

5. Долинский А. А. Теплофизические процессы в эмульсиях / А. А. Долинский, А. М. Павленко, Б. И. Басок. — Киев, Наукова думка, 2005. — 265с.

пост.18.03.13

Динамическое демпфирование автоколебаний (помпажа) активным демпфером при безкавитационной работе лопастного насоса

В. В. ГОЦУЛЕНКО, В. Н. ГОЦУЛЕНКО

Институт предпринимательства “Стратегия”

В данной работе рассмотрено динамическое демпфирование автоколебаний (помпажа) в гидросистеме, включающей лопастной насос, работающий в бескавитационном режиме. Демпфирующий колебательный контур включает дополнительный насос. Установлено, что при монотонно убывающей напорной характеристике данного насоса автоколебания в основном колебательном контуре демпфируются. В случае, когда напорная характеристика насоса демпфирующего контура является седлообразной, автоколебания в основном колебательном контуре, наоборот усиливаются.

У даній роботі розглянуто динамічне демпфування автоколивань (помпажу) в гідросистемі, що включає лопатевий насос, який працює в безкавітаційному режимі. Допоміжний коливальний контур включає додатковий насос. Встановлено, що при монотонно спадаючій напірній характеристиці даного насоса автоколивання в основному коливальному контурі демпфуються. У випадку, коли напірна характеристика насоса демпфирующего контура являється сідлоподібною, автоколивання в основному коливальному контурі, навпаки посилюються.

In this paper the dynamic damping oscillations (surge) in the hydraulic system, including vane pump operating in beskavitatsionnom mode. Damping oscillation circuit includes an additional pump. Found that with a monotonically decreasing pressure of the pump characteristic oscillations mainly damped oscillatory circuit. When lifting the damping characteristic of the pump circuit is a saddle, oscillations in the main oscillator circuit, on the contrary increased.

Введение. Автоколебания (помпаж) лопастного насоса при бескавитационной работе гидросистемы возбуждаются из-за наличия восходящей ветви на его напорной характеристике $H(Q)$. Причину ее возникновения составляют отрывные течения при снижении подачи нагнетателя, порождающие в потоке вихреобразование. Кроме того, на входе лопастного насоса, при этом, образуется торовый вихрь, который получает энергию от вращающегося колеса и передает ее подсываемой среде, осуществляя ее закрукку [1].

При монотонно убывающей характеристике $H(Q)$ работа лопастного насоса является абсолютно устойчивой при любых допустимых значениях акустических параметров гидросистемы.

В [2,3] предложен ранее неизвестный неустойчивый режим работы лопастных насосов, получивший название “кавитационные” автоколебания, который не связан с восходящей ветвью напорной характеристики $H(Q)$ шнеко-центробежного насоса и возбуждается при явлении скрытой кавитации.

В [4] утверждается, что кавитационные автоколебания для центробежных насосов такое же типичное явление, как и для шнеко-центробежных насосов. Однако при испытании центробежных насосов 2К - 6 и 3К-9 в области нисходящей ветви характеристики $H(Q)$ как при безкавитационной работе насосов, так и при скрытой кавитации, наблюдалась абсолютно устойчивая работа при различных вариантах гидросистем. Автоко-

лебания возбуждались лишь перед срывом подачи [5] в области восходящих кавитационных разветвлений $H(Q, \Delta h)$ напорной характеристики $H(Q)$, где Δh – величина кавитационного запаса.

Условие работы одноступенчатого лопастного насоса перед срывом подачи определяется неравенством $\frac{\partial H}{\partial p_{вх}} \neq 0$. Восходящие разветвления $H(Q, \Delta h)$ яв-

ляются необходимым условием помпажа в режиме кавитации. Экспериментально установлено, что они могут быть преобразованы в монотонно убывающие разветвления эжективированием потока на входе в насос закрученными струями [6].

Таким образом, кавитационные автоколебания, не связанные с восходящей ветвью напорной характеристики одноступенчатого центробежного насоса, в экспериментах не наблюдаются. Это связано с тем, что на нисходящей ветви характеристики $H(Q)$ во всех ее точках, определяющих стационарный режим, потенциальная энергия системы имеет минимум. Поэтому, согласно теореме Лагранжа–Дирихле [7], в этом случае обеспечивается устойчивость стационарного режима работы лопастного насоса.

