

ОЦЕНКА ПОТЕРЬ МОЩНОСТИ В ГИДРОТРАНСПОРТНОМ КОМПЛЕКСЕ С ПЕРЕМЕННЫМ ХАРАКТЕРОМ НАГРУЗКИ

Введение. Любая электромеханическая система (ЭМС), включающая преобразователь энергии, электрический двигатель, технологический механизм, функционирует в условиях воздействия ряда факторов, изменяющихся в процессе работы и возникающих как в нормальных (эксплуатационных), так и в нештатных (аварийных) ситуациях. При этом изменяется режим работы ЭМС, характеризующийся электрическими (напряжением, током), энергетическими (мощностью, КПД) и механическими параметрами (частотой вращения, моментом), а также технологическими показателями (производительностью, давлением).

Поведение технологического комплекса полностью определяется энергетическими процессами, протекающими в отдельных элементах системы. Процессы преобразования энергии в ЭМС сложны и многообразны. Единым параметром, характеризующим любой режим сколь угодно сложной ЭМС, является мощность, которая выражается в одних и тех же метрических единицах независимо от физической природы компонент, входящих в выражения для ее определения (напряжение и ток, момент и скорость, давление жидкости и расход).

Для анализа энергетических режимов ЭМС достаточно информационным является метод мгновенной мощности, позволяющий, в отличие от интегральных оценок, наиболее полно характеризовать изменение мощности во временной области [1-4]:

$$P(t) = U(t)I(t) = \sum_{n=1}^N U_{na} \cos(n\Omega t - \varphi_n) \times \sum_{m=1}^M I_{ma} \cos(m\Omega t - \psi_m) = P_{0\Sigma} + \sum_{k=1}^K P_{ka} \cos(k\Omega t) + \sum_{k=1}^K P_{kb} \sin(k\Omega t), \quad (1)$$

где $P(t), U(t), I(t)$ – мгновенные значения сигналов мощности, напряжения и тока; $P_{0\Sigma}$ – суммарная постоянная составляющая мгновенной мощности; P_{ka} – косинусная составляющая мгновенной мощности; P_{kb} – синусная составляющая мгновенной мощности; $\Omega = 2\pi f$ – круговая частота сигнала напряжения или тока; f – частота изменения сигнала; t – время изменения сигнала; n, m – номера гармоник напряжения и тока, соответственно; N, M – число составляющих напряжения и тока; φ, ψ – фазовые углы; k – номер гармоники мощности ($k = (m \pm n)$); K – число составляющих мощности.

Условием для эффективного применения такого подхода является совокупность уравнений для мгновенной мощности в любом элементе электротехнического комплекса. Базовым уравнением баланса является равенство значений мгновенной мощности источника $P_i(t)$ и компонент мгновенной мощности на элементах, входящих в комплекс элементарных потребителей:

$$P_i(t) = \sum_{j=1}^n P_j(t), \quad (2)$$

где n – индекс соответствующего элементарного потребителя.

Анализ (1) показал, что мгновенная мощность включает в себя сумму следующих групп составляющих [3, 5]:

$$P(t) = P_0 + P_{ka_c}(t) + P_{ka_s}(t) + P_{kb_c}(t) + P_{kb_s}(t), \quad (3)$$

где P_0 – постоянная составляющая мощности; $P_{ka_c}(t), P_{kb_c}(t)$ – косинусная и синусная составляющие мгновенной мощности канонического порядка, образующиеся перемножением одночастотных компонент напряжения и тока; $P_{ka_s}(t), P_{kb_s}(t)$ – косинусная и синусная составляющие мгновенной мощности неканонического порядка, образующиеся перемножением разночастотных компонент напряжения и тока.

Переменная во времени составляющая мощности характеризует энергообменный процесс между сетью и потребителем, технологическим механизмом и двигателем. Эти процессы наиболее просты в системах одиночного электропривода. Обратный поток энергии характеризует в основном возврат энергии от механизма в питающую энергосистему. Очевидно, что переменная составляющая мощности снижает энергетическую эффективность процесса преобразования. Это обусловлено наличием накопительных устройств различного рода, позволяющих осуществлять энергообменные процессы в ЭМС.

