума.

По данным работы [11], машина имеет высокие показатели надежности и безопасности функционирования, если ее вибрационная мощности, излучаемая в виде воздушного шума и вибраций, не пре-

вышает  $10^{-10} \div 10^{-9}$  части номинальной мощности привода. Вместе с тем для современных машин этот показатель находится в пределах  $10^{-10} \div 10^{-4}$ .

Таблица 2. Примерные границы зон вибрационного состояния машин 2-го класса

Зоны вибрационного состояния		Примерные значения границ зон
Обозначение зоны	Характеристики вибрационного состояния машин	Средние квадратические значения виброскорости, мм/с
А	Новые машины, введенные в эксплуатацию	0,28÷1,12
В	Машины пригодные для эксплуатации без ограничения сроков	1,8÷2,8
С	Машины не пригодные для длительной непрерывной эксплуатации	4,5÷7,1
Д	Уровни вибрации могут вызывать повреждения машин	11,2÷45,0

Используя эти показатели и методику работы [12], определим акустический КПД для насосных станций СНТ и СНД:

$$\eta = \frac{N_p}{N_y},$$

где  $N_p$  – мощность, расходуемая на шум;

$$N_p = N_0 \cdot 10^{0,1 \cdot L_p}, \quad (19)$$

где  $N_0 = 10^{-12}$  Вт – пороговое значение звуковой мощности;  $L_p$  – скорректированный уровень звуковой мощности источника шума (для насосных станций СНТ и СНД, расчетные значения  $L_p = 106 \div 109$  дБА, а согласно ТУ  $L_p = 110$  дБА)

$N_y$  – установленная мощность приводного двигателя.

Из таблицы 3 следует, что расходуемая на шум и вибрацию доля мощности привода насосных станций  $\eta$  отстает от требований к малозумным машинам, характеризующих уровни их надежности и безопасности, на 7 порядков.

Приведенные расчеты подтверждают необходимость снижения вредного воздействия шума и вибрации на рабочих, а также для повышения надежности эксплуатации высоконапорных насосных агрегатов.

Таблица 3. Доля мощности привода, расходуемая на шум, и акустический КПД насосных станций

№ п/п	Тип насосной станции	Звуковая мощность, $N_p$ , кВт	Установленная мощность приводного двигателя, $N_v$	Акустический КПД
1	СНТ 32	5,01	55	$9,1 \cdot 10^{-2}$
2	СНТ100/32	4	58	$6,8 \cdot 10^{-2}$
3	СНД 100/32	5,01	60	$8,4 \cdot 10^{-2}$
4	СНД 150/40	6,31	118	$5,3 \cdot 10^{-2}$
5	СНД200/32	7,94	120(60+60)	$6,6 \cdot 10^{-2}$
6	СНД200/32-05	7,94	120(60+60)	$6,6 \cdot 10^{-2}$
7	СНД 300/40	7,94	236(118+118)	$3,4 \cdot 10^{-2}$

Допустимые значения вибрации и шума ВНА должны обеспечиваться в процессе проектирования, конструирования, изготовления и эксплуатации.

#### **Выводы и направления дальнейших исследований.**

Выполненные исследования позволяют сделать следующие выводы:

- 1) основными и постоянно действующими факторами, возбуждающими вибрации и шум являются:
  - инерционные силы  $P_n$  и  $P_v$  и момент  $M_0$ , формируемые КШМ, и полезные нагрузки  $F(\varphi)$ , обусловленные гидродинамическими процессами в силовом насосе с клапанным распределителем РЖ;
  - переходные процессы в насосном агрегате, обусловленные дискретным способом регулирования подачи по давлению в напорном трубопроводе;
  - вибрации электропривода ВНА, вызываемые электромагнитными процессами и центробежными силами инерции  $P_v$

Непосредственными источниками вибрации и шума под действием возмущающих сил являются: электродвигатель, зубчатая передача, КШМ и силовой насос (гидроблоки и клапанный распределитель);

- 2) вибрационные процессы в ВНА формируются при взаимодействии крутильных вибраций с продольными вибрациями ползунов-толкателей, плунжеров и клапанов; при совпадении (или близких значениях) собственных частот электропривода ВНА с частотой возмущений (угловой скорости эксцентрикового вала), возбуждаются резонансные крутильные колебания с повышенными амплитудами угловой скорости двигателя,

- зубчатых колес эксцентрикового вала, что ведет к росту амплитуд вибрации в сопряжениях деталей КШМ и толкателей с плунжерами, такие явления наблюдаются при использовании в ВНА насосных станций СНТ и СНД асинхронных двигателей с  $n_c=1500$  об/мин;
- 3) поскольку частоты кинематических возбуждений  $R_p$  от КШМ и силовых воздействий  $F_{max}$  от насоса практически совпадают, резонансные режимы обуславливаются этими двумя факторами, что позволяет сделать главный вывод о недопустимости резонансных явлений, являющихся одной из основных причин повышенной виброактивности ВНА;
  - 4) впервые установлены теоретически и подтверждены экспериментами параметры частотных и амплитудных спектров полигармонических вибраций ВНА насосных станций СНТ 32: частотные спектры виброскоростей и виброперемещений в частотном диапазоне 0-200 Гц являются дискретными, а спектр ускорений - смещенным. Максимальные значения виброскорости двигателя и гидроблоков насоса зарегистрированы на резонансной частоте 10 Гц (от 3,6 до 18,5 мм/с). Высокие значения  $\dot{x}$  отмечены на частотах 20, 31,5, 40, 50 и 60 Гц. Амплитуды виброперемещений на частоте 10 Гц находятся в диапазоне 239-415 мкм на одном агрегате и 320-590 мкм – на втором;
  - 5) установленные характеристики амплитудных и частотных спектров вибраций ВНА подтверждают полученные расчетом значения акустического КПД и звуковой мощности (5-8 кВт) и свидетельствуют о необходимости совершенствования динамических свойств ВНА современных насосных станций с целью повышения их надежности и безопасности эксплуатации;
  - 6) радикальными способами устранения причин повышенной виброактивности ВНА являются следующие технические решения: 1) применение для привода силового насоса электродвигателя с  $n_c = 600$  или 750 об/мин с повышенным моментом инерции ротора, что исключает возможность резонанса; 2) устранение из состава привода зубчатой передачи (активного источника вибрации и шума); 3) применение в силовом насосе малоинерционных нагнетательных клапанов и увеличенного до 5-7 числа плунжеров.

