

$\delta_0 = 0,0578$ мм, а на режимі максимальної перегрузки

$\delta_0 = 0,0488$ мм.

Балансові дослідження вихідного варіанта насоса ПЭ600-300 з гідропятою і пропозитим розгужочним устроїством, в вїде регулювувемого торцового дресселя, показувувать на увелїченїє к.п.д. насоса на 1,5 %.

ДРОССЕЛИРУЮЩИЙ БАРЬЕР ПРИ ОСЕВОЙ РАЗГРУЗКЕ РОТОРА НАСОСА

Калїнїченко П. М., Шепїль О. Н., Велїкодний Е. И.

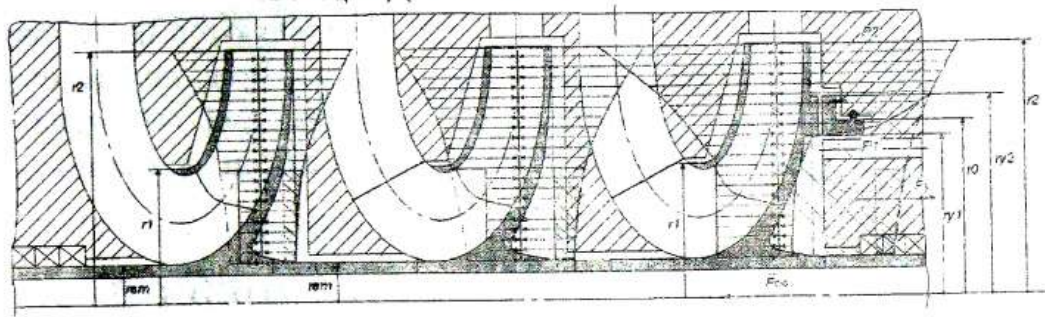
Гїдрорп'ята зрівноважувати бїльше не зможе
Плававуче кїльце її в цьому допоможе.

Работа гїдропїаты, узла разгужки осевой силы, действующей на ротор насоса, основана на гидростатическом принципе действия. Детали узла гїдропїаты нагружены десятками тонн, инертность ротора заметно сказывается на эффективности автоматического уравнивания осевой силы, в результате наблюдаются частные случаи отказов из-за задиров поверхностей, особенно при выходе на рабочий режим.

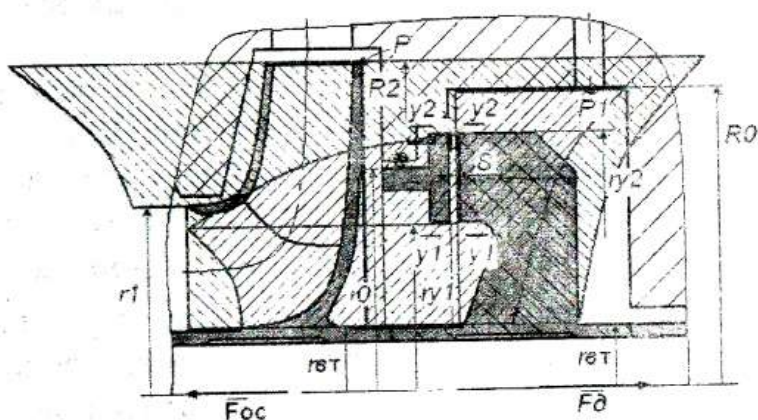
Авторами пропозит более совершенный способ разгужки, основанный на гидродинамическом принципе торцового дресселя с плавающим кольцом. Приведены две конструктивные схемы решения гидродинамического способа разгужки осевой силы (рис.1 а,б).

Выполнен статический расчет узла разгужки. Суть расчета в определении параметров плавающего кольца на принятую величину торцового зазора на рабочем режиме, и обеспечение осевого уравнивания ротора на всех режимах работы насоса без контакта рабочих поверхностей, выдерживая величину торцового зазора в пределах допустимого.

СЕКЦІЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ



а)



б)

Рисунок 1 – Принципиальная схема динамического способа осевой разгрузки ротора насоса

Для исключения влияния параметров насоса (в уравнении равновесия это статический напор на осевое уравнивание ротора) в уравнении осевого равновесия ротора подбирается такая комбинация геометрических размеров, чтобы напор был исключен из данного уравнения, то есть приравнивается нулю скобка, включающая геометрические параметры кольца при статическом напоре. В результате осевое равновесие ротора обеспечивается при условии равенства радиуса буртика кольца r_0 - радиусу переднего уплотнения r_1 - рабочего колеса. Наружный и внутренний радиусы кольца находятся в

СЕКЦИЯ ДИНАМИКИ ТА МЩНОСТИ

зависимости от торцового зазора. Они определяются из условия обеспечения бесконтактной работы кольца при приемлемой величине зазора на номинальном режиме работы насоса. Подробная методика расчета с ее особенностями приводится в докладе.

БАЛАНС ЭНЕРГИИ В МНОГОСТУПЕНЧАТОМ ЦЕНТРОБЕЖНОМ НАСОСЕ

Калиниченко П.М., Великодный Е.И.

Эффективность способов осевой разгрузки ротора насоса оценивается их экономичностью. Одним из критериев экономичности является к.п.д. насоса. Он определяется по результатам проведения расчетно-теоретических балансовых исследований. Полный к.п.д. многоступенчатого насоса равен произведению трех к.п.д. ступени механического, объемного и гидравлического $\eta = \eta_{\text{мех}} + \eta_{\text{об}} + \eta_{\text{г}}$. Выполненные расчеты указывают, что величина механического к.п.д. ступени и насоса различна, а, следовательно, и различна величина полного к.п.д. для доказательства вышеуказанного утверждения приведем исследования баланса энергии в многоступенчатом насосе.

Следуя общепринятому подходу, механические потери в насосе представим в виде суммы механических внутренних потерь $N_{\text{мех}}^{\text{внутр}}$ и механических внешних потерь $N_{\text{мех}}^{\text{внешн}}$, т.е.

$$N_{\text{мех}} = N_{\text{мех}}^{\text{внутр}} + N_{\text{мех}}^{\text{внешн}}$$
. Механические внутренние потери включают в себя потери от дискового трения $N_{\text{д.т.}}$ поверхностей рабочего колеса о жидкость и потерь узла разгрузки ротора от осевой силы $N_{\text{разгр}}$. В результате

$$N_{\text{мех}} = i \cdot N_{\text{д.т.}} + N_{\text{разгр}} + N_{\text{мех}}^{\text{внешн}}$$
, где i – число ступеней насоса. Величина механических потерь в насосе оценивается механическим к.п.д., который равен отношению оставшейся после вычета механических потерь гидравлической мощности