Рассматриваемый вопрос получает приоритетное значение в задачах управления технологическим процессом или комплексом, повышения качества функционирования ЭМС, что направлено на обеспечение экономичных режимов энергопотребления и требуемой технологической надежности. В [6] показано, что предлагаемый энергетический подход с использованием составляющих мгновенной мощности позволяет выполнить оценку управляемости ЭМС, как показателя, характеризующего энергетическую реакцию объекта на изменение управляющих и возмущающих воздействий в системе в установившихся и в переходных режимах, при протекании процессов аварийного характера.

Цель работы. Разработка математического аппарата к определению потерь мощности в гидротранспортном комплексе с использованием мгновенных характеристик технологических и энергетических параметров.

Материал и результаты исследований. Применительно к гидротранспортному комплексу (ГТК), как одному из наиболее сложных и энергоемких объектов, энергетический канал которого включает различные по физической природе системы преобразования мощности (рис.1), рассматриваемые выше вопросы важны при управлении технологическими параметрами насосной установки с целью обеспечения рациональных энергетических режимов работы агрегатов; при управлении аварийными процессами, вызванными внезапным отключением насосов или резким закрытием обратных клапанов и т.п.

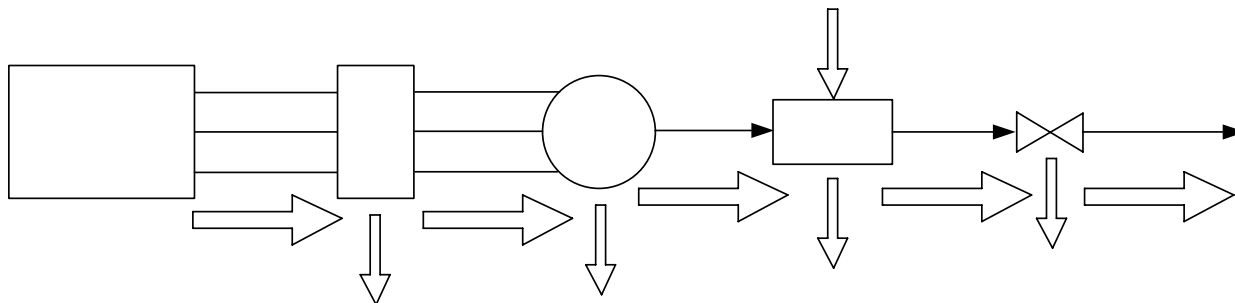


Рис.1 Структурная схема энергетического канала гидротранспортного комплекса

Для получения полной энергетической картины в насосном комплексе необходимо знать потери мощности во всех звеньях силового контура. Если для электрических двигателей этому вопросу уделено достаточно внимания [7, 8], то для других элементов рассматриваемого технологического комплекса определение потерь мощности является актуальной задачей, поскольку насосные агрегаты, трубопроводная сеть, запорно-регулирующая арматура относятся к элементам с нелинейными характеристиками, с определенными условиями срабатывания, зависящими от изменения режимов работы источников питания (насосная станция, аккумуляторная емкость) и водопотребителей (водоразборные устройства коммунального сектора, промышленных объектов), отключения и включения отдельных трубопроводов или их участков, и т.п. При этом меняются технологические и энергетические параметры ГТК (давление, частота вращения насосного агрегата, гидравлическая мощность), и, соответственно, энергетическое состояние рассматриваемой системы.

Анализ [9-11] показал, что давление в проточном тракте центробежных насосов и в трубопроводе пульсирует во времени, что может привести к сильным вибрациям трубопроводов, арматуры, насосных агрегатов, к разрушению технологического оборудования. С ростом мощности насосов пульсации давления в проточном тракте и напорном трубопроводе существенно увеличиваются. Источником пульсаций давления может быть скапливающийся в насосе или трубопроводе воздух. Параметры гидротранспортного комплекса зависят также от режима движения жидкости (ламинарного или турбулентного). При турбулентном движении частицы жидкости перемешиваются между собой и скорость в любой точке потока постоянно изменяется как по направлению, так и по величине. Таким образом, изменение технологических и энергетических параметров ГТК во времени носит переменный характер. Причем, амплитуды переменных составляющих возрастают в аварийных режимах работы (внезапном останове насоса, наличии кавитационных процессов и т.п.).

С учетом сказанного, переменный во времени характер изменения производительности (напора) в гидросистеме может быть представлен тригонометрическим рядом вида:

$$Q(t) = \sum_{k=1}^{\infty} Q_{k0} + \sum_{k=1}^{\infty} Q_{ka} \cos(k\Omega t) + \sum_{k=1}^{\infty} Q_{kb} \sin(k\Omega t), \quad (4)$$

где Q_{k0}, Q_{ka}, Q_{kb} – амплитудные значения постоянной и переменных (косинусной и синусной) составляющих производительности; k – номер гармоники.

