

УДК 621.64:621.3:537

ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА С ПЕРИОДИЧЕСКИМ ИЗМЕНЕНИЕМ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

В. Г. Ковальчук, Т. В. Коренькова

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: viktorija_kovalc@mail.ru

Предложена эквивалентная схема замещения электрогидравлического комплекса с учетом кавитационных процессов в трубопроводной сети. Показано, что изменение гидравлического сопротивления трубопровода во времени, обусловленное периодическими кавитационными автоколебаниями, с достаточной степенью точности может быть представлено тригонометрическим рядом. Получено, что использование метода гармонического анализа гидравлической мощности позволяет выделить дополнительные переменные составляющие, генерируемые кавитационными явлениями, выполнить спектральный анализ энергопроцессов в гидросистеме. Разработана энергетическая модель электрогидравлического комплекса на базе уравнений энергобаланса компонент мощности между источником гидравлического питания и элементами гидравлической системы. Отмечено, что решение полученной системы идентификационных уравнений позволяет определить параметры электрогидравлического комплекса при воздействии нелинейных гидродинамических процессов в трубопроводе.

Ключевые слова: электрогидравлический комплекс, энергетические процессы, гидравлическая мощность, кавитационные автоколебания.

ЕНЕРГЕТИЧНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНОГО КОМПЛЕКСУ З ПЕРІОДИЧНОЮ ЗМІНОЮ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

В. Г. Ковальчук, Т. В. Коренькова

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: viktorija_kovalc@mail.ru

Запропоновано еквівалентну схему заміщення електрогидравлічного комплексу з урахуванням кавітаційних процесів у трубопровідній мережі. Показано, що зміна гідравлічного опору трубопроводу в часі, зумовлена періодичними кавітаційними автоколиваннями, з достатнім ступенем точності може бути описана тригонометричним рядом. Отримано, що використання методу гармонічного аналізу гідравлічної потужності дозволяє виділити додаткові змінні складові, що генеруються кавітаційними явищами, виконати спектральний аналіз енергопроцесів у гідросистемі. Розроблено енергетичну модель електрогидравлічного комплексу на базі рівнянь енергобалансу компонент потужності між джерелом гідравлічного живлення та елементами гідравлічної системи. Відмічено, що вирішення отриманої системи ідентифікаційних рівнянь дозволяє визначити параметри електрогидравлічного комплексу при впливі нелінійних гідродинамічних процесів у трубопроводі.

Ключові слова: електрогидравлічний комплекс, енергетичні процеси, гідравлічна потужність, кавітаційні автоколивання.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Регулирование режимов работы электрогидравлического комплекса (ЭГК), включение/выключение насосных агрегатов или отдельных участков трубопровода, срабатывание запорно-регулирующей арматуры, изменение термодинамических свойств транспортируемой жидкости сопровождается развитием нестационарных гидродинамических процессов: пульсаций напора, гидравлических ударов, кавитационных колебаний и т.п. [1–3].

Одними из наиболее негативных по последствиям процессов являются кавитационные явления, характеризующиеся периодическим образованием и схлопыванием полостей, заполненных паром или газом [3–10]. Интерес исследователей к данному вопросу обусловлен разнообразием паро- и газожидкостных смесей в природе и их интенсивным использованием в теплотехнике, гидродинамике и т.п. Пузырьковая жидкость является распространенной рабочей средой в химической, нефтегазодобывающей, горнодобывающей и других отраслях промышленности [3, 5, 10].

Причинами возникновения кавитационных пу-

зырьков в потоке жидкости являются местное понижение давления в жидкости (ниже давления насыщенных паров), рост температуры перекачиваемой рабочей среды, наличие местных сопротивлений в трубопроводной сети, недостаточный подпор на всасе насосного агрегата [1–6].

Кавитационные процессы могут развиваться в рабочих колесах, всасывающих и напорных патрубках насосов, в местах сужения и поворота трубопроводной сети, в сифонных трубопроводах [1, 3–5].

Определяющим механизмом при распространении волн давления в газо- и парожидкостных смесях является диссипация энергии кавитационной волны из-за неравномерного теплообмена между газом в пузырьках и жидкостью [3–5]. Нелинейные гидродинамические волны могут как затухать, так и усиливаться в результате выделения и рассеивания тепловой энергии, изменения фазового состояния жидкости. Важно отметить, что разрушение кавитационных каверн сопровождается выделением энергии жидкости в значительных объемах, приводящей к повышению температуры в рабочем колесе насоса или в потоке жидкости, периодическим автоколеба-

ням напора и расхода, эрозийному разрушению материала, изменению параметров (КПД, гидравлических сопротивлений) насоса и гидросети [3, 5–8].

Анализ [3, 5, 8] показал, что кавитация в центробежных насосных агрегатах характеризуется наличием колебаний технологических параметров с частотой 0,1–300 Гц в зависимости от величины входного давления, количества перекачиваемой жидкости через насос, угла установки лопастей, частоты вращения рабочего колеса насоса. При этом амплитуда пульсаций давления и расхода в 2–2,5 раза превышает действующие значения этих параметров, а потери мощности на кавитацию достигают до 30 % установленной мощности электропривода насоса.

Одним из последствий развития кавитации в насосном агрегате является возникновение шума и вибрации, сопровождающихся появлением высокочастотных (400–450 Гц) составляющих в сигнале крутящего момента на валу центробежного насоса [9].

Возникновение кавитационных процессов на местных сопротивлениях трубопровода приводит к появлению кавитационного шума с частотным диапазоном от 200 Гц до 3 МГц [10].

Кавитационные процессы, сопровождающиеся изменением нагрузочного режима в гидросистеме, напрямую связаны с энергетическими параметрами работы электрогидравлического оборудования: электрической мощностью, подводимой к статорным обмоткам двигателя, механической мощностью на валу насосного агрегата, гидравлическими мощностями на выходе насоса, на участках трубопровода и у потребителя [11].

