

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ОСЕВОЙ РАЗГРУЗКИ РОТОРА НАСОСА ГИДРОПЯТОЙ И ДРОССЕЛИРУЮЩИМ БАРЬЕРОМ

COMPARATIVE ANALYSIS OF AXIAL UNLOADING PUMP ROTOR BY AUTOMATIC BALANCING DEVICE AND THROTTLING BARRIER

*Калиниченко П. М., доцент, Супрун А. В., студент,
Чебаненко Р. И., студент, СумГУ, Сумы*

*Kalinichenko P. M., associate professor, Suprun A. V., student,
Chebanenko R. I., student, SumSU, Sumy*

Осевая сила, действующая на роторы центробежных насосов, составляет десятки тонн. Существующие узлы осевой разгрузки неэкономичны и малонадежны. Поиск путей решения задачи уравнивания и регулирования осевой силы составляет актуальную задачу турбонасосостроения. В рамках данной работы она решается путем разработки и исследования надежных и экономичных способов разгрузки ступени центробежного насоса от осевого усилия.

Эффективным способом осевой разгрузки ротора насоса является дросселирующий барьер. Выполненные исследования показывают, что применение в системе осевой разгрузки дросселирующего барьера вместо традиционной гидропята или барабана, приводит к заметному уменьшению осевого габарита и повышению экономичности машины (КПД) примерно на 1,5%, из-за снижения объемных протечек и уменьшения поверхностей трения.

Для анализа эффективности применения дросселирующего барьера по сравнению с гидропятой, на заданные параметры машины, выполнен расчет гидропята и проведен ее анализ. По предложенной методике расчета дросселирующего барьера, согласно которой определяется зависимость изменения торцового зазора $\delta(Q)$ от режима работы насоса, предложено, аналогично гидропяте, конструктивное решение дросселирующего барьера (рисунок 1).

Статический расчет дросселирующего барьера выполнен по уравнению равновесия ротора

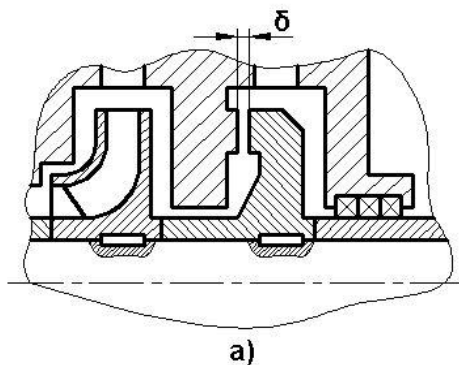
$$\Phi_1(Q, \delta, \delta_n, r_1, \dots, r_n) = 0$$

и уравнению равновесия подвижного кольца пары трения

$$\Phi_2(Q, \delta, \delta_n, r_1, \dots, r_n) = 0$$

Здесь Q – подача насоса; δ – зазор торцевой пары дросселирующего барьера; δ_n – зазор переменного дросселя узла разгрузки; r_1 – геометрические параметры узла разгрузки.

В результате решения системы уравнений, используя метод выбора рационального решения, получаем геометрию узла разгрузки r_1 , включающего в себя дросселирующий барьер, и зависимости изменения торцовых зазоров $\delta(Q)$ и $\delta_n(Q)$.



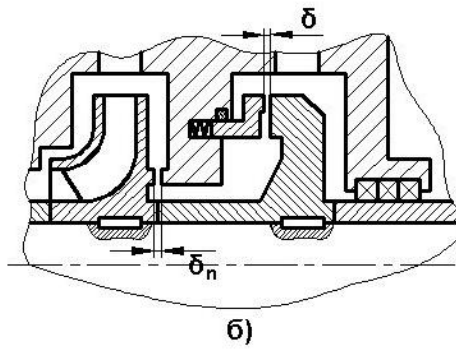


Рисунок 1 – Схема узла осевой разгрузки ротора насоса (а – гидропята; б – дросселирующий барьер)

По представленным в работе геометриям узла гидропята и дросселирующего барьера и их характеристикам, приведенным для гидропята в виде $\delta(Q)$ и дросселирующего барьера в виде $\delta(Q)$ и $\delta_n(Q)$, был выполнен наглядный анализ эффективности использования дросселирующего барьера в системе осевой разгрузки ротора насоса по сравнению с гидропятой.