В виду того, что гидравлическая мощность равна произведению напора и производительности $P(t) = H(t)Q(t)$, сигнал мощности также может быть описан тригонометрическим полиномом, что важно при анализе энергетических процессов и оценке потерь мощности в силовом канале насосного комплекса.

При изменении скоростного режима работы насосного агрегата, работающего на горизонтальный трубопровод постоянного сечения (рис. 2, а), его технологические параметры напор H и производительность Q также будут меняться.

Напорно-расходная характеристика насоса [12]:

$$H(t) = A_2 v^2(t) + B_2 v(t)Q(t) + C_2 Q^2(t). \quad (5)$$

Мощность, подводимая к валу насоса:

$$P_g(t) = A_3 v^2(t)Q(t) + B_3 v(t)Q^2(t) + D_3 v^3(t). \quad (6)$$

Полезная гидравлическая мощность на выходе насоса:

$$P_{пол}(t) = \frac{\rho g}{1000} (A_2 v^2(t) Q(t) + B_2 v(t) Q^2(t) + C_2 Q^3(t)), \quad (7)$$

где в выражениях (5)-(7): $A_2, B_2, C_2, A_3, B_3, D_3$ – коэффициенты аппроксимации, определяемые по паспортным характеристикам насоса; $v(t)$ – относительная частота вращения рабочего колеса насоса; ρ – плотность перекачиваемой жидкости; g – ускорение свободного падения.

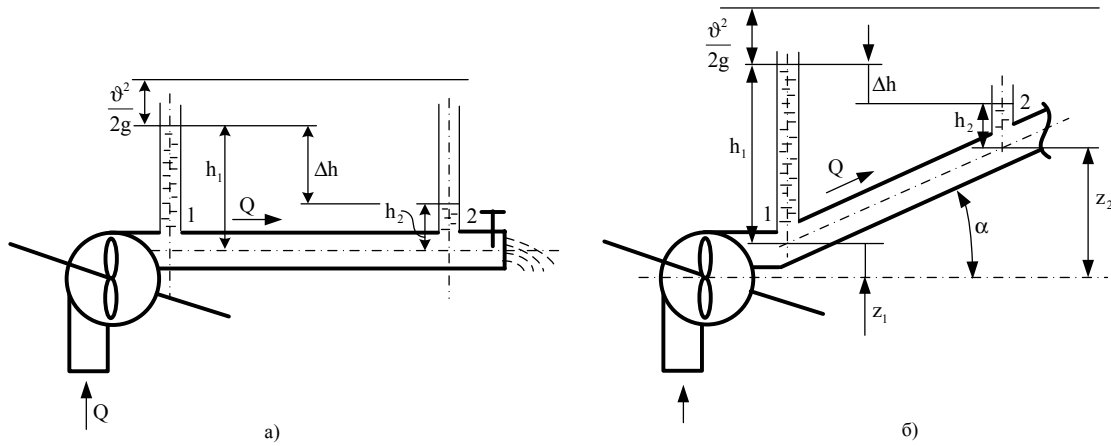


Рис. 2 Технологические схемы насосного комплекса при заполнении горизонтального а) и наклонного б) трубопровода постоянного сечения

Работа насоса на гидродинамическую сеть описывается системой уравнений вида:

$$\left. \begin{aligned} H(t) &= A_2 v^2(t) + B_2 v(t) Q(t) + C_2 Q^2(t) \\ H(t) &= H_c + R_c Q^2(t) \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

где H_c – статический напор в сети; R_c – гидравлическое сопротивление трубопровода.

Для обеспечения требуемой производительности в сети потребителя необходимо менять частоту вращения рабочего колеса насоса:

$$v(t) = \frac{-B_2 Q(t) + \sqrt{B_2^2 Q^2(t) + 4A_2 R_c Q^2(t) - 4A_2 C_2 Q^2(t) + 4A_2 H_c}}{2A_2}. \quad (9)$$

Потери мощности в насосе:

$$\Delta P_{нас}(t) = P_6(t) - P_{пол}(t)$$

или

$$\Delta P_{нас}(t) = (A_3 - A_2') v^2(t) Q(t) + (B_3 - B_2') v(t) Q^2(t) + D_3 v^3(t) - C_2' Q^3(t), \quad (10)$$

где $A_2' = A_2 \frac{\rho g}{1000}$; $B_2' = B_2 \frac{\rho g}{1000}$; $C_2' = C_2 \frac{\rho g}{1000}$.