Применение метода гармонического анализа сигналов мощности позволяет выполнить оценку энергетических процессов в ЭГК при периодическом изменении напора и расхода, вызванных кавитационными процессами в гидросистеме, получить среднее, среднеквадратическое значение мощности, потери мощности на элементах технологического комплекса [11]. При этом в основе анализа процессов энергопреобразования в ЭГК должны лежать уравнения баланса мощностей между источником питания и элементами гидросистемы вне зависимости от физической природы рассматриваемых процессов [11–13]. Составление уравнений баланса гармонических составляющих мощности между источником и элементами ЭГК позволяет выполнять анализ энергопроцессов в технологическом комплексе, а также решать задачи идентификации

параметров гидросистемы в эксплуатационных и аварийных режимах [13–15].

Целью работы является математическая формализация энергопроцессов в электрогидравлическом комплексе с периодическим изменением технологических параметров на базе гармонического анализа сигналов мощности.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ.

А. Разработка и исследование эквивалентной схемы замещения ЭГК с учетом периодических нелинейных процессов

При представлении ЭГК эквивалентной схемой замещения использован метод четырехполюсников, базирующийся на принципах электрогидравлической аналогии, где основные электрические уравнения переведены в соответствующие гидравлические соотношения [16, 17]. На рис. 1 приведена эквивалентная электрическая схема замещения ЭГК, включающая: регулируемый по скорости насосный агрегат, трубопроводную сеть, представленную тремя последовательно включенными участками, потребитель, установленный в конце трубопроводной сети. Участки трубопроводной сети представлены RLC -цепочками, учитывающими потери напора по длине, инерционные потери и сжимаемость транспортируемой среды. Изменение гидравлического сопротивления гидросети, обусловленное возникновением периодических кавитационных автоколебаний, описывается введением нелинейного активного сопротивления.

На схеме (рис. 1) приняты следующие обозначения: $H_0 v^2(t)$ – источник гидравлического питания; $v(t)$ – относительная частота вращения насосного агрегата; H_{st} – источник статического противодействия; $R_p, R_{net1}, R_{net2}, R_{net3}, R_{con}$ – активные гидравлические сопротивления насоса, участков трубопровода и потребителя соответственно; $R_{kav}(t) = K_{kav} V_{kav}(t)$ – нелинейное гидравлическое сопротивление, обусловленное кавитационными автоколебаниями; $L_{net1}, L_{net2}, L_{net3}$ – индуктивные сопротивления участков трубопровода соответственно; $C_{net1}, C_{net2}, C_{net3}$ – емкостные сопротивления участков трубопровода соответственно; $Q_p(t), Q_{net2}(t), Q_{net3}(t), Q_{con}(t)$ – расход на выходе

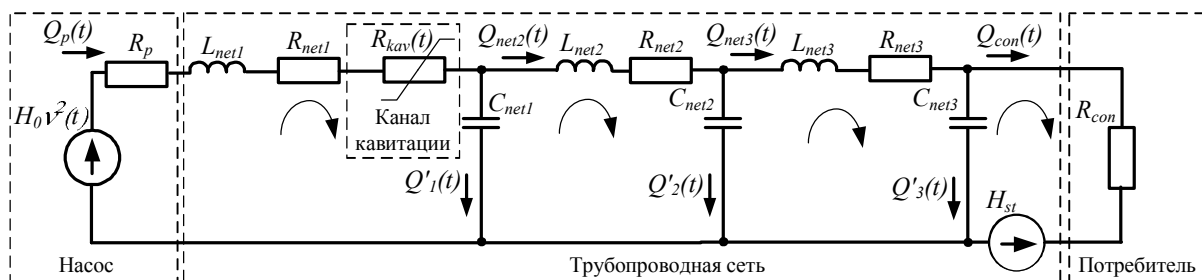


Рисунок 1 – Эквивалентная электрическая схема замещения электрогидравлического комплекса

насоса, на участках трубопровода и у потребителя соответственно; $Q_1'(t)$, $Q_2'(t)$, $Q_3'(t)$ – утечки расхода на соответствующих участках трубопровода.

Возникновение кавитационных процессов приводит к образованию кавитационных камер – полостей, заполненных паром или газом, характеризующихся определенной длиной l_{kav} , объемом $V_{kav} = l/T_{kav} \int_0^T (Q_{net}(t) - Q_p(t)) dt$ и периодом пульсаций $T_{kav} = V_{kav} \gamma / G$ (рис. 2), где $Q_p(t)$, $Q_{net}(t)$ – расход на выходе насоса и в трубопроводной сети соответственно; G – весовой расход жидкости; γ – удельный вес жидкости [3–5, 17].

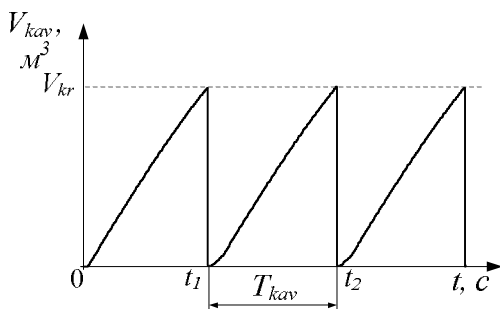


Рисунок 2 – Кривая изменения объема кавитационной камеры

На основании экспериментальных исследований кавитационных автоколебаний, выполненных в работах [3–5], на одном периоде T_{kav} кавитации можно выделить две составляющие: время роста (момент времени t_1 , рис. 2) и схлопывания (момент времени t_2 , рис. 2) пузырьков газа при достижении критического объема V_{kav} камеры. Такой вид кривой изменения объема кавитационной камеры, в свою очередь, приводит к периодическому изменению гидравлического сопротивления трубопровода,

с достаточной степенью точности описываемого тригонометрическим рядом вида [18]

$$R_{kav}(t) = a_0 + a_1 \sin(\Omega_{kav} t) + a_2 \sin(2\Omega_{kav} t) + a_3 \sin(3\Omega_{kav} t), \quad (1)$$

где a_0, a_1, a_2, a_3 – коэффициенты тригонометрического ряда; $\Omega_{kav} = 2\pi f_{kav}$ – круговая частота; $f_{kav} = 1/T_{kav}$ – частота кавитационных автоколебаний.

