

АНАЛИЗ ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССОВ В СИСТЕМЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Ю.И. Подсекин

Гомельский политехнический институт им. П. О. Сухого, Беларусь

Центробежные насосы для гидросистемы выбираются по их номинальным параметрам и статическим характеристикам. Однако часто условия эксплуатации насоса таковы, что значительную часть времени он работает на неустановившихся режимах. В этих случаях необходимо принимать во внимание характер динамических процессов, возникающих при пусках и остановках.

Рассмотрим связь между гидравлическими параметрами системы и характером переходных процессов, возникающих при включении насоса.

Уравнение баланса энергии для неустановившегося потока жидкости, находящейся в системе, заполненной жидкостью, можно представить в виде:

$$H_H = h_{вх} + h_{вых} + \sum h_e + \sum h_M + h_{инк} + h_{ине} \quad (1)$$

В общем случае, используя формулу Ю.В. Прокофьева для напора лопастного колеса при неустановившемся режиме, H_H можно представить в виде:

$$H_H = \frac{\omega_H}{g} \left(R_{2H}^2 \cdot \omega_H - \frac{Q \cdot \text{ctg} \beta_{2H}}{2\pi \cdot b_{2H}} + \frac{1}{Q} \frac{dQ}{dt} \int_{l_m}^{l_m^2} R \cdot \text{ctg} \beta \cdot dl_m \right)$$

где ω_H - угловая скорость рабочего колеса;

R_{1H}, R_{2H} - радиусы рабочего колеса насоса на входе и выходе;

b_{1H}, b_{2H} - ширина рабочего колеса на входе и выходе;

$Q(t)$ - подача насоса;

β_{1H}, β_{2H} - входные и выходные углы лопастей рабочего колеса;

l_m - длина меридиональной проекции средней струйки.

Слагаемые правой части уравнения (1):

1). Потери энергии на входе

$$h_{вх} = \frac{1}{2g} \left(R_{1H} \omega_H - \frac{Q \cdot \text{ctg} \beta_{1H}}{2\pi R_{1H} b_{1H}} \right)^2;$$

2). Потери энергии на выходе

$$h_{вых} = \frac{Q^2}{2g F_{mp}^2};$$

где F_{mp} - внутренняя площадь поперечного сечения трубопровода;

3). Потери энергии на трение в трубопроводах

$$h_i = \lambda_i \frac{l_i}{d_i} \frac{Q^2}{2g F_{mp,i}^2};$$

4). Потери энергии в местных сопротивлениях $h_{M_i} = \zeta_i \frac{Q^2}{2gF_{mp_i}^2}$

5). Инерционный напор жидкости в рабочем колесе

$$h_{ин_к} = \frac{1}{g} \cdot \left(\frac{dQ}{dt} \int_{lm1}^{lm2} \frac{1 + ctg^2 \beta}{F_m} dl_m + \frac{\omega}{Q} \frac{dQ}{dt} \int_{lm1}^{lm2} R ctg \beta dl_m \right)$$

6). Инерционный напор жидкости в неподвижной части гидросистемы:

$$h_{ин_с} = \frac{1}{g} \frac{1}{F_{mp}} \frac{dQ}{dt}$$

После подстановки и преобразований уравнение баланса энергии принимает вид:

$$a \frac{dQ}{dt} + bQ^2 + cQ + d = 0 \quad (2)$$

Коэффициенты a, b, c, d при $\omega_H = const$ не зависят от времени и являются функцией геометрических и конструктивных параметров насоса и гидросистемы, причем $a > 0, b > 0, c > 0; d < 0$. Поэтому решение дифференциального уравнения (2) при $4bd - c^2 < 0$ имеет вид:

$$t = \frac{2a}{\sqrt{c^2 - 4bd}} \left(\text{Arth} \frac{2bQ + c}{\sqrt{c^2 - 4bd}} - \text{Arth} \frac{c}{\sqrt{c^2 - 4bd}} \right) \quad (3)$$

После преобразований получаем уравнение подачи насоса при его включении:

$$Q = \frac{2d}{c} \left(\frac{\sqrt{\Delta}}{c \cdot th \frac{t\sqrt{\Delta}}{2a} + \sqrt{\Delta}} - 1 \right), \quad (4)$$

где $\Delta = c^2 - 4bd$.

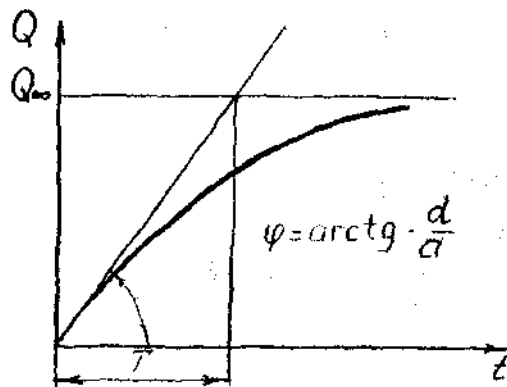


Рис. 1

График функции $Q(t)$ представлен на рис. 1.

При $t \rightarrow \infty$ $Q_\infty = \frac{\Delta - c}{2b}$. Найдя значение $\left. \frac{dQ}{dt} \right|_{t=0} = -\frac{d}{a}$,

можно получить координату T точки пересечения касательной к кривой $Q(t)$ при $Q = 0$ и асимптоты $Q = Q_\infty$: $T = -\frac{a}{d} \cdot Q_\infty$. Эту величину можно назвать постоянной времени гидросистемы. Ее величина характеризует связь между быстродействием системы и ее конструктивными параметрами.