В простейшем случае изменение производительности в насосном комплексе представим в виде:

$$Q(t) = Q_0 + \Delta Q \cos(\Omega t), \quad (11)$$

где Q_0 – постоянная составляющая сигнала производительности; ΔQ – амплитуда переменной составляющей производительности.

Тогда потери мощности в турбомеханизме:

$$\Delta P_{нас}(t) = a v^2(t) (Q_0 + \Delta Q \cos(\Omega t)) + b v(t) (Q_0 + \Delta Q \cos(\Omega t))^2 + d v^3(t) - c (Q_0 + \Delta Q \cos(\Omega t))^3, \quad (12)$$

где $a = A_3 - A_2'$; $b = B_3 - B_2'$; $d = D_3$; $c = C_2'$.

Выполнив преобразования, представим сигнал мощности в виде ряда Фурье:

$$\begin{aligned} \Delta P_{нас}(t) &= d v^3(t) + a v^2(t) Q_0 + b v(t) Q_0^2 - c Q_0^3 + \frac{b v(t) \Delta Q^2}{2} - \frac{3c Q_0 \Delta Q^2}{2} + \\ &+ \left(a v^2 \Delta Q + 2b v(t) Q_0 \Delta Q - 3c Q_0^2 \Delta Q - \frac{3c \Delta Q^3}{4} \right) \cos(\Omega t) + \\ &+ \left(\frac{b v(t) \Delta Q^2}{2} - \frac{3c Q_0 \Delta Q^2}{2} \right) \cos(2\Omega t) - \frac{c \Delta Q^3}{4} \cos(3\Omega t). \end{aligned} \quad (13)$$

Таким образом, потери мощности в насосе $\Delta P_{нас}(t)$ зависят как от начального значения производительности в трубопроводной системе, так и непосредственно от приращения производительности в заданный интервал времени, обусловленный тем или иным возмущающим фактором.

Эффективное значение потерь мощности в насосе:

$$\Delta P_{э нас} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_{нас}^2(t) dt}, \quad (14)$$

где T – период изменения сигнала.

Амплитудные значения составляющих потерь мощности:

- постоянной компоненты

$$\Delta P_{0 нас} = \frac{1}{T} \int_0^T \Delta P_{нас}(t) dt; \quad (15)$$

- гармонических составляющих

$$\Delta P_{ka нас} = \frac{2}{T} \int_0^T \Delta P_{нас}(t) \cos(k\Omega t) dt, \quad (16)$$

$$\Delta P_{kb нас} = \frac{2}{T} \int_0^T \Delta P_{нас}(t) \sin(k\Omega t) dt, \quad (17)$$

где k – номер гармоники сигнала мощности.

На рис. 3 приведены кривые изменения производительности, потерь мощности в насосе во времени и спектр амплитудных значений гармоник потерь мощности при частоте $f = 2$ Гц и амплитуде переменной составляющей $\Delta Q = 0.3Q_n$ для насосного комплекса, параметры которого приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Параметры ГТК

Производительность	$Q_n = 0.55 \text{ м}^3/\text{с}$	Коэффициенты аппроксимации	
Напор	$H_n = 100 \text{ м}$	$A_2 = 101.5$	$A_3 = 1181.818$
Частота вращения	$n_n = 980 \text{ об/мин}$	$B_2 = 10.68$	$B_3 = -619.835$
Потребляемая мощность	$P_n = 800 \text{ кВт}$	$C_2 = -83.667$	$D_3 = 150$
КПД	$\eta_n = 0.75$	Параметры трубопровода	
Номинальные потери в насосе	$\Delta P_n = 200 \text{ кВт}$	$H_c = 40 \text{ м}$	$R_c = 140 \text{ с}^2/\text{м}^5$

На рис. 4 приведены зависимости эффективного значения потерь мощности $\Delta P_{эф}$ и амплитудных значений постоянной ΔP_0 и переменной $\Delta P_1, \Delta P_2$ составляющих гармоник потерь мощности от относительного значения амплитуды переменной составляющей производительности $\Delta q = \frac{\Delta Q}{Q_0}$. Анализ полученных кривых показал,

что с ростом амплитуды переменной составляющей производительности эффективные потери мощности в насосе увеличиваются в 1,5 раза, при этом переменные составляющие потерь мощности растут еще более интенсивно. Увеличение гидравлического сопротивления в 2 раза приводит к росту потерь мощности в насосе в 1,8 раза.