Для приведенной схемы замещения ЭГК (рис. 1) справедлива система уравнений баланса напоров и расходов в гидротранспортной системе (табл. 1).

Решение системы (2) позволило определить напор и расход в любой точке гидросети, потери напора на элементах ЭГК при различных параметрах потребителя, регулировании расхода изменением частоты вращения рабочего колеса насоса, периодическом характере изменения технологических параметров.

Исследование динамических характеристик выполнено на базе математической модели ЭГК, структурная схема которой приведена на рис. 3.

Кривые изменения напора и производительности насосной установки с номинальными параметрами $P_n = 200$ кВт, $\omega_n = 154,9$ с⁻¹, $Q_p = 0,002$ м³/с, $H_0 = 18$ м, $H_p = 4,7$ м и параметрами трубопроводной сети $d = 0,04$ м, $l = 6$ м приведены на рис. 4, 5.

В момент времени $t = 2$ с насосный агрегат достигает рабочих значений напора и производительности; при $t = 5$ с происходит снижение напора на выходе насоса, что сопровождается возникновением кавитационных процессов в гидросети. Получено, что развитие кавитационных автоколебаний в трубопроводной сети с частотой $f_{kav} = 3,2$ Гц приводит к периодическому изменению напора и производительности с амплитудой колебаний 10–15 % от среднего значения этих параметров.

Таблица 1 – Уравнения баланса напоров и расходов в ЭГК

Аналитическое описание схемы замещения ЭГК	
$\left. \begin{aligned} H_0 v^2(t) &= R_p Q^2(t) + R_{net1} Q^2(t) + R_{kav}(t) Q^2(t) + L_{net1} d(Q_p(t))/dt + 1/C_{net1} \int_0^T Q_1'(t) dt; \\ 0 &= R_{net2} Q_2^2(t) + L_{net2} d(Q_2(t))/dt + 1/C_{net2} \int_0^T Q_2'(t) dt - 1/C_{net1} \int_0^T Q_1'(t) dt; \\ 0 &= R_{net3} Q_3^2(t) + L_{net3} d(Q_3(t))/dt + 1/C_{net3} \int_0^T Q_3'(t) dt - 1/C_{net2} \int_0^T Q_2'(t) dt; \\ 0 &= H_{st} + R_{con} Q_{con}(t) - 1/C_{net3} \int_0^T Q_3'(t) dt; \\ Q_p(t) &= Q_{con}(t) + Q_1'(t) + Q_2'(t) + Q_3'(t). \end{aligned} \right\} \quad (2)$	

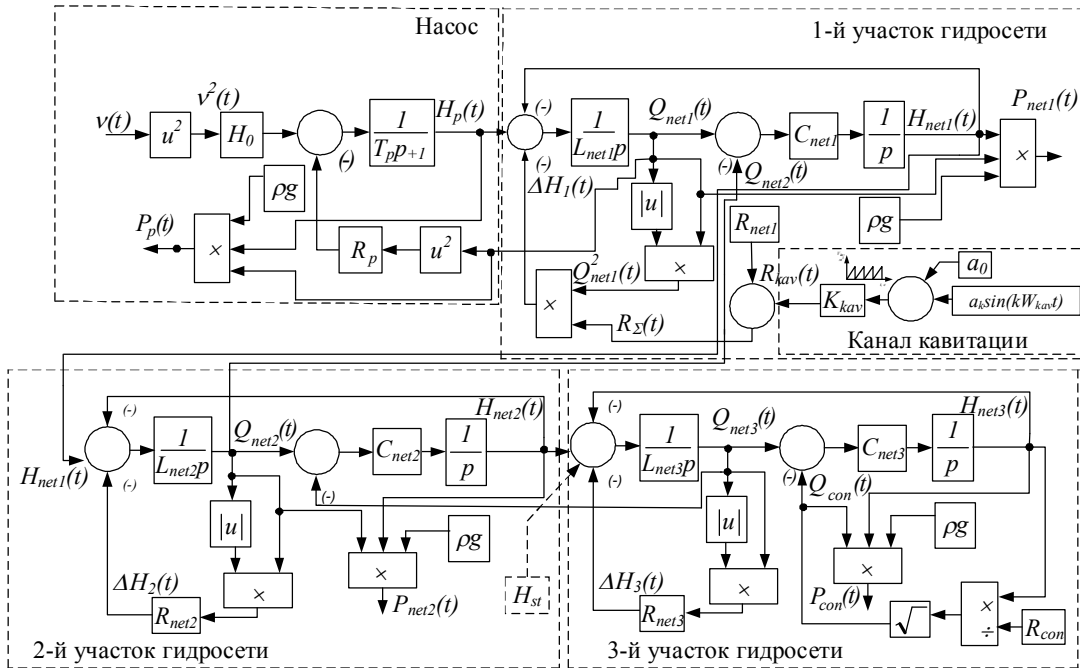


Рисунок 3 – Математическая модель электрогидравлического комплекса с учетом нелинейных гидродинамических процессов в трубопроводной сети

