СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ЗАТВОРНО-УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Иван Павленко[1]

АННОТАЦИЯ

В работе изложена методика статического расчёта принципиально новой конструкции гидропяты – затворно-уравновешивающего устройства центробежного насоса. Данное устройство авторазгрузки осевой силы представляет собой сложную гидромеханическую систему, которая является системой автоматического регулирования, состоящей из двух подсистем: гидропяты и регулятора перепада давления и обладает рядом преимуществ по сравнению с устройствами традиционного исполнения.

Ключевые слова: осевая сила, гидропята, регулятор, статический расчёт

1. ВВЕДЕНИЕ

Для уравновешивания осевых сил, действующих на ротор многоступенчатых центробежных машин, применяются как разгрузочные поршни так и системы автоматического уравновешивания – гидропяты. В случае применения разгрузочного поршня протечки рабочей жидкости ограничиваются различными типами концевых уплотнений [1]. Наличие упорных подшипников и сложной системы концевых уплотнений приводят к усложнению системы осевого уравновешивания ротора, уменьшению её надёжности и снижению экономичности.

Во многих отраслях промышленности существует необходимость в применении автоматических разгрузочных устройств (Рис.1). Осевая сила *T*, действующая на ротор, воспринимается посаженным на валу разгрузочным диском 1, образующим с корпусом торцовый уплотняемый зазор 4. Разгрузочный диск отделён от давления нагнетания насоса щелевым втулочным уплотнением 2. Давления в полостях 3 и 6 зависят от величины торцового зазора *z*. Конструкция предусматривает наличие отжимного устройства 5, уменьшающего вероятность задира торцовой пары в момент пуска насоса.

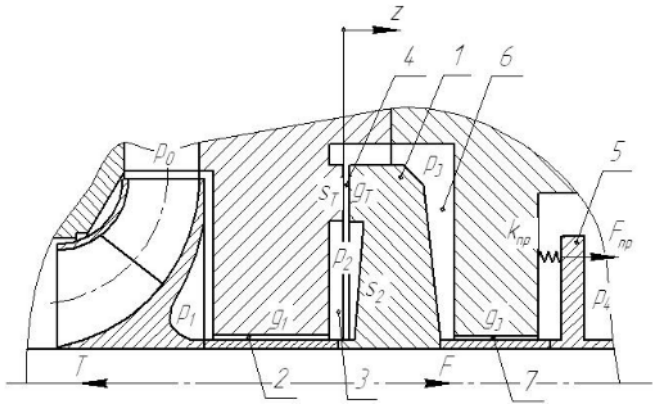

Рисунок 1 – Гидропята традиционного исполнения

Увеличение осевой силы, действующей на ротор, приводит к уменьшению торцового зазора. При этом проводимость торцового дросселя 4 уменьшается, и давление p_2 в полости 3 увеличивается; давление p_3 в полости 6 при этом уменьшается. В результате увеличивается сила *F*, и ротор возвращается в первоначальное положение.

Достоинствами традиционной конструкции гидропяты являются автоматизм работы и сравнительная простота конструкции. В то же время эта конструкция имеет недостатки, связанные с ростом протечек вследствие неизбежного износа цилиндрических щелей, а также невозможностью регулировать величину протечек.

В связи с вышеизложенными недостатками устройств авторазгрузки традиционного исполнения предложена принципиально новая конструкция – затворно-уравновешивающее устройство ротора центробежного насоса [2], работающее подобно радиально-упорному гидростатическому подшипнику с высокой несущей способностью и, одновременно с этим, как бесконтактное уплотнение с саморегулируемой протечкой (Рис. 3).

Поскольку давление рабочей среды в процессе работы насоса может изменяться, то для предотвращения вытоков рабочей жидкости в атмосферу

необходимо поддерживать превышение давления затворной жидкости над давлением рабочей среды [3]. Следовательно, затворно-уравновешивающее устройство должно предусматривать наличие регулятора перепада давления (Рис. 2).