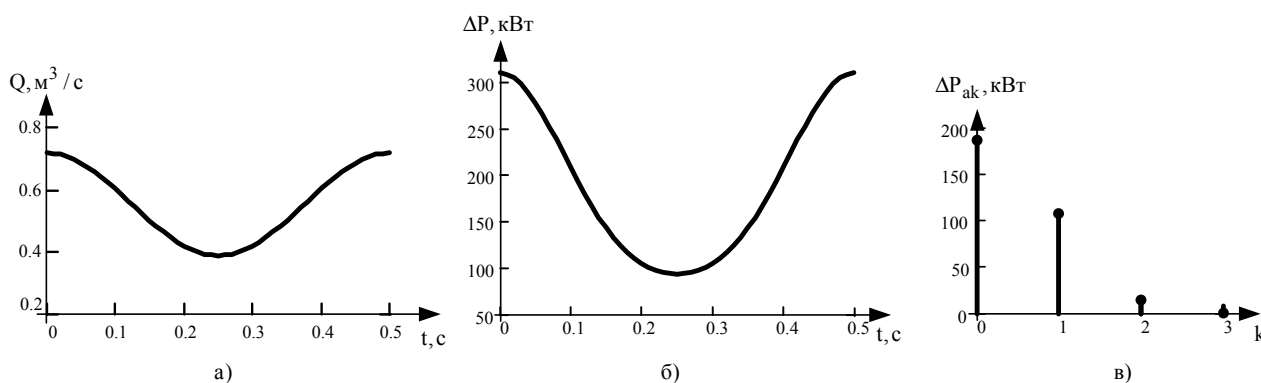


Рис. 3 Кривые изменения производительности а), потерь мощности в насосе б) во времени и спектр амплитудных значений гармоник потерь мощности в)

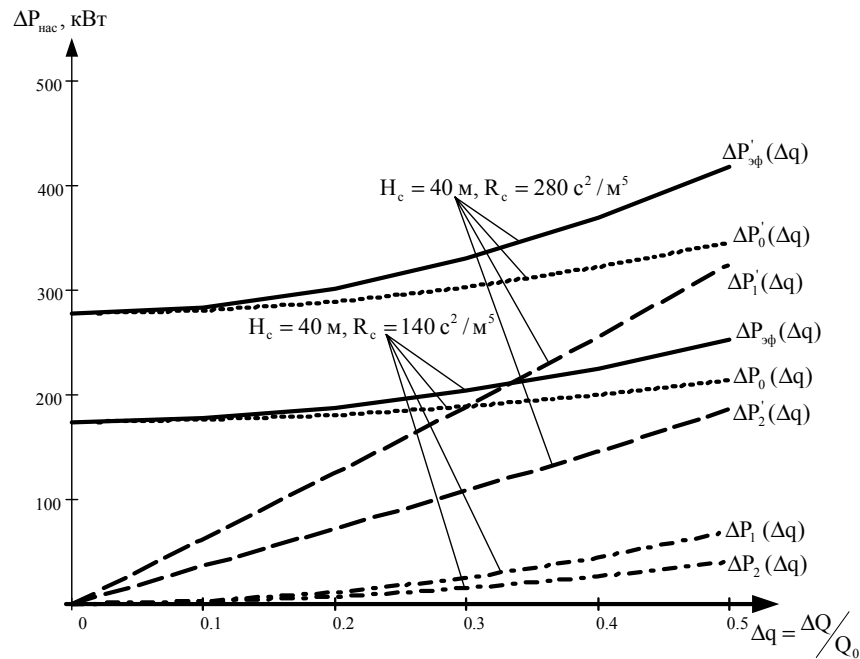


Рис. 4 Кривые изменения потерь мощности в насосе от переменной составляющей производительности

Потери мощности в трубопроводе состоят из постоянных потерь, которые обусловлены трением жидкости, и переменных потерь, связанных с изменением режима движения жидкости. При такой постановке задачи необходимо выделить два момента:

- непосредственно процесс заполнения порожнего трубопровода жидкостью;
- работа на уже заполненный трубопровод, когда режим работы потребителя обеспечивают регулированием выходных технологических параметров насосного агрегата.