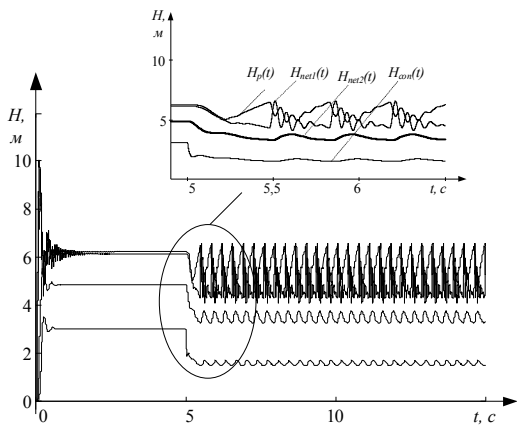


Рисунок 4 – Кривые изменения напора на участках трубопроводной сети

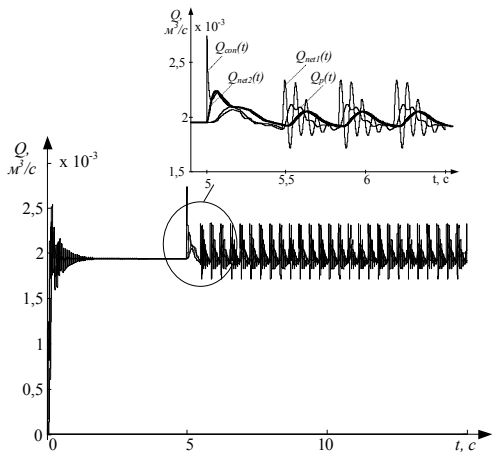


Рисунок 5 – Кривые изменения производительности на участках трубопроводной сети

В. Разработка энергетической модели ЭГК

На рис. 6 приведена схема распределения потерь мощности в энергетическом канале ЭГК, содержащем: источник гидравлического питания, непосредственно потребитель гидравлической мощности и канал передачи мощности потребителю, включающий потери гидравлической мощности на выходе насоса, участках трубопровода, потери на кавитацию и на преодоление статического противодействия.

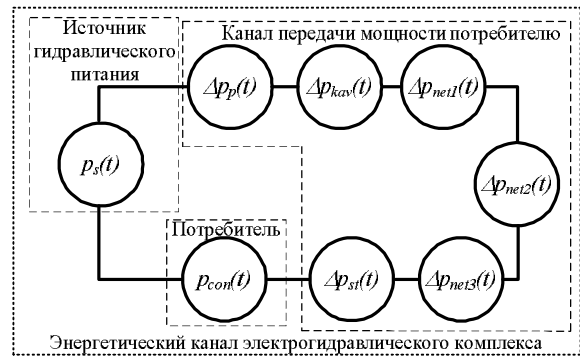


Рисунок 6 – Схема распределения потерь мощности в энергетическом канале ЭГК

Энергетическая модель представлена уравнением энергобаланса вида

$$p_s(t) = \Delta p_p(t) + \Delta p_{net1}(t) + \Delta p_{kav}(t) + \Delta p_{net2}(t) + \Delta p_{net3}(t) + \Delta p_{st}(t) + p_{con}(t), \quad (3)$$

где $p_s(t)$ – мощность на выходе гидравлического источника; $\Delta p_p(t)$ – потери мощности на выходе насосного агрегата; $\Delta p_{kav}(t)$ – потери гидравлической

скої потужності на кавітацію; $\Delta p_{net1}(t)$, $\Delta p_{net2}(t)$, $\Delta p_{net3}(t)$ – втрати потужності на першому, другому і третьому ділянках відповідно; $\Delta p_{st}(t)$ – втрати гідравлічної потужності на подолаття статического протидавлення; $\Delta p_{con}(t)$ – гідравліческа потужність у потребиеля.

Изменение гідравліческого сопротивлення трубопровода вследствие развития кавітационных автоколебаний приводит к формированию производительности на выходе насосного агрегата как функции времени:

$$Q(t) = Q_0 + Q_m \sin(\Omega_{kav}t - \varphi_{kav}) = Q_0 + Q_a \cos(\Omega_{kav}t) + Q_b \sin(\Omega_{kav}t), \quad (4)$$

где Q_0, Q_m – амплитудные значения постоянной и переменной составляющих сигнала производительности соответственно, м³/с; Q_a, Q_b – ортогональные косинусная и синусная составляющие сигнала производительности соответственно, м³/с; φ_{kav} – угол сдвига сигнала производительности.

Используя математический метод гармонического анализа на базе рядов Фурье [18], кривые гідравліческой потужності на элементах насосного комплекса можно представить суммой постоянной и гармонических (косинусной и синусной) компонент [11–13].

Так, мощность на выходе источника гідравліческого питания:

$$P_s(t) = H_0 v^2 Q_p(t) = H_0 v^2 (Q_{p0} + Q_{pa} \cos(\Omega_{kav}t) + Q_{pb} \sin(\Omega_{kav}t)) = P_{s0} + P_{s1a} \cos(\Omega_k t) + P_{s1b} \sin(\Omega_k t), \quad (5)$$

где $P_{s0} = H_0 Q_{p0}$ – постоянная составляющая мощности на выходе источника гідравліческого питания; $P_{s1a} = H_0 Q_{pa}$, $P_{s1b} = H_0 Q_{pb}$ – косинусная и синусная составляющие первой гармоники мощности источника гідравліческого питания соответственно; $\Omega_k = 2\Omega_{kav}$ – круговая частота мощности источника гідравліческого питания.

