

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СТАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Калиниченко П. М., доцент; Супрун А. В., аспирант

Статический расчет узла осевой разгрузки ротора центробежного насоса ведется по уравнению осевого равновесия ротора насоса и уравнению расхода жидкости через узел разгрузки. Предпосылки получения, получение уравнения и допущения, принимаемые при выводе этих уравнений, составляют содержание данной работы.

Механическая система узла разгрузки, ограниченная контрольной поверхностью и состоящая из пяти 1 и частиц жидкости 2 (рисунок), описывается системой дифференциальных уравнений

$$m_1 \frac{d^2 \bar{r}_1}{dt^2} = \bar{F}_1^e + \bar{F}_1^i; \quad (1)$$

$$m_{2k} \frac{d^2 \bar{r}_{2k}}{dt^2} = \bar{F}_{2k}^e + \bar{F}_{2k}^i \quad (k = 1, 2, \dots, n). \quad (2)$$

Здесь \bar{F}_1^e и \bar{F}_1^i – равнодействующие внешних и внутренних сил, действующих на точки и тела системы.

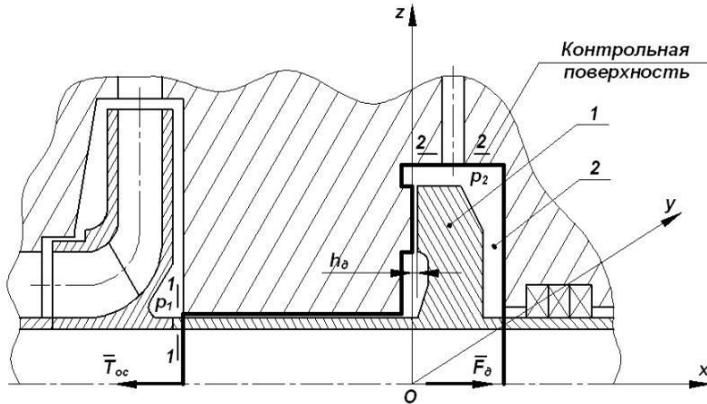


Рисунок – Узел разгрузки (расчетная схема)

На номинальном режиме работы насоса зазор $h_{\text{дном}}$ принимают $h_{\text{дном}} > \Delta h_{\text{дмакс}}(t)$. Это условие, следуя данным опыта, выполняется при $h_{\text{дном}} = (1,0 \div 1,2)r_{\text{д2}} \cdot 10^{-3}$, где $r_{\text{д2}}$ – внешний радиус разгрузочного

диска. Так как $\Delta h_{\Delta \max}(t) < h_{\Delta \text{НОМ}}$ и в большей степени случайная величина, то при расчете разгрузочного устройства принимают $\Delta h_{\Delta \max}(t) = 0$ и переходят к статическому расчету при котором для заданного режима работы насоса $h_{\Delta \text{НОМ}} = \text{const}$. Следуя этому и считая $\bar{F}_1^e = \bar{T}_{OC}$ – уравновешиваемая сила; $\bar{F}_1^i = \bar{F}_{\Delta} = \int_{\sigma_{\Delta}} \bar{p}_n d\sigma_{\Delta}$ – уравновешивающая сила, уравнение (1) примет вид уравнения равновесия ротора в проекции на ось x

$$\int_{\sigma_{\Delta}} p_{nx} d\sigma_{\Delta} - T_{OC} = 0. \quad (3)$$

Напряжения p_{nx} , от действия на диск внутренних сил, находятся из (2)

при замене $\sum m_{2k} \frac{d^2 \bar{r}_{2k}}{dt^2} = \int_{\tau} \rho \frac{d\bar{V}}{dt} d\tau$; $\sum \bar{F}_{2k}^e + \bar{F}_{2k}^i = \int_{\tau} \rho \bar{F} d\tau + \int_{\sigma} \bar{p}_n d\sigma$. Так

как $\int_{\sigma} \bar{p}_n d\sigma = \int_{\tau} \text{Div} P d\tau$, то $\rho \frac{d\bar{V}}{dt} = \rho \bar{F} + \text{Div} P$, откуда

$$\frac{d\bar{V}}{dt} = \bar{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad} P + \nu \nabla^2 \bar{V} - \bar{f}, \quad \text{где } \bar{f} \text{ – вектор силы сопротивления,}$$

выражающий действие турбулентных напряжений. Таким образом

$$p_{nx} = p_1 + \frac{\rho}{2} (\alpha_1 V_1^2 - \alpha_k V_k^2) - \frac{\rho \omega^2}{8} (r_1^2 - r_k^2) - \eta_{1-k}. \quad (4)$$

Записывая (4) для сечений (1 – 1) на входе и (2 – 2) на выходе из контрольной поверхности, получим уравнение расхода жидкости через узел разгрузки, представляющее функцию

$$q = q([p_1 - p_2], h_{\Delta}, r_1, \dots, r_n), \quad (5)$$

r_1, \dots, r_n – геометрические параметры узла разгрузки.

Из совместного решения (3), (4) и (5) получим уравнение равновесия ротора насоса, представляющее функцию

$$\Phi([p_1 - p_2], h_{\Delta}, r_1, \dots, r_n) = 0. \quad (6)$$

Полученные уравнения (5) и (6) составляют основу статического расчета приведенного узла осевой разгрузки ротора насоса (гидропята).

Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. - Суми : СумДУ, 2013. - Ч.1. - С. 129-130.