Постановка задачи и анализ полученных результатов. Задачей данной работы является определение возможности управления, в частности снижения, амплитуды автоколебаний (помпажа) с помощью присоединения к колебательному контуру гидросистемы

активного динамического демпфера с дополнительным насосом. В данной работе предполагается, что напорная характеристика насоса основного колебательного контура является седлообразной, а напорная характеристика насоса демпфирующего контура может быть либо также седлообразной или же монотонной убывающей. В этом случае данные характеристики можно аппроксимировать полиномом третьей степени, представленном в следующей форме

$$H(Q) = H_0 - k\omega(Q - Q_0),$$

где $\omega(Q) = Q(Q - Q_1)(Q - Q_2)$, $Q_0 \geq 0$, $Q_1 \cdot Q_2 \leq 0$, $H_0 > 0$, $k > 0$.

При этом очевидно, что характеристика $H(Q)$ является монотонно убывающей функцией расхода Q , когда $Q_0 = Q_1 = Q_2 = 0$.

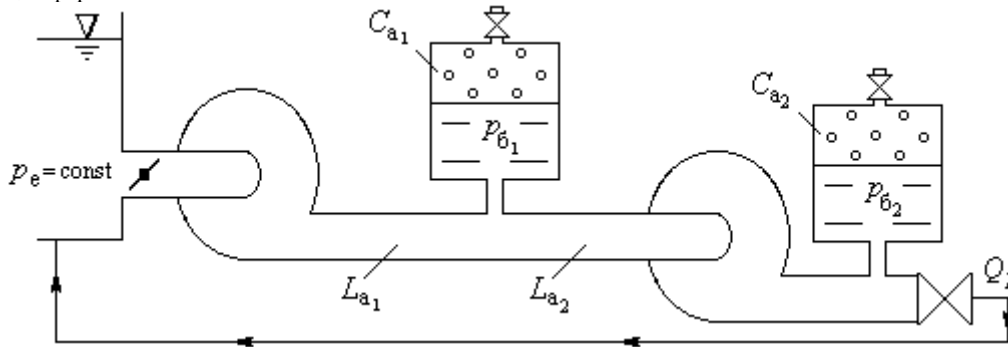


Рис. 1. Схема рассматриваемого динамического демпфирования автоколебаний (помпажа)

Автоколебания в основном колебательном контуре гидросистемы (рис. 1) описываются системой уравнений теории помпажа [8]

$$\begin{cases} \frac{L_{a1}}{\rho g} \frac{dQ_1}{dt} = H_1(Q_1) - R_1(Q_1) - P_1, \\ \rho g C_{a1} \frac{dP_1}{dt} = Q_1 - Q_2, \end{cases} \quad (1)$$

где $P_1 = \frac{p_e - p_{б1}}{\rho g}$, $p_e = \text{const}$, $H_1(Q_1)$ – напорная ха-

рактеристика нагнетателя, $R_1(Q_1) = k_1 Q_1^2$ – гидравлические потери в магистралях основного колебательного контура.

При отсутствии демпфирующего контура величина расхода Q_2 определяется уравнением приключенной сети $P_1 = kQ_2^2$. Аналогичными уравнениями теории помпажа определяются нестационарные движения жидкости в присоединенном демпфирующем контуре (рис. 1). Данные уравнения имеют следующий вид

$$\begin{cases} \frac{L_{a2}}{\rho g} \frac{dQ_2}{dt} = H_2(Q_2) - R_2(Q_2) + P_1 - P_2, \\ \rho g C_{a2} \frac{dP_2}{dt} = Q_2 - Q_R, \end{cases} \quad (2)$$

где $P_2 = \frac{p_{б2} - p_e}{\rho g}$, $R_2(Q_2) = k_2 Q_2^2$ – гидравлические

потери в магистралях демпфирующего контура. Выражение для расхода Q_R как функции от аргумента P_2 получается с помощью обращения зависимости $P_2 = k_R Q_R^2$, составляющей характеристику гидросети, подключенной к динамическому демпферу.