Потери мощности на активном сопротивлении насоса:

$$\Delta p_p(t) = R_p Q_p^3(t) = R_p (Q_0 + Q_a \cos(\Omega_{kav}t) + Q_b \sin(\Omega_{kav}t))^3 = P_{Rp0} + P_{Rp1a} \cos(\Omega_k t) + P_{Rp1b} \sin(\Omega_k t) + P_{Rp2a} \cos(2\Omega_k t) + P_{Rp2b} \sin(2\Omega_k t) + P_{Rp3a} \cos(3\Omega_k t) + P_{Rp3b} \sin(3\Omega_k t). \quad (6)$$

Потери гідравліческой мощности на i -том участке трубопровода:

$$\Delta p_{neti} = \Delta p_{Rneti}(t) + \Delta p_{Lneti}(t) + \Delta p_{Cneti}(t), \quad (7)$$

где втрати потужності на активном сопротивлении участка трубопровода

$$\Delta p_{Rneti}(t) = R_{neti} Q_{neti}^3(t) = R_{neti} (Q_0 + Q_a \cos(\Omega_{kav}t) + Q_b \sin(\Omega_{kav}t))^3 = P_{Rneti0} + P_{Rneti1a} \cos(\Omega_k t) + P_{Rneti1b} \sin(\Omega_k t) + P_{Rneti2a} \cos(2\Omega_k t) + P_{Rneti2b} \sin(2\Omega_k t) + P_{Rneti3a} \cos(3\Omega_k t) + P_{Rneti3b} \sin(3\Omega_k t); \quad (8)$$

втрати потужності на індуктивном сопротивлении участка трубопровода

$$\Delta p_{Lneti}(t) = L_{neti} Q_{neti}(t) d(Q_{neti}(t))/dt = L_{neti} (Q_0 + Q_a \cos(\Omega_{kav}t) + Q_b \sin(\Omega_{kav}t)) \times (-Q_a \Omega_{kav} \sin(\Omega_{kav}t) + Q_b \Omega_{kav} \cos(\Omega_{kav}t)) = P_{Lneti1a} \cos(\Omega_k t) + P_{Lneti1b} \sin(\Omega_k t) + P_{Lneti2a} \cos(2\Omega_k t) + P_{Lneti2b} \sin(2\Omega_k t); \quad (9)$$

втрати потужності на емкостном сопротивлении участка трубопровода

$$\Delta p_{Cneti}(t) = Q_{neti}(t)/C_{neti} \int_0^T Q_{neti}(t) dt = (Q_0 + Q_a \cos(\Omega_{kav}t) + Q_b \sin(\Omega_{kav}t)) \times (Q_0 + (Q_a/\omega) \sin(\Omega_{kav}t) + (Q_b/\omega) \cos(\Omega_{kav}t)) = P_{Cneti1a} \cos(\Omega_k t) + P_{Cneti1b} \sin(\Omega_k t) + P_{Cneti2a} \cos(2\Omega_k t) + P_{Cneti2b} \sin(2\Omega_k t). \quad (10)$$

Потери гідравліческой мощности, расходуемой на преодоление протидавления в трубопроводной сети:

$$\Delta p_{st}(t) = H_{st} Q_{con}(t) = H_{st} (Q_{p0} + Q_{pa} \cos(\Omega_{kav}t) + Q_{pb} \sin(\Omega_{kav}t)) = P_{st0} + P_{st1a} \cos(\Omega_k t) + P_{st1b} \sin(\Omega_k t). \quad (11)$$

Мгновенная гідравліческа потужність потребиеля:

$$P_{con}(t) = R_{con} Q_{con}^3(t) = R_{con} (Q_0 + Q_a \cos(\Omega_{kav}t) + Q_b \sin(\Omega_{kav}t))^3 = P_{con0} + P_{con1a} \cos(\Omega_k t) + P_{con1b} \sin(\Omega_k t) + P_{con2a} \cos(2\Omega_k t) + P_{con2b} \sin(2\Omega_k t) + P_{con3a} \cos(3\Omega_k t) + P_{con3b} \sin(3\Omega_k t). \quad (12)$$

Потери мощности, обусловленные кавітационными автоколебаниями:

$$P_{kav}(t) = R_{kav}(t) Q^2(t) = (a_0 + a_1 \sin(\Omega_{kav}t) + a_2 \sin(2\Omega_{kav}t) + a_3 \sin(3\Omega_{kav}t)) \times (Q_0 + Q_a \cos(\Omega_{kav}t) + Q_b \sin(\Omega_{kav}t)) = P_{kav0} + P_{kav1a} \cos(\Omega_k t) + P_{kav1b} \sin(\Omega_k t) + P_{kav2a} \cos(2\Omega_k t) + P_{kav2b} \sin(2\Omega_k t) + P_{kav3a} \cos(3\Omega_k t) + P_{kav3b} \sin(3\Omega_k t) + P_{kav4a} \cos(4\Omega_k t) + P_{kav4b} \sin(4\Omega_k t) + P_{kav5a} \cos(5\Omega_k t) + P_{kav5b} \sin(5\Omega_k t). \quad (13)$$

При этом в выражениях (6)–(13) приняты следующие обозначения: $P_{Rneti0}, P_{st0}, P_{kav0}, P_{con0}$ –

постоянные составляющие потерь мощности на активном сопротивлении насоса, на преодоление статического противодавления, на кавитацию и мощности потребителя соответственно; $P_{R_p ka}, P_{R_p kb}, P_{R_{neti} ka}, P_{R_{neti} kb}, P_{L_{neti} ka}, P_{L_{neti} kb}, P_{C_{neti} ka}, P_{C_{neti} kb}, P_{st ka}, P_{st kb}, P_{kav ka}, P_{kav kb}, P_{con ka}, P_{con kb}$ – косинусные и синусные составляющие k -той гармоники потерь мощности на активном сопротивлении насоса, участка трубопровода, на индуктивном и емкостном сопротивлении трубопровода, на преодоление статического противодавления, на кавитацию и мощности потребителя соответственно.

Составляющие постоянной и переменной компонент в выражениях (6)–(13) получены путем умножения исходного сигнала производительности на значения соответствующих параметров элементов схемы замещения.

Представление гидравлической мощности тригонометрическим рядом позволило выделить переменную составляющую в сигнале мощности, получить ее частотные характеристики (амплитудный и фазовый спектры) при периодическом изменении напора и производительности в гидросети.

Кривые изменения гидравлической мощности на элементах силового канала ЭГК при развитии кавитационных колебаний приведены на рис. 7.

