

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ГИДРОПЯТЫ В КАЧЕСТВЕ ЗАТВОРНО-УРАВНОВЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА РОТОРА

*А. Корчак\**, доктор-инж., доц.; *Г. Печкис\**, докторант;

*В.А. Марцинковский\*\**, д-р техн. наук, проф.

\*Силезский политехнический институт, г. Гливице, Польша

\*\*Сумский государственный университет

Для уравнивания осевых сил, действующих на ротор центробежного компрессора, чаще всего используются разгрузочные поршни. Они не обеспечивают стабильного осевого положения ротора, поэтому требуется установка дополнительных двусторонних упорных подшипников. Для предотвращения или уменьшения вытоков газа в атмосферу в полость за разгрузочным поршнем подается запирающая или буферная жидкость. Ее протечки ограничиваются концевыми уплотнениями, чаще всего щелевыми уплотнениями с плавающими кольцами [1]. Наличие упорных подшипников и сложной системы концевых масляных уплотнений приводит к тому, что система осевого уравнивания ротора является сложной, неэкономичной и недостаточно надежной.

Ниже рассмотрено автоматическое уравнивающее устройство (система авторазгрузки), которое работает как радиально-упорный гидростатический подшипник с высокой несущей способностью и как затворное бесконтактное уплотнение с саморегулируемой протечкой.

Приведена методика расчета статических характеристик – зависимостей установившихся значений торцового зазора и расходов от внешних воздействий. Методика позволяет на стадии проектирования выбрать основные геометрические параметры устройства так, чтобы в заданном диапазоне рабочих параметров компрессора обеспечивалась требуемая герметичность при минимальных расходах затворной среды и при сохранении бесконтактного режима работы устройства.

### ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ РАСЧЕТА

Рассматривается уравнивающее устройство типа гидропяты [2].

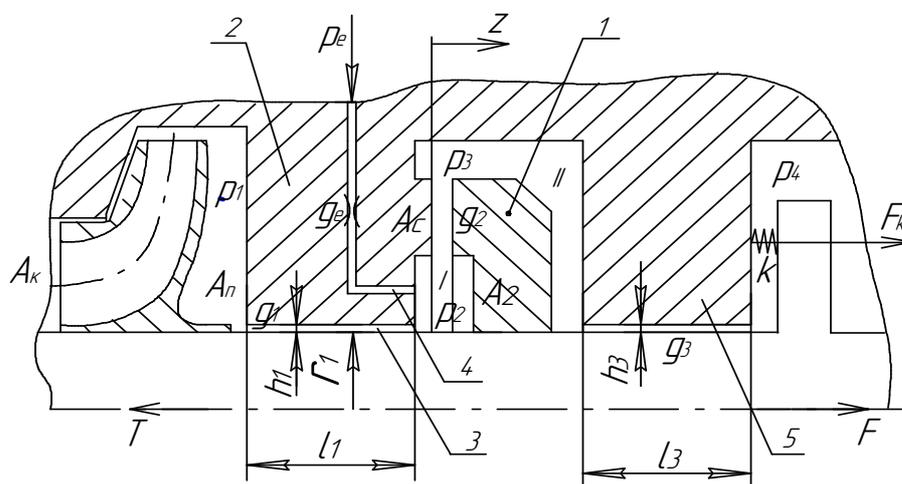


Рисунок 1 - Расчетная схема уравнивающего устройства

Осевая сила, действующая на ротор, воспринимается закрепленным на валу уравнивающим диском 1 (рис.1), отделенным от давления нагнетания компрессора щелевым втулочным уплотнением 2 и образующим с корпусом торцовый уплотняющий зазор 3. В полость I между втулочным и торцовым уплотнениями через дроссель 4 подводится затворная или буферная среда. За диском установлено еще одно уплотнение 5, например, втулочное. Давление перед диском и после него (в полости II) зависит от торцового зазора, т.е. от осевого положения ротора. Уменьшение осевой силы, действующей на ротор, приводит к увеличению торцового зазора. При этом давление перед диском уменьшается, а за диском увеличивается. В результате уменьшается осевая сила давления на диск, и ротор возвращается в равновесное состояние с торцовым зазором, близким к исходному номинальному значению. Таким образом, устройство

одновременно выполняет функции осевого гидро- или газостатического подшипника и комбинированного саморегулируемого бесконтактного уплотнения.