Для первого случая в соответствии со вторым уравнением гидродинамики потери мощности в горизонтальном трубопроводе (рис. 2, а) включают три составляющие [13]:

$$\Delta P_{\Sigma mp}(t) = \frac{d}{dt} \left(\frac{m(t)v^2(t)}{2} \right) + \frac{d}{dt} (m(t)gh(t)) + \rho g \Delta h(t) Q(t), \quad (18)$$

где $\frac{m(t)v^2(t)}{2}$ – кинетическая энергия потока жидкости; $m(t)gh(t)$ – потенциальная энергия гидростатического давления; $\Delta h(t)Q(t)$ – потери мощности на преодоление сил сопротивления движению жидкости;

$m(t) = \rho \int Q(t) dt$ – масса жидкости, определяемая как разность расходов на входе и выходе трубопровода;

$v(t) = \frac{Q(t)}{S}$ – скорость движения жидкости; $h(t) = \frac{m(t)}{\rho S}$ – пьезометрическая высота подъема жидкости;

$\Delta h(t) = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2(t)}{2g}$ – потери напора в трубопроводе; λ – коэффициент гидравлического сопротивления; ρ – плотность жидкости; S – площадь поперечного сечения трубопровода; D – диаметр трубопровода; L – длина трубопровода.

Кинетическую составляющую энергии потока жидкости при заполнении трубопровода представим в виде:

$$\Delta W_{кин}(t) = \frac{m(t)v^2(t)}{2} = \frac{\rho Q^2(t) \int Q(t) dt}{2S^2} = \frac{\rho}{4S^2} Q^4(t). \quad (19)$$

Потенциальная энергия давления жидкости:

$$\Delta W_{ном}(t) = m(t)gh(t) = \frac{\rho g}{S} \int Q^2(t) dt = \frac{\rho g}{3S} Q^3(t). \quad (20)$$

Потери мощности на трение:

$$\Delta P_{comp}(t) = \lambda \rho \frac{L}{D} \frac{v^2(t)}{2} Q(t) = \frac{\lambda \rho L}{2DS^2} Q^3(t). \quad (21)$$

С учетом (19)-(21) потери мощности в трубопроводе:

$$\Delta P_{\Sigma mp}(t) = \frac{\rho}{S^2} Q^3(t) + \frac{\rho g}{S} Q^2(t) + \frac{\lambda \rho L}{2DS^2} Q^3(t) = \left(\frac{\rho}{S^2} + \frac{\lambda \rho L}{2DS^2} \right) Q^3(t) + \frac{\rho g}{S} Q^2(t). \quad (22)$$

Подставив $Q(t) = Q_0 + \Delta Q \cos(\Omega t)$ в (22) и выполнив преобразования, получим:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\Sigma mp}(t) = & \frac{2D\rho + \lambda\rho L}{2DS^2} Q_0^3 + \frac{6D\rho + 3\lambda\rho L}{4DS^2} Q_0\Delta Q^2 + \frac{\rho g}{S} Q_0^2 + \frac{\rho g}{2S} \Delta Q^2 + \\ & + \left(\frac{6D\rho + 3\lambda\rho L}{2DS^2} Q_0^2\Delta Q + \frac{6gD\rho + 3\lambda\rho L}{8DS^2} \Delta Q^3 + \frac{2\rho g}{S} Q_0\Delta Q \right) \cos(\Omega t) + \\ & + \left(\frac{6D\rho + 3\lambda\rho L}{4DS^2} Q_0\Delta Q^2 + \frac{\rho g}{2S} \Delta Q^2 \right) \cos(2\Omega t) + \frac{2gD\rho + \lambda\rho L}{8DS^2} \Delta Q^3 \cos(3\Omega t). \end{aligned} \quad (23)$$

При работе на уже заполненный трубопровод масса жидкости, транспортируемой по трубопроводу, величина постоянная $m = \rho V = \rho SL$. Тогда потери в трубопроводе имеют вид:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\Sigma mp}(t) = & \frac{\rho L + LgS}{S} Q_0 + \frac{\lambda\rho L}{2DS^2} Q_0^3 + \frac{3\lambda\rho L}{4DS^2} Q_0\Delta Q^2 + \\ & + \left(\frac{\rho L + LgS}{S} \Delta Q + \frac{3\lambda\rho L}{2DS^2} Q_0^2\Delta Q + \frac{3\lambda\rho L}{8DS^2} \Delta Q^3 \right) \cos(\Omega t) + \\ & + \frac{3\lambda\rho L}{4DS^2} Q_0\Delta Q^2 \cos(2\Omega t) + \frac{\lambda\rho L}{8DS^2} \Delta Q^3 \cos(3\Omega t). \end{aligned} \quad (24)$$