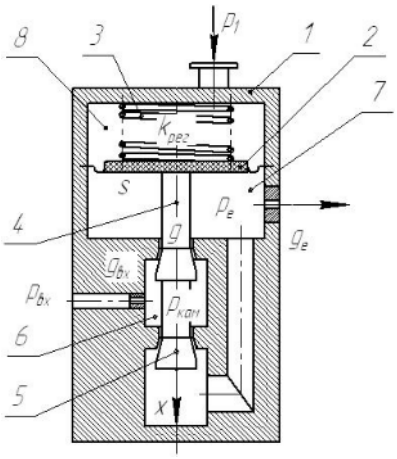

Рисунок 2 – Регулятор перепада давления

Регулятор содержит корпус 1, в котором размещены мембранный привод 2, пружина задания 3, шток 4, а также дросселирующий орган, содержащий двухседельный затвор 5. Входное давление $p_{вх}$, несколько превышающее давление p_1 насоса, дросселируется до давления $p_{кам}$ в камере 6, содержащей затвор 5. Затворная жидкость с выходным давлением p_e, равным затворному давлению в подмембранной полости 7 подаётся через дроссель в камеру гидропяты. Надмембранная камера 8 сообщена с полостью насоса за последним рабочим колесом. При увеличении давления p_1 суммарное усилие, действующее на мембрану 2 увеличивается, и затвор 5 открывается, тем самым увеличивая свою проводимость. Следовательно, давление p_e в подмембранной камере 7 возрастает, и на нижней плоскости мембраны 2 создаётся усилие, компенсирующее силу, вызываемую давлением на верхнюю плоскость мембраны. В результате превышение давления в камере 8 над давлением в камере 7 остаётся неизменным, равным $\delta p = p_e - p_1$. Величина этого перепада предварительно устанавливается усилием деформации пружины 3.

Затворно-уравновешивающее устройства, принципиальная схема которого показана на рисунке 3, представляет собой сложную гидромеханическую систему, являющуюся системой автоматического регулирования, которая состоит из двух подсистем: гидропяты и регулятора перепада давления.

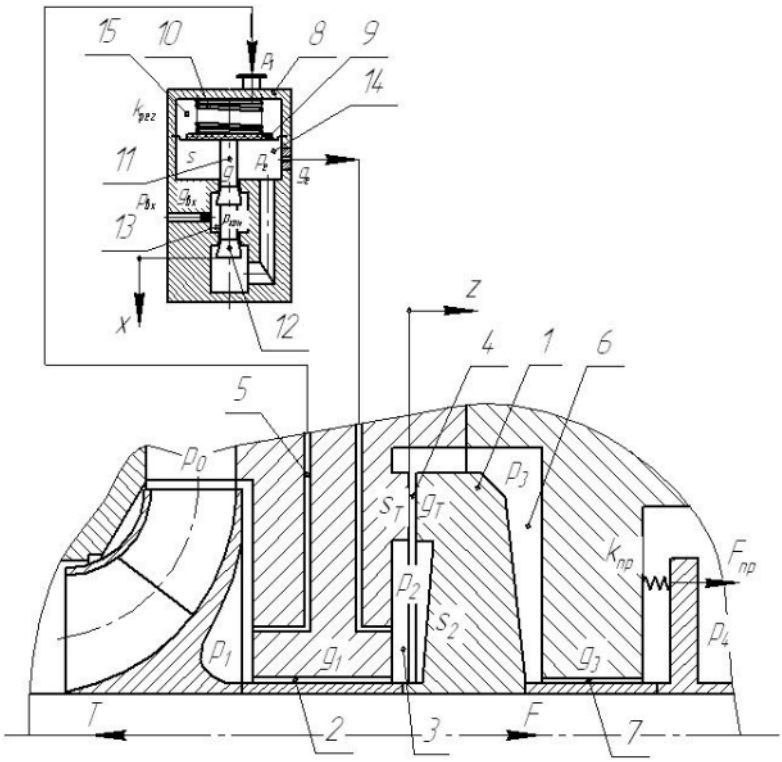

Рисунок 3 – Затворно-уравновешивающее устройство:
1 – разгрузочный диск; 2, 7 – цилиндрические дроссели; 3 – камера гидропяты; 4 – торцовый дроссель; 5 – отвод в надмембранную камеру регулятора; 6 – полость за разгрузочным диском; 8 – корпус регулятора; 9 – мембрана; 10 – пружина задающего воздействия; 11 – шток регулятора; 12 – сёдла регулятора; 13 – входная камера регулятора; 14, 15 – под- и надмембранная камеры регулятора.