Таким образом, система уравнений, описывающая нестационарные движения жидкости в гидросистеме (рис. 1) окончательно запишется в следующей форме:

$$\begin{cases} \frac{L_{a1}}{\rho g} \frac{dQ_1}{dt} = H_1(Q_1) - R_1(Q_1) - P_1, \\ \rho g C_{a1} \frac{dP_1}{dt} = Q_1 - Q_2, \\ \frac{L_{a2}}{\rho g} \frac{dQ_2}{dt} = H_2(Q_2) - R_2(Q_2) + P_1 - P_2, \\ \rho g C_{a2} \frac{dP_2}{dt} = Q_2 - \sqrt{P_2/k_R}. \end{cases} \quad (3)$$

Обозначим через Q_i^* , P_i^* ($i = \overline{1;2}$) параметры стационарного режима, определяемого динамической системой (3). Полагая в данной системе $\left. \frac{dQ_i}{dt} \right|_{Q_i=Q_i^*} = 0$

и $\left. \frac{dP_i}{dt} \right|_{P_i=P_i^*}$ ($i = \overline{1;2}$), приходим к следующим выражениям для параметров стационарного режима:

$$Q_1^* = Q_2^* = \xi, P_1^* = H_1(\xi) - R_1(\xi), P_2^* = \sum_{i=0}^2 \{H_i(\xi) - R_i(\xi)\}, \quad (4)$$

где величина ξ определяется из уравнения

$$k_R \xi^2 = \sum_{i=0}^2 \{H_i(\xi) - R_i(\xi)\}.$$

Далее, используя соотношения (4) перейдем в системе (3) к безразмерным переменным, полагая

$$x_i = Q_i/Q_i^*, y_i = P_i/P_i^* \quad (i = \overline{1;2}), \quad \tau = t/t^*, \quad (5)$$

где t^* – некоторое характерное время, например $t^* = 1 \text{ с}$. В новых переменных (5) динамическая система (3) примет следующий вид

$$\begin{cases} \alpha_1 \frac{dx_1}{d\tau} = f_1(x_1) - y_1, \\ \beta_1 \frac{dy_1}{d\tau} = x_1 - x_2, \\ \alpha_2 \frac{dx_2}{d\tau} = f_2(x_2) + \sigma y_1 - y_2, \\ \beta_2 \frac{dy_2}{d\tau} = x_2 - \sqrt{y_2}, \end{cases} \quad (6)$$

где

$$\alpha_1 = \frac{L_{a_1}}{\rho g} \frac{\xi}{t^* \sum_{i=0}^2 \{H_1(\xi) - R_1(\xi)\}}, \quad \beta_1 = \rho g C_{a_1} \frac{H_1(\xi) - R_1(\xi)}{t^* \xi},$$

$$\alpha_2 = \frac{L_{a_2}}{\rho g} \frac{\xi}{t^* \sum_{i=0}^2 \{H_1(\xi) - R_1(\xi)\}}, \quad \beta_2 = \rho g C_{a_2} \frac{\sum_{i=0}^2 \{H_1(\xi) - R_1(\xi)\}}{t^* \xi},$$

$$\sigma = \left(1 + \frac{H_2(\xi) - R_2(\xi)}{H_1(\xi) - R_1(\xi)}\right)^{-1}, \quad f_1(x_1) = \frac{H_1(\xi_1) - R_1(\xi_1)}{H_1(\xi) - R_1(\xi)},$$

$$f_2(x_2) = \frac{H_2(\xi_2) - R_2(\xi_2)}{\sum_{i=0}^2 \{H_1(\xi) - R_1(\xi)\}}.$$

Отметим также, что побочный положительный эффект обезразмеривания переменных в динамической системе (3) состоит в следующем. В исходной системе объемные расходы Q_i ($i=1,2$) являются величинами порядка $0.001 \text{ м}^3/\text{с}$, а переменные P_i ($i=1,2$) имеют порядок 10 м. вод. ст. . Это делает систему (3) жесткой [9], что в частности существенно усложняет реализацию численных алгоритмов для приближенного построения ее предельных циклов и соответствующих им периодических автоколебательных решений. В преобразованной динамической системе (6) фазовые координаты x_i , y_i ($i=1,2$) являются величинами порядка единицы. Это свойство упрощает реализацию численных методов для построения аттракторов и интегральных кривых данной системы.

На рис.2 приведены графики седлообразной напорной характеристики $H_1(Q_1)$ насоса (рис.2, а) основного колебательного контура гидросистемы (рис.1) и монотонно убывающей напорной характеристики $H_2(Q_2)$ (рис.2, б) насоса демпфирующего контура.