Систему уравнивания будем рассматривать как систему автоматического регулирования, для которой торцовый зазор  $z$  и расход затворной среды  $Q_e$  - регулируемые величины, осевая сила давления на уравнивающий диск - регулирующее воздействие. Осевая сила  $T$ , действующая на ротор, превышение затворного давления  $p_e$  над давлением нагнетания  $p_1$ :  $\delta p = p_e - p_1$  и общий перепад давления на уравнивающем устройстве  $\Delta p = p_1 - p_4$  являются внешними воздействиями.

Основная цель работы – показать преимущества предлагаемого устройства по сравнению с разгрузочным поршнем. Поэтому задача расчета решается в простейшей постановке: затворная среда – вязкая жидкость, течение во всех дросселирующих каналах - ламинарное изотермическое.

### СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Статический расчет, т.е. определение установившихся значений торцового зазора и расхода в зависимости от внешних воздействий, выполняется на основании уравнения осевого равновесия ротора и уравнений баланса расходов в элементах гидравлического тракта (рис. 2).

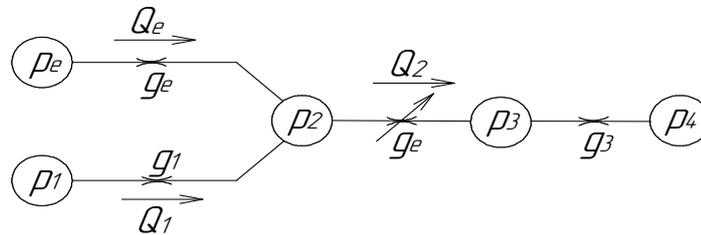


Рисунок 2 - Схема гидравлического тракта

Эти уравнения для случая протечек затворной среды в масляную полость имеют вид

$$T = F + F_k, \quad Q_e = Q_1 + Q_2, \quad Q_2 = Q_3,$$

где  $F_k = k_*(\Delta - z)$  - осевая сила отжимного устройства, используемого в некоторых многоступенчатых центробежных машинах для предотвращения возможных задиров торцовых поверхностей на режимах пуска и останова [2]. Сила  $F_k$  направлена в сторону увеличения торцового зазора;  $k_*$  - жесткость упругих элементов;  $\Delta$  - их предварительная деформация.  $F$  - осевая сила давления, действующая на уравнивающий диск и выполняющая роль регулирующего воздействия. Для линейного изменения давления по радиусу торцового зазора установившееся значение регулирующего воздействия

$$F = A_2 p_2 + 0,5 A_c (p_2 + p_3) - (A_2 + A_c) p_3 = A_0 (p_2 - p_3),$$

$A_0 = A_2 + 0,5 A_c$  - эффективная площадь разгрузочного диска.

Приведем силы к безразмерному виду

$$\varphi = \frac{F}{A_n p_n} = \sigma (\psi_2 - \psi_3), \quad \tau = \frac{T}{A_n p_n}, \quad \chi = \frac{F_k}{A_n p_n} \approx \frac{k_* \Delta}{A_n p_n}, \quad (z \ll \Delta), \quad (1)$$

$$\sigma = \frac{A_0}{A_n}, \quad \psi_2 = \frac{p_2}{p_n}, \quad \psi_3 = \frac{p_3}{p_n},$$

где  $A_n, p_n$  - номинальные значения площади и давления. В качестве  $A_n$  удобно принимать площадь  $A_k$  (рис.1) входной воронки рабочего колеса, в качестве  $p_n$  - номинальное давление нагнетания компрессора.