Осевая сила *T*, действующая на ротор, воспринимается разгрузочным диском 1. В полость 3 между втулочным и торцовым уплотнениями через дроссель 5 подводится затворная среда. Функцию внешнего дросселя выполняет дополнительное втулочное уплотнение 6. Давления в полостях 3 и 6 зависят от торцового зазора *z*. Случайное уменьшение осевой силы *T*, действующей на ротор, приводит к увеличению торцового зазора. При этом давление p_2 в полости 3 уменьшается, давление p_3 в полости 6 увеличивается. В результате уменьшения давления p_2 перепад давления на выходном дросселе регулятора $p_e - p_2$ увеличивается, что приводит к увеличению расхода затворной среды, необходимому для предотвращения протечек рабочей жидкости через цилиндрический дроссель 2. Одновременно с этим, величина разгрузочной силы *F* уменьшается, и ротор возвращается в первоначальное положение. В случае увеличения осевой силы торцовый зазор *z*, перепад давления $p_e - p_2$ и расход затворной жидкости уменьшаются.

В итоге ротор принимает положение соответствующее выполнению условия осевого равновесия $F = T$.

Достоинством затворно-уравновешивающего устройства является то, что оно выполняет функции осевого гидростатического подшипника и бесконтактного уплотнения с саморегулируемой протечкой. Кроме того, устройство работает в режиме отсутствия протечек рабочей среды в атмосферу Наряду с преимуществами затворно-уравновешивающего устройства, оно не лишено недостатков, таких как сложность решения задачи об установлении параметров гидромеханической системы, объединяющей две системы автоматического регулирования в одну целостную структуру.

2. СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ ЗАТВОРНО-УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Статический расчёт затворно-уравновешивающего устройства позволяет на стадии проектирования выбирать основные геометрические параметры гидромеханической системы таким образом, чтобы в заданном диапазоне изменения осевой силы торцовый зазор и протечки не превышали допустимых пределов. Расчёт основан на совместном рассмотрении уравнений осевого равновесия ротора [4] насоса и штока регулятора перепада давления, а также уравнений баланса расходов затворной среды.

Уравнение осевого равновесия ротора имеет вид:

$$T = F + F_{пр}, \tag{1}$$

где $F_{пр}$ – усилие предварительной деформации упругого элемента.

Определяя силу F, действующую на разгрузочный диск гидропяты

$$F = s_{Э}\left(p_2 - p_3\right), \tag{2}$$

где $s_{Э}$ – эффективная площадь, запишем уравнение осевого равновесия:

$$s_{Э}\left(p_2 - p_3\right) = T - F_{пр}. \tag{3}$$

Уравнение осевого равновесия штока регулятора перепада давления:

$$p_e s = p_1 s + F_{рег}, \tag{4}$$

где $F_{рег}$ – задающее воздействие регулятора.

Уравнения баланса расходов можно составить на основании рассмотрения схемы гидравлического тракта, представленной на рисунке 4:

$$Q_{вх} = Q_{кам} = Q_e = Q_1 + Q_T;\ \ Q_T = Q_3; \tag{5}$$

где $Q_{вх}$ – расход жидкости через входной дроссель регулятора перепада давления; $Q_{кам}$ – расход жидкости через зазор, образованный между затвором и корпусом регулятора; Q_e – расход затворной среды; Q_1, Q_3, Q_T – расходы жидкости через входной и выходной цилиндрические дроссели гидропяты, а также расход через торцовый зазор.