При напорном заполнении жидкостью наклонного трубопровода (рис. 2, б)) в выражении (18) присутствует составляющая, обусловленная потенциальной энергией положения:

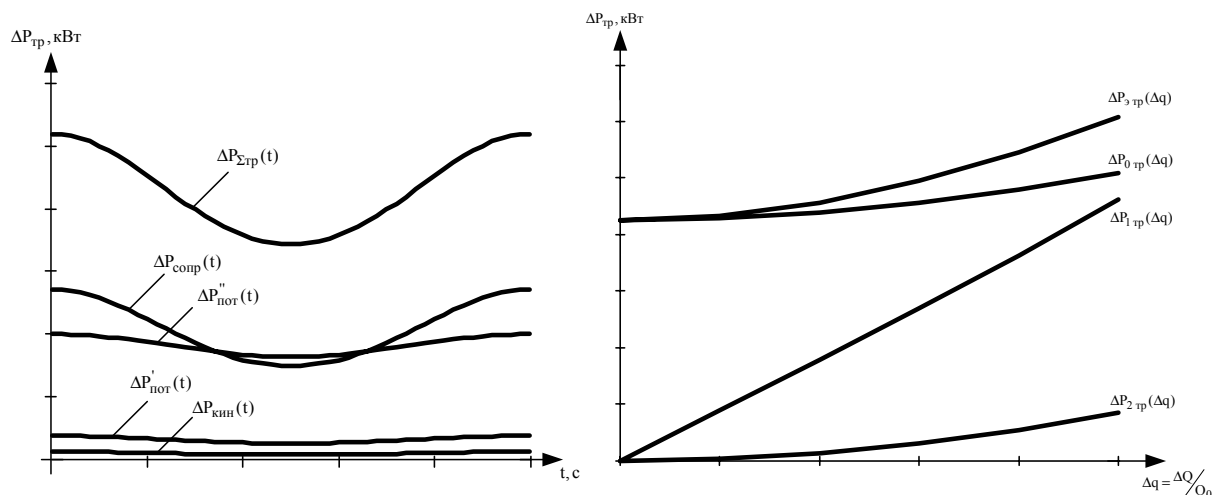
$$\Delta P_{\Sigma mp}(t) = \frac{d}{dt} \left(\frac{m(t)v^2(t)}{2} \right) + \frac{d}{dt} (m(t)gh(t)) + \frac{d}{dt} (m(t)gz) + \Delta h(t)Q(t), \quad (25)$$

где $z = L_1 \sin \alpha$ – геометрическая высота подъема массы жидкости; L_1 – длина наклонного участка трубопровода; α – угол наклона трубопровода к горизонту.

В этом случае потери мощности в трубопроводе:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\Sigma mp}(t) = & \frac{2D\rho + \lambda\rho L}{2DS^2} Q_0^3 + \frac{6D\rho + 3\lambda\rho L}{4DS^2} Q_0\Delta Q^2 + \frac{\rho g}{S} Q_0^2 + \frac{\rho g}{2S} \Delta Q^2 + gL_1 \sin(\alpha)Q_0 + \\ & + \left(\frac{6D\rho + 3\lambda\rho L}{2DS^2} Q_0^2\Delta Q + \frac{6gD\rho + 3\lambda\rho L}{8DS^2} \Delta Q^3 + \frac{2\rho g}{S} Q_0\Delta Q + gL_1 \sin(\alpha)\Delta Q \right) \cos(\Omega t) + \\ & + \left(\frac{6D\rho + 3\lambda\rho L}{4DS^2} Q_0\Delta Q^2 + \frac{\rho g}{2S} \Delta Q^2 \right) \cos(2\Omega t) + \frac{2gD\rho + \lambda\rho L}{8DS^2} \Delta Q^3 \cos(3\Omega t). \end{aligned} \quad (26)$$