Запишем условие осевого равновесия ротора в безразмерном виде:

$$\tau = \varphi + \chi. \quad (2)$$

Давления  $p_2, p_3$ , которые входят в выражение силы давления  $F$ , находим из уравнений баланса расходов. Для ламинарных режимов течения расходы пропорциональны перепадам давления:

$$Q_e = g_e(p_e - p_2), \quad Q_1 = g_1(p_2 - p_1), \quad Q_2 = g_2(p_2 - p_3), \quad Q_3 = g_3(p_3 - p_4),$$

где проводимости кольцевых и торцового дросселей [2]

$$g_1 = \frac{\pi r_1 h_1^3}{6\mu l_1}, \quad g_3 = \frac{\pi r_1 h_3^3}{6\mu l_3}, \quad g_2 = g_{2n} u^3, \quad g_{2n} = \frac{\pi r_m z_n^3}{6\mu l_2}, \quad u = \frac{z}{z_n}, \quad (3)$$

$z_n$  - оптимальное с точки зрения протечек и надежности значение торцового зазора.

Подставим расходы в уравнения баланса

$$g_e(p_e - p_2) = g_1(p_2 - p_1) + g_{2n} u^3(p_2 - p_3), \quad g_{2n} u^3(p_2 - p_3) = g_3(p_3 - p_4).$$

Из этих равенств находим:

$$p_2 = \frac{g_e p_e + g_1 p_1 + g_u p_4}{g_c + g_u}, \quad (4)$$

$$p_3 = g_u \frac{g_e p_e + g_1 p_1 + \left[ g_u + \frac{g_3}{g_2} (g_c + g_u) \right] p_4}{g_3 (g_c + g_u)},$$

где введены обозначения эквивалентной проводимости параллельных  $g_c$  и последовательно соединенных  $g_u$  дросселей:

$$g_c = g_e + g_1, \quad g_u = \frac{g_2 g_3}{g_2 + g_3} = \frac{g_{2n} u^3 g_3}{g_{2n} u^3 + g_3}.$$

Проводимость  $g_c$  постоянна, не зависит от безразмерного торцового зазора  $u$ . В дальнейшем для краткости будем использовать относительные проводимости

$$\alpha_{ki} = \left( \frac{g_k}{g_i} \right)_{u=i}. \quad (5)$$

Эквивалентная проводимость последовательных дросселей приводится к виду

$$g_u = \frac{g_{2n}}{\alpha_{23} + 1/u^3}. \quad (6)$$

В системах без дополнительного дросселя ( $g_3 \rightarrow \infty$ )  $g_u = g_{2n} u^3$ , а безразмерные проводимости  $\alpha_{k3} = 0$ .

Если выход газа в полость  $I$  недопустим, то давление затворной жидкости необходимо выбирать из условия  $p_2 > p_1$ ,  $Q_1 > 0$ . В этом случае расход  $Q_1$  затворной жидкости попадает в газовую полость. Из выражения (4)  $p_2 > p_1$ ,  $Q_1 > 0$ , если

$$p_e - p_1 > \frac{g_u}{g_e} (p_1 - p_4).$$

Когда недопустимо попадание затворной (буферной) среды в газовую полость, последнее условие нужно заменить неравенством обратного смысла.

После перехода к безразмерным давлениям и относительным проводимостям это условие принимает вид

$$\delta\psi > \frac{\alpha_{2e} \Delta\psi}{\alpha_{23} + 1/u^3}, \quad (7)$$

где  $\delta\psi = \psi_e - \psi_1$ ,  $\Delta\psi = \psi_1 - \psi_4$ ,  $\psi_e = \frac{p_e}{p_h}$ ,  $\psi_4 = \frac{p_4}{p_h}$ .