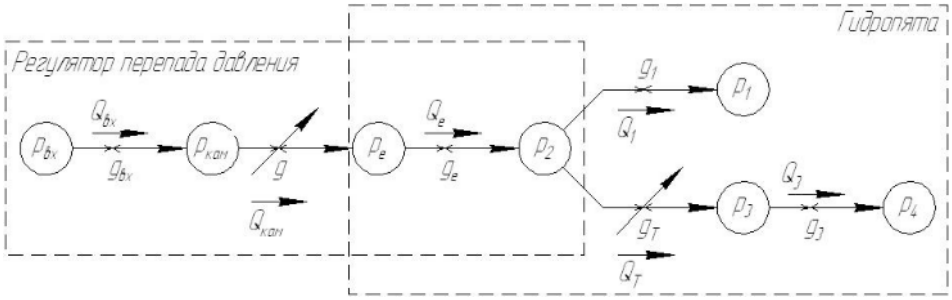

Рисунок 4 – Схема гидравлического трактазатворно-уравновешивающего устройства центробежного насоса

Считая затворную жидкость вязкой, а течение ламинарным, расходы будут определяться как

$$\begin{gathered} Q_{вх} = g_{вх}\left(p_{вх} - p_{кам}\right);\ Q_{кам} = g\left(p_{кам} - p_e\right);\ Q_e = g_e\left(p_e - p_2\right); \\ Q_1 = g_1\left(p_2 - p_1\right);\ Q_T = g_T\left(p_2 - p_3\right);\ Q_3 = g_3\left(p_3 - p_4\right). \end{gathered} \tag{6}$$

Проводя исследования для безразмерных давлений $\psi_{вх,1,2,3,4}$, осевой силы τ, усилий пружин χ и $\chi_{рег}$, площадей σ, σ_M и зазоров u, ξ

$$\begin{gathered} \psi_{вх,e,1,2,3,4} = \frac{p_{вх,e,1,2,3,4}}{p_Б};\ \tau = \frac{T}{p_Б s_Б} = b\psi_1;\ \chi = \frac{F_{пр}}{p_Б s_Б}; \\ \chi_{рег} = \frac{F_{рег}}{p_Б s_Б};\ \sigma = \frac{s_Э}{s_Б};\ \sigma_M = \frac{s}{s_Б};\ u = \frac{z}{z_Б};\ \xi = \frac{x}{x_Б} \end{gathered} \tag{7}$$

можно составить систему разрешающих уравнений статического расчёта:

$$\begin{gathered}\sigma(\psi_2-\psi_3)=b\psi_1-\chi;\ \ \sigma_M(\psi_e-\psi_1)=\chi_{рег};\\ g_{вх}(\psi_{вх}-\psi_{кам})=g_Б\xi^3(\psi_{кам}-\psi_e)=g_e(\psi_e-\psi_2)=\\ =g_1(\psi_2-\psi_1)+g_{ТБ}u^3(\psi_2-\psi_3);\\ g_{ТБ}u^3(\psi_2-\psi_3)=g_3(\psi_3-\psi_4).\end{gathered} \tag{8}$$

Статическая и расходная характеристики как зависимости безразмерных торцового зазора u и расхода затворной среды $q_в$ от величины $\Delta\psi$

$$u=\sqrt[3]{\alpha_{ЗТБ}\frac{\sigma}{b}\frac{\left(g_e+g_1+g_3\frac{b}{\sigma}\right)\Delta\psi+g_e\delta\psi+g_3\frac{b}{\sigma}\left(\psi_4-\frac{\chi}{b}\right)}{(g_e+g_1+g_3)\left(\Delta\psi+\psi_4-\frac{\chi}{b}\right)}};\tag{9}$$

$$q_e=\frac{\left(1-\frac{b}{\sigma}\right)\Delta\psi+(1+\alpha_{13})\delta\psi+\frac{b}{\sigma}\left(\frac{\chi}{b}-\psi_4\right)}{1-\frac{b}{\sigma}+(1+\alpha_{13})\delta\psi+\frac{\chi}{\sigma}-\psi_4}$$

приведены на рисунке 5 для следующих данных: $g_1 = 2\cdot10^{-9}$ м^3(Па·с)$^{-1}$; $g_e : g_3 : g_{ТБ} : g_{вх} : g_Б = 2 : 1{,}5 : 0{,}4 : 2 : 2$; $\sigma = 1{,}1$; $\sigma_M = 0{,}5$; $\psi_{вх} = 3$; $\delta\psi = 0{,}3$; $\psi_4 = 0$; $\chi = 0{,}5$; $b = 0{,}95$.