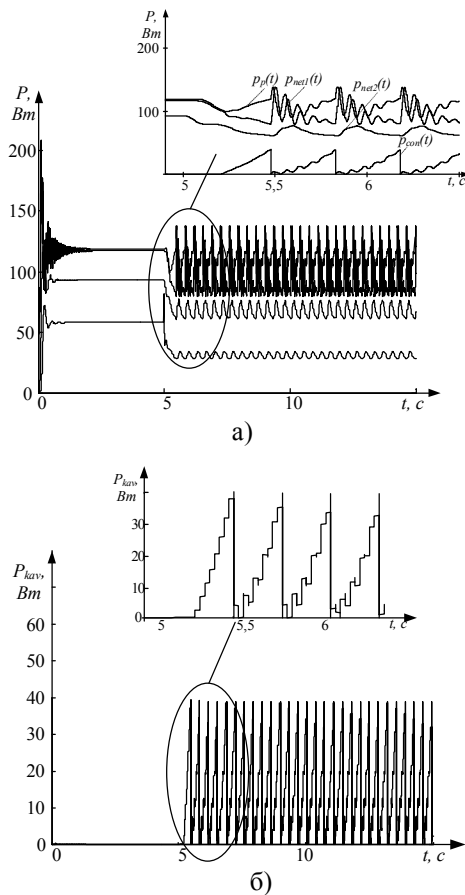


Рисунок 7 – Кривые изменения мощности, потерь мощности на элементах ЭГК (а) и потерь мощности на кавитацию (б)

Получено, что развитие кавитационных процессов на выходе первого участка трубопровода сопровождается наличием потерь мощности, составляющих 17 % от мощности, потребляемой насосом. Получено, что кавитационные автоколебания приводят к появлению переменной составляющей в сигналах мощности на элементах ЭГК, амплитуда колебания которых достигает до 15 % от номинального значения.

Частотный анализ сигнала гидравлической мощности на выходе первого участка (рис. 8) показал, что развитие кавитационных процессов приводит к появлению гармонических составляющих в амплитудном спектре порядка 1–10, доля которых составляет 37 % от постоянной составляющей сигнала мощности.

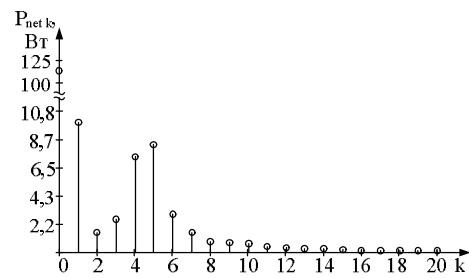


Рисунок 8 – Амплитудный спектр гидравлической мощности при возникновении кавитации

С. Определение параметров ЭГК на базе энергетической модели ЭГК

Предложенная энергетическая модель может лежать в основе решения задачи идентификации параметров ЭГК: сопротивлений насоса и участков гидросети при развитии нелинейных гидродинамических процессов в трубопроводе [11–13]. Для определения параметров ЭГК в соответствии с общим уравнением энергобаланса (3) составлены уравнения энергобаланса для отдельных компонент гидравлической мощности между источником и элементами ЭГК.

Так, для ЭГК, представленного простейшей схемой замещения, включающей насос, один участок трубопроводной сети и потребитель, уравнения энергобаланса для компонент гидравлической мощности при периодическом изменении производительности (4), имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} P_{s0} &= P_{st0} + P_{R_p0} + P_{R_{net}0} + P_{L_{net}0} + P_{C_{net}0}; \\ P_{s1a} &= P_{st1a} + P_{R_p1a} + P_{R_{net}1a} + P_{L_{net}1a} + P_{C_{net}1a}; \\ P_{s1b} &= P_{st1b} + P_{R_p1b} + P_{R_{net}1b} + P_{L_{net}1b} + P_{C_{net}1b}; \\ 0 &= P_{R_p2a} + P_{R_{net}2a} + P_{L_{net}2a} + P_{C_{net}2a}; \\ 0 &= P_{R_p2b} + P_{R_{net}2b} + P_{L_{net}2b} + P_{C_{net}2b}; \\ 0 &= P_{R_p3a} + P_{R_{net}3a}; \\ 0 &= P_{R_p3b} + P_{R_{net}3b}. \end{aligned} \right\} (14)$$

Анализ показал, что число полученных идентификационных уравнений может быть больше числа

неизвестных параметров схемы замещения ЭГК. В таком случае для нахождения N неизвестных параметров схемы используются N первых уравнений идентификационной системы (14), которые отображают картину энергобаланса между наиболее весомыми составляющими гидравлической мощности ЭГК.

Такой подход позволил определить параметры схемы замещения ЭГК:

– активное сопротивление ЭГК, состоящее из сопротивления насоса, участка трубопровода и потребителя:

$$R_{\Sigma} = R_p + R_{net} + R_{con} = [2H_0 - 2H_{st} - 2Q_0/C] / [2Q_0^2 + 3Q_a + 3Q_b];$$

– индуктивное сопротивление трубопровода:

$$L_{net} = [H_0 Q_a - H_{st} Q_b - R_{\Sigma} \times (3Q_b Q_0 + 3Q_a Q_b^2/4 + 3Q_a^3/4) + Q_0 Q_b / C\omega - Q_0 Q_a / C] / \omega Q_0 Q_b;$$

– емкостное сопротивление трубопровода:

$$C_{net} = [H_0 Q_b - H_{st} Q_a - R_{\Sigma} \times (3Q_b Q_0^2 + 3Q_a Q_b^2/4 + 3Q_b^3/4) - Q_0 Q_a / C\omega - Q_0 Q_b / C] / \omega Q_0 Q_a.$$

В реальных условиях активные сопротивления насоса, трубопровода и потребителя зависят от изменения производительности в гидросистеме [20]. Определение активных сопротивлений на каждом из элементов ЭГК приводит к увеличению количества неизвестных параметров схемы замещения и росту составляющих, входящих в систему (14).

