

НАПОРНО-СДВИГОВОЕ ТЕЧЕНИЕ В ТОРЦОВОМ КАНАЛЕ МАЛОЙ КОНУСНОСТИ

При проектировании систем автоматического уравнивания роторов центробежных насосов одним из основных допущений является параллельность стенок торцового зазора, а также не учитывается вращение ротора. В действительности силовое воздействие от сил давления в дросселе приводит к образованию конусности.

Исследуется установившееся течение вязкой несжимаемой жидкости в торцовом канале (рисунок 1), обусловленное перепадом давления Δp и вращением конусной стенки с постоянной угловой скоростью ω .

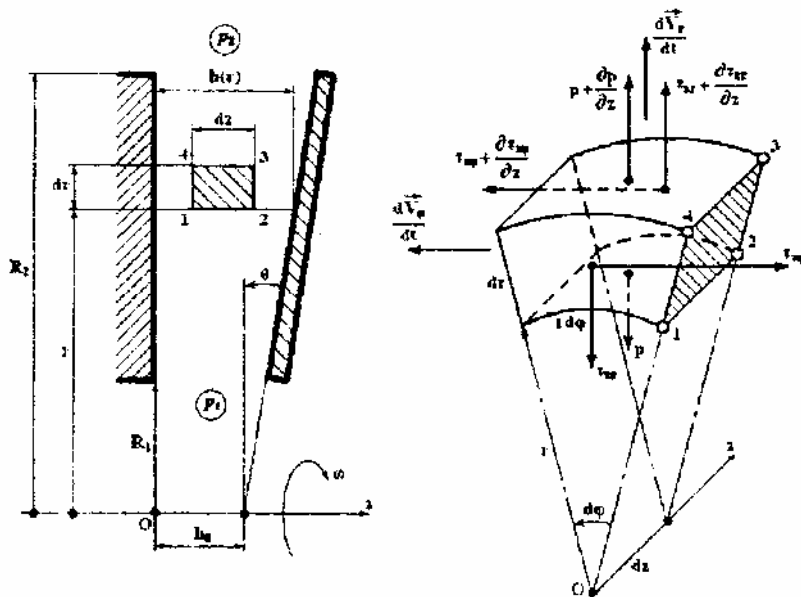


Рисунок 1 – Расчётная схема

Рассматривая уравнения движения элементарной частицы жидкости в по системе координат

$$\begin{cases} \rho V_r \frac{\partial V_r}{\partial r} = \frac{\partial p}{\partial r} + \mu \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2}; \\ \rho V_z \frac{\partial V_z}{\partial z} = \mu \frac{\partial^2 V_z}{\partial r^2}, \end{cases}$$

получены аналитические выражения для давления p , касательных напряжений τ_{rz} и также радиальной и окружной скоростей V_r , V_z (рисунок 2).

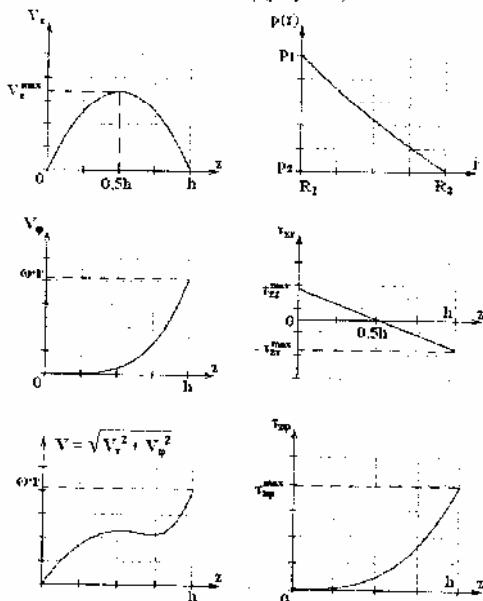


Рисунок 2 – Графическое представление результатов

$$p(r) = p_1 - \frac{\Omega(r)}{\Omega(R_2)} \cdot \Delta p;$$

$$V_r(r, z) = \frac{z}{2\mu r h^3(r) \Omega(R_2)} \cdot \Delta p;$$

$$V_z(r, z) = \omega r \cdot \frac{z}{h(r)} \cdot \frac{1 + 2\alpha(r)h(r)z^3}{1 + 2\alpha(r)h^4(r)};$$

$$\tau_{rz}(r, z) = \frac{[h(r) - 2z]}{2r h^3(r) \Omega(R_2)} \cdot \Delta p;$$

$$\tau_{\theta\theta}(r, z) = \frac{\mu \omega r}{h(r)} \cdot \frac{1 + 8\alpha(r)h(r)z^3}{1 + 2\alpha(r)h^4(r)}; \quad (6)$$

где введены следующие функции:

$$\Omega(r) = \int_r^{R_2} \frac{dr}{r h^3(r)}; \quad (7)$$

$$\alpha(r) = \frac{\rho}{2\mu^2 r^3 h^3(r) \Omega(R_2)} \cdot \Delta p. \quad (8)$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Мартинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987 – 256 с.
2. Andrzej Korzec. Badania ukladów rownowazacych parow osiowy w wielostopniowych pompach odrodkowych. Wyd. Politechniki Slaskiej, Gliwice, 2005 – 161 p.
3. Jedral W. "The influence of balancing disk deformation on pressure distribution in axial clearance" / Праці 11-ї Міжнародної науково-технічної конференції «ГЕРВІКОІ-2005» – Суми, вид-во СумДУ, 2005. – Т.2. – 340 с.

Ковалев И.А., Погребной С.А., Каминиченко П.М.,

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБА ОСЕВОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

ВВЕДЕНИЕ

При работе лопаточного насоса на его ротор действует сложная система сил, среди которых самой большой по абсолютному значению является осевая сила. Современный традиционный взгляд на осевое уравновешивание заключается в уравновешивании суммарной осевой силы действующей на ротор насоса. Осевая сила складывается, в основном, из осевых сил, действующих на рабочее колесо насоса. Имеющиеся способы уравновешивания ступени такие как изменение угловой скорости вращения жидкости в пазухах рабочего колеса, применение симметричных уплотнений и т.д. связаны с потерей энергии, которая составляет (3+5)% к.п.д. ступени.

Отсутствие экономичных способов осевой разгрузки ступени не составляют альтернативы суммарной разгрузке осевого усилия разгрузочными устройствами. В основном это разгрузочные барабаны и гидроняты со своими преимуществами и недостатками.

Поэтому основная задача данной работы в повышении надежности насосов при разгрузке осевой силы путем ухода от сложившегося стереотипа на уравновешивании суммарной осевой силы разгрузочными устройствами насоса. Предлагается разгрузить рабочее колеса ступени насоса.

Приводится способ эффективной осевой разгрузки ступени насоса на номинальном режиме работы и расчет механизма автоматического уравновешивания ступени на режимах отличных от номинального.

ПРИРОДА ВОЗНИКНОВЕНИЯ ОСЕВОЙ СИЛЫ

Как известно, осевую силу $F_{\text{осм}}$, действующую на рабочее колесо, можно представить в виде суммы статической F_p и динамической F_D , составляющих

$$F_{\text{осм}} = F_p + F_D.$$

Давление в пазах по основному и покрывающему дискам изменяется по