Необходимое давление  $\psi_e$  затворной среды зависит от торцового зазора, который, в свою очередь, зависит от давления нагнетания  $\psi_1$  и давления  $\psi_e$ . В первом приближении можно использовать условие (7)

для номинального режима:  $\psi_1 = u = 1$ . В дальнейшем при необходимости возможна корректировка выбранного значения  $\delta\psi$ . Корректировка может потребоваться, если при некоторых значениях  $\psi_1$  из заданного рабочего диапазона его изменения выбранное  $\psi_e$  не удовлетворяет условию (7). Из соотношения (7) видно, что  $\delta\psi$  уменьшается с увеличением проводимости  $g_e$  и с уменьшением проводимости  $g_3$  дополнительного дросселя.

По формуле (1) после перехода к безразмерным давлениям найдем безразмерное регулирующее воздействие – силу давления на разгрузочный диск:

$$\varphi = \sigma \frac{\alpha_{e2}\delta\psi + \alpha_{e2}\Delta\psi}{u^3 + \alpha_{cu}}, \quad \sigma = \frac{A_0}{A_n}. \quad (8)$$

Безразмерная гидростатическая жесткость регулятора

$$\frac{\partial\varphi}{\partial u} = -3 \frac{\sigma u^2}{(u^3 + \alpha_{cu})^2} (\alpha_{e2}\delta\psi + \alpha_{e2}\Delta\psi) < 0. \quad (9)$$

Отрицательное значение жесткости является признаком статической устойчивости системы авторазгрузки.

Воспользовавшись уравнением равновесия (2) с учетом (8), получим выражение безразмерного торцового зазора как функцию уравниваемой осевой силы  $\tau$  и перепадов давления  $\delta\psi$ ,  $\Delta\psi$ :

$$u = \left( \sigma \frac{\alpha_{e2}\delta\psi + \alpha_{e2}\Delta\psi}{\tau - \chi} - \alpha_{cu} \right)^{1/3}. \quad (10)$$

Безразмерное усилие  $\chi$  отжимного устройства можно рассматривать как задающее воздействие, с помощью которого производится настройка системы уравнивания. Формула (10) позволяет построить статические характеристики по любому из внешних воздействий.

Торцовый зазор сохраняет положительные значения при условии

$$\delta\psi > \frac{1}{\sigma} \cdot \frac{\alpha_{cu}}{\alpha_{e2}} (\tau - \chi) - \alpha_{e2}\Delta\psi. \quad (11)$$

Как правило, уравниваемая осевая сила пропорциональна давлению нагнетания:  $T \approx A_k p_1$ ,  $\tau \approx \psi_1$ . Положим  $\tau = b\psi_1$ , где коэффициент пропорциональности  $b$  близок к единице. При этом статическая характеристика (10) приводится к виду

$$u = \left[ \alpha_{cu} \left( \alpha_{u2} \frac{\sigma}{b} \cdot \frac{\psi_1 - \psi_4 + \alpha_{e2}\delta\psi}{\psi_1 - \chi/b} - 1 \right) \right]^{1/3}. \quad (12)$$

В полученном выражении внешними воздействиями являются безразмерные давление нагнетания  $\psi_1$  и превышение затворного давления  $\delta\psi = \psi_e - \psi_1$ . Если потребовать, чтобы при номинальных значениях внешних воздействий торцовый зазор был оптимальным:  $z = z_n$  или  $u = 1$ , то из этого условия можно выбрать проводимость  $g_e$  канала, по которому затворная жидкость подводится в камеру  $I$ . Приравнявая единице выражение (12) и учитывая  $g_c = g_e + g_1$ , найдем

$$g_e = g_1 \frac{(1 + \alpha_{u1})(b\psi_1 - \chi) - \alpha_{u2}\sigma(\psi_1 - \psi_4)}{\alpha_{u2}\sigma(\delta\psi + \psi_1 - \psi_4) - (b\psi_1 - \chi)}. \quad (13)$$

Выбор проводимости  $g_e$  нужно проводить для номинального значения давления, т.е. для  $\psi_1 = 1$ . В данном случае условие положительности торцового зазора накладывает ограничения на диапазон изменения давления нагнетания:

$$\frac{\chi}{b} < \psi_1 < \frac{\sigma(\alpha_{e2}\delta\psi - \psi_4) + \alpha_{2u}\chi}{\alpha_{2u}b - \sigma}. \quad (14)$$

Нужно, однако, помнить, что на основании (7) выход газа в масляную полость для принятого значения  $\delta\psi$  не происходит, если

$$\psi_1 < \psi_4 + \alpha_{e2}(\alpha_{23} + 1/u^3)\delta\psi. \quad (15)$$

Последнее условие может накладывать более жесткие ограничения на верхний предел давления нагнетания.