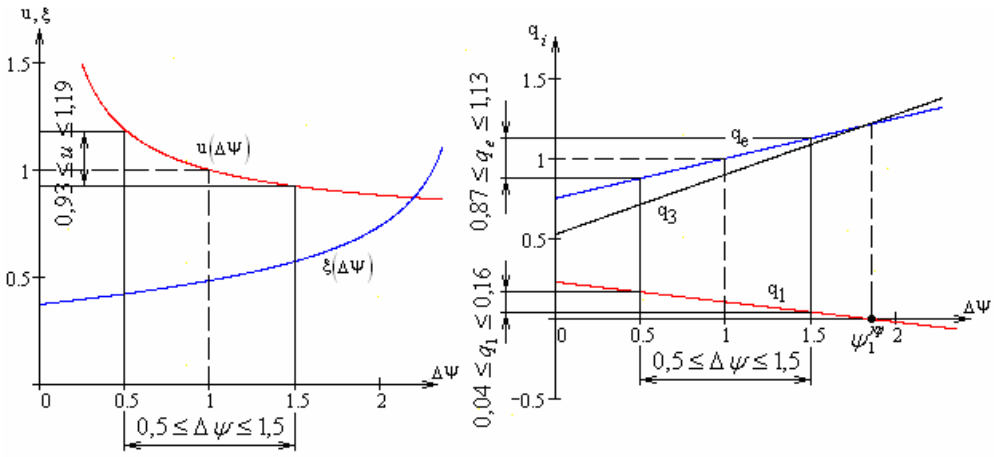

Рисунок 5 – Статическая и расходная характеристики

Таким образом, в диапазоне значений внешнего воздействия $0{,}5<\Delta\psi<1{,}5$ безразмерный торцовый зазор изменяется в пределах $0{,}93<u<1{,}19$; расход

затворной жидкости $0{,}87<q_e<1{,}13$. При этом давление в камере гидропяты превышает давление нагнетания не более, чем на 12%.

3. ВЫВОДЫ

Затворно-уравновешивающее устройство центробежного насоса, являясь системой автоматического регулирования торцового зазора и несущей способности, выполняет одновременно функции бесконтактной опоры и концевого уплотнения, работающего в режиме отсутствия протечек рабочей жидкости в атмосферу.

Анализ показывает, что рабочий диапазон применения затворно-уравновешивающих устройств значительно шире по сравнению с применением гидропят стандартной конструкции, а величина торцового зазора меняется незначительно с отклонением значения внешнего воздействия от номинального.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Рис В.Ф. *Центробежные компрессорные машины*.–Л. :Машиностроение,1981.-351с.
2. Корчак А., Печкис Г., Марцинковский В.А. *Затворно-уравновешивающее устройство ротора центробежного компрессора*// Компрессорная техника и пневматика в XXI веке.-Труды XIII Международной научно-технической конференции по компрессоростроению.– Сумы, 2006.–Т.3.– С.79-86.
3. *Статические характеристики регулятора постоянства перепада давлений прямого действия*/ В.П. Гуськов.– Харьков: изд-во ХАИ, 1982.– 63с.
4. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. *Насосы атомных электростанций*.– М.: Энергоатомиздат, 1987.– 256с.

STATIC ANALYSIS OF THE LOCKING AUTOMATIC BALANCING DEVICE OF THE CENTRIFUGAL PUMPS

SUMMARY

In this paper the technique of static calculation of essentially new design of the locking automatic balancing device of the centrifugal pump is stated. This device represents difficult hydromechanical system of automatic control consisting of two subsystems: a balancing disk and a regulator of pressure difference. This system possesses several advantages in comparison with devices of traditional execution.

Keywords: axial force, regulator, static analysis