

Секція динаміки та міцності СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ЗАТВОРНО-УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА

Павленко И.В., аспирант, СумГУ

Для уравнивания осевых сил, действующих на ротор многоступенчатых центробежных машин, применяются как разгрузочные поршни так и системы автоматического уравнивания – гидропята. В большинстве отраслей промышленности применяются центробежные машины с автоматическими разгрузочными устройствами. Однако, в случае перекачивания сильно загрязнённых, агрессивных или горячих жидкостей надёжность гидропят стандартных конструкций снижается вследствие интенсивного износа цилиндрических щелей, что приводит к увеличению протечек рабочей среды. Поэтому предложена принципиально новая конструкция – затворно-уравниваемое устройство ротора центробежного насоса, работающее подобно радиально-упорному гидростатическому подшипнику с высокой несущей способностью и, одновременно с этим, как бесконтактное уплотнение с саморегулируемой протечкой. Затворно-уравнивающее устройство предусматривает наличие регулятора перепада давления, поддерживающего превышение давления затворной среды над давлением нагнетания.

В работе проведён статический расчёт затворно-уравнивающего устройства и получены основные характеристики: зависимости торцового зазора гидропята, а также превышения давления затворной среды над давлением нагнетания и полного перепада давления на регуляторе и его золотнике, от полного перепада давления на затворно-уравнивающем устройстве; зависимость расхода затворной среды через регулятор и цилиндрический дроссель от полного перепада давления. Анализ показывает, что рабочий диапазон применения затворно-уравнивающих устройств значительно шире по сравнению с применением гидропят стандартной конструкции, а величина торцового зазора меняется незначительно с отклонением значения внешнего воздействия от номинального.

СТАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ОСЕВОГО УРАВНОВЕШИВАНИЯ РОТОРА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

*Зуева Н.В., ст. преп., канд. техн. наук, СумГУ,
Лейба В.М., студент гр. ДМ-31, СумГУ*

Для многоступенчатых высоконапорных насосов величина осевой силы, действующая на ротор, измеряется десятками и даже сотнями тонн, поэтому устройства для ее уравнивания оказываются напряженными.

Секція динаміки та міцності

Чаще всего для уравнивания осевой силы используют осевые подшипники, разгрузочные поршни (думмисы), и гидропят (автоматические разгрузочные устройства). Преимущества гидропят обусловлены тем, что они представляют собой систему автоматического регулирования несущей способности и протечек.

Использование гидропят связано с большими утечками жидкости, поэтому чтобы обеспечить малые потери рабочей среды, необходимо уменьшать торцовый зазор при возможных изменениях осевой силы и деформациях диска гидропята, а это влечет за собой опасность контакта торцовых поверхностей. Для решения этой проблемы необходимо использование таких устройств, которые бы позволяли отслеживать возможные перекосы диска гидропята или опорного кольца и обеспечивали плоскостность канала, тем самым, уменьшая утечки и возможность контакта торцовых поверхностей. Поиск оптимальных решений привел к появлению новых конструкций гидропят с упруго установленными вкладышами. Для надежности и экономичности таких узлов необходимо добиваться оптимального взаимодействия отдельных функциональных элементов, для чего нужны более совершенные методы их расчета.

В работе выполнено исследование гидродинамических процессов в дросселирующих каналах автоматического разгрузочного устройства. Проведен гидроупругий анализ модифицированной конструкции гидропята. Получены статические и расходные характеристики. Рассмотрены связанные осевые колебания диска гидропята и упруго установленного кольца.

АНТИПОМПАЖНЫЙ РЕГУЛИРУЮЩИЙ КЛАПАН ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

*Савченко Е.Н., доц., канд. техн. наук, СумГУ,
Сидорец А., студент гр. ДМ-41, СумГУ*

Помпаж является нестационарным процессом в центробежном компрессоре и выражается в срыве потока газа через рабочее колесо компрессора. Этот процесс наступает, когда энергия, передаваемая лопатками рабочего колеса потоку газа, недостаточна для преодоления сопротивления сети со стороны нагнетания компрессора при работе на режимах низких расходов, при этом возникают отрывы потока газа от лопаток рабочего колеса. Это приводит к появлению областей с пониженным давлением и вихреобразованием в межлопаточном пространстве, в результате чего вначале возникают повышенные вибрация и шум. Дальнейшее развитие помпажа (на частотах от 0,5 до нескольких Гц) часто приводит к авариям с крупными поломками центробежного компрессора, приводного двигателя ГПА и другого оборудования.