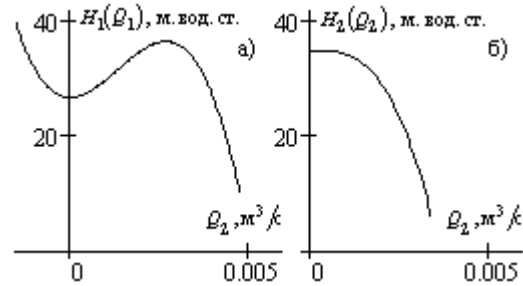


Рис.2. Напорные характеристики насосов гидросистемы

Характер демпфирования автоколебаний в гидросистеме (рис.1) с такими напорными характеристиками ее насосов иллюстрирован на рис.3.

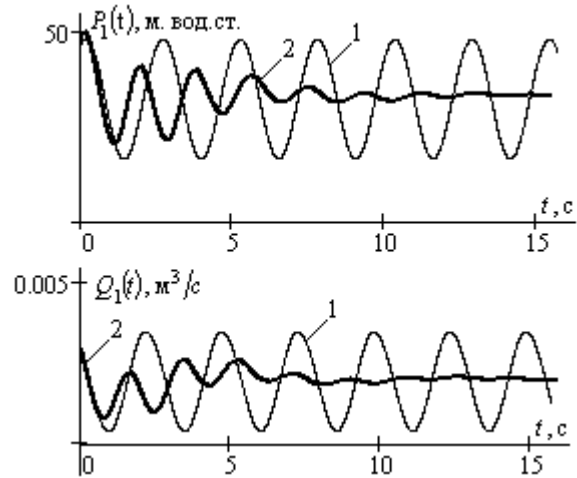


Рис.3. Демпфирование автоколебаний в гидросистеме (рис.1), где 1 – исходные автоколебания, 2 – демпфированные затухающие колебания

Анализ фазовых траекторий динамической системы (6) показал, что когда напорная характеристика насоса демпфирующего контура является седлообразной, то в этом случае автоколебания в основном колебательном контуре усиливаются. Иллюстрация этого эффекта приведена на рис.4, где положено, что напорные характеристики $H_1(Q_1)$ и $H_2(Q_2)$ являются одинаковыми и определяются графиком рис.2, а.

Нестационарный режим работы гидросистемы (рис.1) при отсутствии демпфирующего контура определяется системой уравнений (1). При этом автоколебания возбуждаются в области восходящей ветви седлообразной напорной характеристики $H_1(Q_1)$. В этом случае типичная зависимость амплитуды автоколебаний $A(Z_1)$ от величины волнового сопротивления

$$Z_1 = \frac{1}{\rho g} \sqrt{\frac{L_{a_1}}{C_{a_1}}} \quad \text{приведена на рис.5.}$$

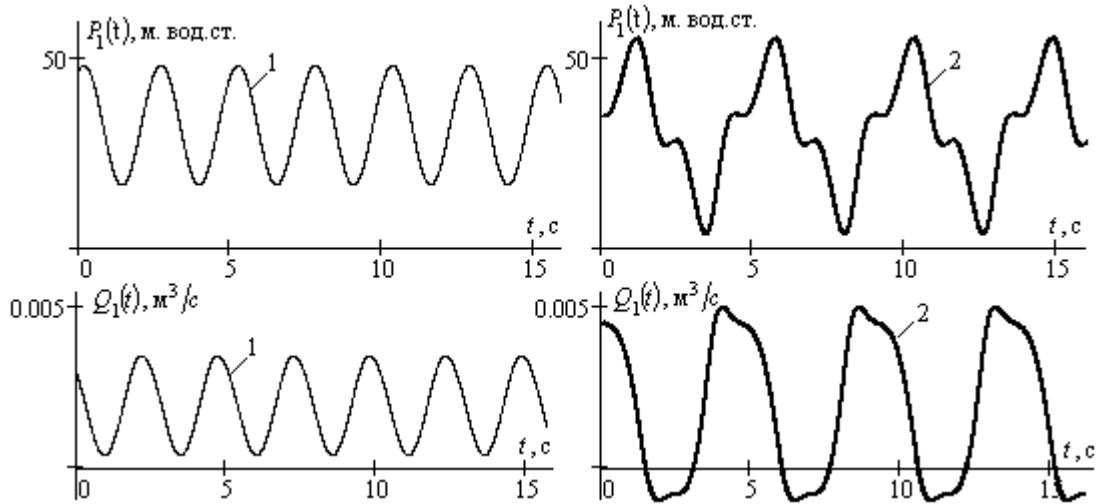


Рис. 4. Усиление автоколебаний при седлообразной напорной характеристике $H_2(Q_2)$, где 1 – исходные автоколебания, 2 – автоколебания с увеличенной амплитудой при включении активного демпфера