При реализации указанных предложений устраняются основные причины повышенной виброактивности ВНА : резонансные колебания в приводе и забросы давления в гидроблоках; достигается снижение в 4-6,25 раза центробежных сил инерции, а значит и существенное снижение вибрации и шума. Обоснование целесообразности и оценка эффективности реализации рекомендаций рассмотрены в работе [7].

Полученные результаты могут быть использованы при проектировании новых и совершенствовании выпускающихся насосных станций, а также при корректировке нормативных документов, определяющих требования безопасности их эксплуатации.

В дальнейшем планируется, и проводятся исследования по определению условий, исключающих возможность возникновения в ВНА параметрического резонанса.

Список источников:

1. Анохина С. А., Гуляев В. Г. Анализ и систематизация источников вибрации высоконапорных насосных агрегатов и некоторые пути снижения их виброактивности. // «Механика жидкости и газа»/ Материалы VI Международной научно-технической студенческой конференции. – Донецк: ДонНТУ, 2007. – С. 5-11.
2. Гуляев В.Г., Китаева С.А. Исследование виброактивности высоконапорных насосных агрегатов с кривошипно-шатунными механизмами в приводе // Вісті Донецького гірничого інституту, №1/2009. Донецьк, – С. 117-125.
3. Гуляев В. Г., Попов В. В., Пичка Н. Ф., Анохина С. А. Исследование кинематических и динамических характеристик центрального кривошипно-шатунного механизма и пути снижения виброактивности насосного агрегата СНТ 32 // Способы и средства создания безопасных и здоровых условий труда в угольных шахтах. Сб. Научных трудов МакНИИ. Выпуск 20. Макеевка-Донбасс – 2007. – С. 136-143.
4. 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.
5. 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.
6. Гуляев В. Г., Гуляев К. В., Китаева С. А. Динамические свойства насосных агрегатов и их влияние на надежность системы гидропривода механизированных крепей // Вісті Донецького гірничого інституту, №1'2010 - Донецьк – С. 210-218.
7. Высоконапорный насосный агрегат с пониженными уровнями вибрации и шума / В.Г. Гуляев, К.В. Гуляев, С.А. Китаева, В.И. Эренбург // Наукові праці ДонНТУ. Випуск 17(157). Серія: "Гірничо-електромеханічна". Донецьк – 2009. – С.143-152.
8. Справочник машиностроителя. Т.3. Под ред. действ.члена АН УССР С.В.Серенсена и д-ра техн. наук,проф. Н.С.Ачеркана. М.: Государственное научно-техническое издательство литературы. 1951. -1098 с.
9. Насосы. Справочное пособие. Пер. с нем. К. Бадоке. А. Градевальд, К. Хунт и др. М.: Машиностроения, 1979. – 502 с.
10. Гуляев В. Г., Яценко В.А., Анохина С. А. Экспериментальный метод определения вибрационных параметров высоконапорных насосных агрегатов для механизированных крепей

// Наукові праці ДонНТУ. Випуск 16(142). Серія: "Гірничо-електромеханічна". Донецьк – 2008. – С.97-105.

11. Артоболевский И.И., Бобровницкий Ю.И., Генкин М.Д. Введение в акустическую динамику машин // М.: Наука, 1976 – 296 с.
12. Резников И.Г., Давыдкова Н.С., Ведерников Н.И. Виброакустика – новое направление подготовки современных конструкторов горных машин. // Научные труды международной научно-технической конференции «Горное оборудование» - 2005, Донецк, 2005 – С. 71-75.

**В.Г.Гуляев, С.А.Китаева.** *Причини підвищеної віброактивності насосних станцій для механізованих кріплень і деякі шляхи їх усунення. Розкриті закономірності формування та спектральний склад вібраційних процесів, встановлені причини підвищеної віброактивності і надані рекомендації щодо їх усунення.*

**насосний агрегат, навантаження, гідроблоки, клапани, інерційність, спектр вібрації, вібраційна міцність, надійність**

**V.G. Gulyaev, S.A. Kitaeva.** *Reasons for pumping plant heightened vibro-activity for powered supports and some ways of their elimination. The regularities of forming and spectral analysis of vibration processes are revealed. The reasons for the heightened vibration activity are stated, and the recommendations on their elimination are given.*

**pump unit, loadings, hydro-blocks, valves, lag effect, vibration capacity, reliability.**

*Стаття надійшла до редколегії 07.09.2010*

*Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П.Кондрахин*

© В.Г.Гуляев, С.А.Китаева, 2010