При работе ЭГК на трубопроводную сеть большой протяженности, включающей i -тое количество участков трубопровода, необходимо оперировать большим количеством уравнений энергобаланса для компонент гидравлической мощности, что возможно путем формирования на вход системы тестового гармонического воздействия определенной амплитуды и частоты [11, 20].

ВЫВОДЫ. Показано, что представление электрогидравлического комплекса эквивалентной электрической схемой замещения позволило определить напор и расход в любой точке системы, потери напора на элементах ЭГК при развитии кавитационных автоколебаний в трубопроводной сети.

Предложена энергетическая модель электрогидравлического комплекса в форме уравнений баланса гармонических составляющих гидравлической мощности между источником питания и элементами гидросистемы при периодическом изменении технологических параметров. Такой подход позволил выполнить анализ энергопроцессов в технологическом комплексе, определить параметры электрогидравлического комплекса при развитии кавитационных процессов в гидросистеме.

Полученный результат заслуживает особого внимания в вопросах построения систем контроля параметров и защиты насосных комплексов в аварийных режимах работы (помпаж, кавитация, гид-

равлический удар), позволяет проводить мониторинг состояния насосного и трубопроводного оборудования, производить своевременную замену или ремонт элементов технологического комплекса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
2. Вишневицкий К.П. Переходные процессы в напорных системах водоподачи. – М.: Агропромиздат, 1986. – 135 с.
3. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1997. – 352 с.
4. Рабинович Е.З. Гидравлика. – М.: Недра, 1978. – 304 с.
5. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
6. Карелин В.Я. Износ лопастных гидравлических машин от кавитации и наносов. – М.: Машиностроение, 1970. – 184 с.
7. Biluš I., Predin A. Experimental analysis of thermo-dynamical surge at water pump inlet // Journal of energy technology. – 2010. – Iss. 3/2010 (3). – PP. 67–74.
8. Predin A., Gregorc B., Biluš I. Cavitation swirl at the entrance of centrifugal pump // Journal of Energy Technology. – Iss. 2/2009 (3). – PP. 85–98.
9. Marcelo Martins Stopa, Cardoso Filho, Carlos B. Martinez Incipient Detection of Cavitation Phenomenon in Centrifugal Pumps // IEEE Transactions On Industry Applications. – Iss. 50/2014 (1). – 2014. – PP. 120–126.
10. Арзуманов З.С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях. – М.: Энергия, 1978. – 303 с.
11. Zagirnyak M., Kovalchuk V., Korenkova T. Estimation of electromechanical systems power controllability according to instantaneous power component // Proceedings of International IEEE Conference IEPS 2014. – Kyiv, Ukraine, 2014. – PP. 266–272. – IEEE Catalog Number CFP1405X-PRT, ISBN 978-1-4799-2266-6
12. Родькин Д. И. Комментарий к теории энергопроцессов с полигармоническими сигналами. Часть 2. Определение и использование показателей энергетических режимов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського: збір. наук. праць КДПУ. – Кременчук: КДПУ, 2005. – Вип. 3/2005 (32). – С. 106–115.
13. Zagirnyak M., Rodkin D., Korenkova T. Enhancement of instantaneous power method in the problems of estimation of electromechanical complexes power controllability // Przegląd Elektrotechniczny (Electrical review). – 2011. – Iss. 12b. – PP. 208–212.
14. Родькин Д.И., Ромашихин Ю.В. Возможности и эффективность метода энергодиагностики в идентификационных задачах // XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Проблеми автоматизова-

ного електроприводу. Теорія і практика»: збірник наукових праць. – Дніпродзержинськ: ДГТУ, 2007. – С. 507–512.

15. Ромашин Ю.В., Родькин Д.И., Калинов А.П. Энергетический метод идентификации параметров асинхронных двигателей // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського: збір. наук. праць КДПУ. – Кременчук: КДПУ, 2007. – Вип. 3/2007 (44), част. 2. – С. 130–136.

16. Костышин В.С. Моделирование режимов работы центробежных насосов на основе электрогидравлической аналогии: монография. – Ивано-Франковск, 2000. – 163 с.

17. Сердюк А.А., Коренькова Т.В. Динамические процессы в гидротранспортном комплексе с учетом кавитационных явлений // Вісник національного технічного університету «Харківський

політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХП», 2010. – Вип. 28. – С. 375–382.

18. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – М.: Наука, 1986. – 545 с.

19. Пат. 87406 Україна, МПК' F04D 13/00. Спосіб ідентифікації параметрів електрогидравлічного комплексу / Коренькова Т.В., Родькин Д.И., Ковальчук В.Г., Зінченко М.Г.; заявник та власник Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського. – № u201309686; заявл. 05.08.13; опубл. 10.02.14, Бюл. № 3. – 6 с.

20. Ковальчук В.Г., Коренькова Т.В. Идентификация параметров насосного комплекса при тестовом гармоническом воздействии // Електромеханічні і енергозберігаючі системи: щоквартальний науково-виробничий журнал. – Кременчук: КрНУ, 2013. – Вип. 2/2013 (22), част. 2. – С. 135–141.

ELECTROHYDRAULIC COMPLEX ENERGY MODEL WITH TECHNOLOGICAL PARAMETERS PERIODIC CHANGE

V. Kovalchuk, T. Korenkova

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University

ul. Pervomayskaya, 20, Kremenchug, 39600, Ukraine. E-mail: viktoria_kovalc@mail.ru

It has been proposed electrohydraulic complex equivalent circuit taking into account of cavitation processes in the pipeline network. It has been shown that the change in the pipeline hydraulic resistance in time due to periodic cavitation self-oscillations, with a sufficient degree of accuracy could be represented by a trigonometric series. It has been found that the use of the hydraulic power harmonic analysis allows to allocate additional variable components generated by cavitation effects, perform energy processes spectral analysis in the hydraulic system. Energy model on the basis of the energy balance equations of the power components between the source of hydraulic power and hydraulic system elements. Formation test harmonic action provides the possibility of obtaining the required identification equations number for finding the required of the electrohydraulic complex parameters.