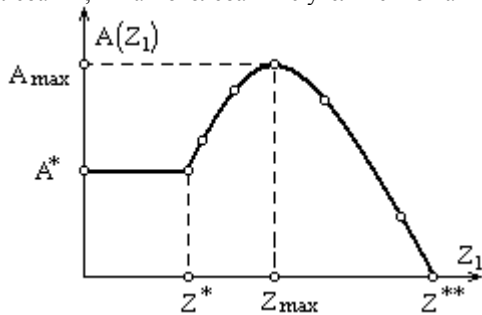


Рис. 5. Типичная зависимость $A(Z_1)$ для гидросистемы (рис. 1) при отсутствии активного демпфера

При увеличении волнового сопротивления Z_1 от значения Z^* до Z^{**} автоколебания преобразуются от релаксационной формы до гармонической. При этом амплитуда автоколебаний $A(Z_1)$ вначале возрастает от величины A^* до ее максимально возможного значения A_{max} , а далее вновь уменьшается, и при $Z_1 \geq Z^{**}$ колебания вовсе исчезают (рис. 5). При значениях $Z_1 \leq Z^*$ автоколебания являются релаксационными. В этом случае при снижении Z_1 уменьшается частота колебаний, но их амплитуда остается неизменной (рис. 5) и определяется величиной амплитуды A^* .

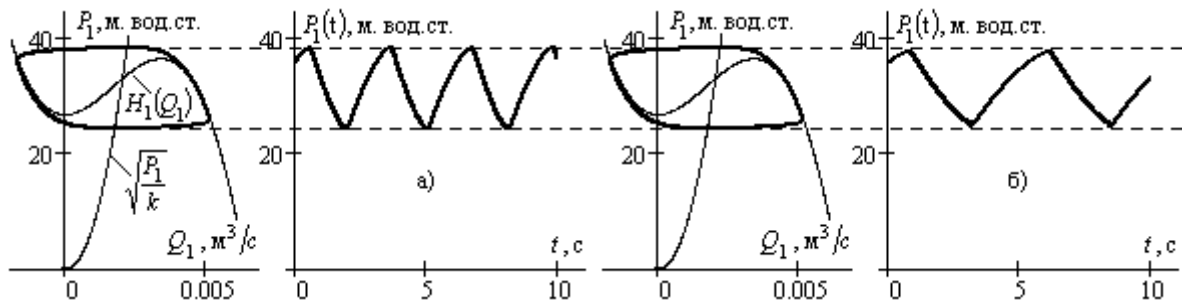


Рис. 6. Деформация релаксационных автоколебаний неизменной амплитуды при снижении волнового сопротивления $Z_1 \leq Z^*$: а) $Z_1 \approx Z^*$; б) $Z_1 \approx 0.7 \cdot Z^*$

Исключив из активного демпфера лопастной нагнетатель, получается пассивный проточный акустический $L_{a_2} C_{a_2}$ – демпфер. Известно, что такой демпфер также позволяет демпфировать автоколебания, близкие по форме к гармоническим колебаниям [10]. Однако как пассивный демпфер, так и рассмотренный в данной работе активный демпфер не позволяют демпфировать релаксационные автоколебания (рис. 6) с амплитудой, независимой от волнового сопротивления колебательного контура гидросистемы. Эффективным способом демпфирования таких автоколебаний является различные способы, приводящие к уменьшению интенсивности восходящей ветви на седлообразной напорной ха-

рактеристике насоса колебательного контура гидросистемы. Некоторые такие способы рассмотрены в [7].

Выводы

Получена математическая модель нестационарных движений жидкости в замкнутой гидросистеме, включающей одноступенчатый центробежный насос и активный демпфер с дополнительным насосом (рис. 1). Установлена возможность демпфирования и усиления автоколебаний (помпажа) в основном колебательном контуре гидросистемы при седлообразной напорной характеристике насоса основного колебательного контура