На рис. 5 приведены кривые изменения потерь мощности в трубопроводе с параметрами $D = 0.5$ м, $L = 500$ м, $\lambda = 0.046$, $L_1 = 50$ м, $\alpha = 20^\circ$ от времени при частоте $f = 2$ Гц и $\Delta Q = 0.1Q_n$: $\Delta P_{\Sigma mp}(t)$ – суммарные потери мощности в трубопроводе; $\Delta P_{\text{сопр}}(t)$ – потери мощности на трение; $\Delta P'_{\text{ном}}(t)$ $\Delta P''_{\text{ном}}(t)$ – потери мощности, обусловленные потенциальной энергией гидростатического давления жидкости и положения, соответственно; $\Delta P_{\text{кин}}(t)$ – потери мощности, обусловленные кинетической энергией движения жидкости. Анализ кривых показал, что наибольший вес имеет составляющие, обусловленные трением жидкости и потенциальной энергией высотой подъема жидкости над горизонтом. В рассматриваемом случае эффективное значение суммарных потерь мощности в трубопроводе $\Delta P_{\Sigma mp} = 216.65$ кВт. На рис. 6 приведены кривые изменения потерь мощности в трубопроводе от переменной составляющей производительности. Получено, что рост амплитудного значения переменной составляющей производительности приводит к увеличению эффективного значения потерь мощности в 1.4 раза, постоянной составляющей мощности – в 1.2 раза. При этом наблюдается интенсивное нарастание переменных составляющих потерь мощности – первой и второй гармоник сигнала мощности.



300

Выводы. Доказано, что с учетом переменного во времени характера изменения производительности в насосных станциях гидравлическая мощность может быть представлена тригонометрическими рядами, включающими постоянную и переменную составляющие. Получено, что потери мощности в насосном агрегате и в трубопроводной системе зависят как от начального значения производительности, так и его приращения в последующий момент времени. Предложенный математический аппарат для оценки потерь мощности в насосе и трубопроводе различной конфигурации позволяет составить уравнения энергобаланса для всего энергетического канала преобразования мощности гидротранспортного комплекса, что особенно важно в задачах анализа энергетических режимов, оценки энергоуправляемости технологической системы, при создании энергонаблюдателей, контролирующих развитие негативных тенденций, приводящих к авариям, в вопросах идентификации технического состояния объекта.

200

ЛИТЕРАТУРА

1. Родькин Д.И. Составляющие мгновенной мощности полигармонических сигналов / Д.И. Родькин // Электротехника. – Москва, 2003. – №3. – С.38-42.
2. Тонкаль В. Е. Баланс энергий в силовых цепях / В. Е. Тонкаль, А. Е. Новосельцев., С.П. Денисюк. – К.: Наукова думка, 1992. – 312 с.
3. Родькин Д.И. Комментарий к теории энергопроцессов с полигармоническими сигналами / Д.И. Родькин // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету, 2004. – Вип.15. – С.10-18.
4. Родькин Д.И. Энергетика и информационные признаки процессов преобразования мощности / Д.И. Родькин // Проблеми створення нових машин і технологій: наукові праці КДПУ. – Кременчук: КДПУ, 2002. – Вип. 1. – С. 133-144.
5. Родькин Д. И. Декомпозиция составляющих мощности полигармонических сигналов / Родькин Д. И. // Электротехника. – 2003. – №6. – С. 34-37.
6. Коренькова Т.В. Формализация понятия управляемости в электромеханических комплексах / Т.В. Коренькова // Науково-прикладний ж-л: Проблеми сучасної електротехніки. Ч.1. – Київ: ІЕДНАНУ. – 2008. – С.75-80.
7. Ильинский Н.Ф. Энергосбережение в электроприводе / Н.Ф. Ильинский, Ю.В. Рожанковский, А.О. Горнов. – М.: Высшая школа, 1989. – 127 с.
8. Андреев В.П. Основы электропривода / В.П. Андреев, Ю.А. Сабинин. –М.: Госэнергоиздат, 1963. – 722с.
9. Карелин В.Я. Насосные станции с центробежными насосами / В.Я. Карелин, Р.А. Новодерезкин. – М.: Стройиздат, 1983. – 224 с.
10. Лопастные насосы / Под ред. Грянко Л.П., Папира А.Н. – Л.: Машиностроение, 1975. – 432 с.
11. Кавитационные автоколебания в насосных системах. Часть I. Материалы совещания. – К.: Наукова думка, 1976. – 152 с.
12. Онищенко Г. Б. Электропривод турбомеханизмов / Г. Б. Онищенко, М. Г. Юньков. - М.: Энергия, 1972. – 240 с.
13. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика / А.Д. Альтшуль, Л.С. Животовский. – М.: Стройиздат, 1987. – 414 с.

Рис. 5 Кривые изменения потерь мощности в трубопроводе от относительного изменения производительности насоса