Key words: electrohydraulic complex, energy processes, hydraulic power, cavitation autooscillations.

REFERENCES

1. Popov, D.N. (1982), *Nestatsionarnye gidromekhanicheskie protsessi* [Nonstationary hydromechanical processes], Mechanical Engineering, Moscow. (in Russian)

2. Vishnevskiy, K.P. (1986), *Perekhodnye processy v napornikh sistemakh vodopodachi* [Transients in pressurized water supply systems], Agropromizdat, Moscow. (in Russian)

3. Pilipenko, V.V., Zadontsev, V.A. and Natanzon, M.S. (1997), *Kavitatsionnye avtokolebaniya i dinamika gidrosistem* [Cavitation self-oscillations and the dynamics of hydraulic systems], Mashinostroenie, Moscow. (in Russian)

4. Rabinovich, E.Z. (1978), *Gidravlika* [Hydraulics], Nedra, Moscow. (in Russian)

5. Karelin, V.Ya. (1975), *Kavitatsionnye yavleniya v tscentrobeznyh i osevyh nasosah* [The cavitation phenomena in centrifugal and axial pumps], Mashinostroenie, Moscow. (in Russian)

6. Karelin, V.Ya. (1970), *Iznos lopastnih gidravlicheskih mashin ot kavitatsii i nanosov* [Vane hydraulic machines depreciation against cavitation and sediment], Mashinostroenie, Moscow. (in Russian)

7. Biluš, I. and Predin, A. (2010), “Experimental analysis of thermo-dynamical surge at water pump in-

let”, *Journal of energy technology*, Vol. 3, no. 3, pp. 67–74.

8. Predin, A., Gregorc, B. and Biluš, I. (2009), “Cavitation swirl at the entrance of centrifugal pump”, *Journal of Energy Technology*, Vol. 2, no. 3, pp. 67–82.

9. Marcelo, Martins Stopa, Cardoso, Filho and Carlos, B. Martinez (2014), Incipient Detection of Cavitation Phenomenon in Centrifugal Pumps, *IEEE Transactions On Industry Applications*, Vol. 50, no. 1, pp. 120–126.

10. Arzumanov, Z.S. (1978), *Kavitatsiya v mestnyh gidravlicheskih soprotivleniyah* [Cavitation in local hydraulic resistance], Energiya, Moscow. (in Russian)

11. Zagirnyak, M., Kovalchuk, V. and Korenkova, T. (2014), “Estimation of electromechanical systems power controllability according to instantaneous power component”, *Proceedings of International IEEE Conference IEPS 2014*, Kyiv, Ukraine, pp. 266–272, IEEE Catalog Number CFP1405X-PRT, ISBN 978-1-4799-2266-6

12. Rodkin, D.I. (2005), “Comment on the energy processes theory with polyharmonic signals. Part 2. The definition and using of energy mode indicators”, *Transaction KDPU. Scientific papers KDPU*, Vol. 3, no. 32, pp. 106–115. (in Russian)

13. Zagirnyak, M., Rodkin, D. and Korenkova, T. (2011), "Enhancement of instantaneous power method in the problems of estimation of electromechanical complexes power controllability", *Przeglad Elektrotechniczny (Electrical review)*, no 12b, pp. 208–212.

14. Rodkin, D.I. and Romashihin, Yu.V. (2007), "Capabilities and efficiency of energydiagnostics method in identifying problems", *XIV International Scientific Conference "Problems of automatic electric drive. Theory and applications"*, *Scientific papers*, Dniprodzerzhinsk, DNTU, pp. 507–512. (in Russian)

15. Romashihin, Yu.V., Rodkin, D.I. and Kalinov, A.P. (2007), "Energy method of identification of induction motors parameters", *Transaction KDPU. Scientific papers KDPU*, Vol. 3, no. 44, pp. 130–136. (in Russian)

16. Kostyshin, V.S. (2000), *Modelirovanie rezhimov raboti tsentrobezhnikh nasosov na osnove elektrogidravlicheskoj analogii: monografiya* [Simulation of centrifugal pumps modes based on an electrohydraulic analogy: monograph.], Ivano-Frankivsk. (in Ukrainian)

17. Serdyuk, O.O. and Korenkova, T.V. (2010), "Dynamic processes in hydrotransport complex taking into account cavitation events", *Bulletin of National Technical University "Kharkov Polytechnic Institute"*, no. 28, pp. 375–382. (in Russian)

18. Bronshteyn, I.N. and Semendiaev, K.A. (1967), *Spravochnik po matematike dlia inzhenerov i uchashihsia vtuzov* [Handbook of mathematics for engineers and students of technical colleges], Nauka, Moscow. (in Russian)

19. Korenkova, T.V., Rodkin, D.I., Kovalchuk, V.G. and Zinchenko, M.G. (2014), *Sposib identifikatsii parametriv elektrogidravlichnogo kompleksu* [Electrohydraulic complex parameters identification method], Pat. 87406 Ukraine, IPC F04D 13/00, applicant and owner Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, № u201309686; stated 05.08.13; published 10.02.14, bulletin № 3. – 6 p. (in Ukrainian)

20. Kovalchuk, V. and Korenkova, T. (2013), "Enhancement capabilities of energy method in task of identification nonlinearity of electromechanical system", *Electromechanical and efficient system. Quarterly research and production magazine*, Vol. 2, no. 22, pp. 135–141. (in Russian)

Стаття надійшла 19.08.2014.