Полный расход затворной жидкости через уравнивающее устройство определяется выражением  $Q_e = g_e(p_e - p_2)$ , а после подстановки (4) и перехода к безразмерным давлениям получим безразмерный расход

$$\bar{Q}_e = \frac{Q_e}{Q_n} = \frac{G}{G_n \alpha_{ce}} [(1 + \alpha_{1u}) \delta\psi + \Delta\psi],$$

где номинальный расход и эквивалентная проводимость всего гидравлического тракта системы авторазгрузки

$$Q_n = G_n p_n, \quad G = \frac{g_c g_u}{g_c + g_u}, \quad G_n = G(u = 1).$$

С учетом (6)

$$G = \frac{g_{2n}}{\alpha_{23} + \alpha_{2c} + 1/u^3}, \quad (16)$$

а суммарный безразмерный расход затворной жидкости

$$\bar{Q}_e = \frac{\alpha_{ec} g_{2n} / G_n}{\alpha_{23} + \alpha_{2c} + 1/u^3} [(1 + \alpha_{13} + \alpha_{12}/u^3) \delta\psi + \psi_1 - \psi_4]. \quad (17)$$

Расход затворной жидкости в уплотняемую полость  $Q_1 = g_1(p_2 - p_1)$  после подобных преобразований принимает следующий безразмерный вид:

$$\bar{Q}_1 = \frac{Q_1}{Q_n} = \frac{\alpha_{1c} g_{2n} / G_n}{\alpha_{23} + \alpha_{2c} + 1/u^3} [\alpha_{e2} (\alpha_{23} + 1/u^3) \delta\psi - \psi_1 + \psi_4]. \quad (18)$$

Полученные формулы (16)-(18) содержат установившееся значение торцового зазора, определяемое статической характеристикой (10) или (12) для заданного диапазона внешних воздействий.

#### ПРИМЕР СТАТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА

В качестве примера рассмотрим систему автоматического осевого уравнивания ротора с параметрами:

$r_1 = 0,06\text{м}$ ,  $h_1 = 2 \cdot 10^{-4}\text{м}$ ,  $l_1 = 0,1\text{м}$ ,  $p_4 = 0$ ,  $b = 0,95$ ,  $\mu = 10^{-3}\text{Па} \cdot \text{с}$ , номинальное давление нагнетания  $p_n = 1\text{МПа}$ . На основании имеющегося опыта принимаем:  $g_e = 2g_1$ ,  $g_3 = 2g_1$ ,  $g_{2n} = 0,4g_1$ , т.е. при ширине контактного пояса  $l_2 = 20\text{мм}$  и среднем радиусе  $r_m = 0,5(r_2 + r_3) = 80\text{мм}$  номинальное значение торцового зазора, как следует из (3),  $z_n = 0,45h_1 = 0,09\text{мм}$ . Безразмерная площадь  $\sigma = 1,1$ , усилие отжимного устройства  $\chi = 0,05$ . Построим зависимости торцового зазора и расхода затворной среды от переменного давления нагнетания при условии, что между давлением и осевой силой существует линейная зависимость.

По формуле (3) вычисляем  $g_1 = 2,51 \cdot 10^{-9}\text{м}^3/\text{Па} \cdot \text{с}$ ,  $g_{un} = g_1/3$ ,  $g_c = g_1 + g_e = 3g_1$ . Из условия (7) для  $u = 1$  безразмерный перепад давления затворной жидкости  $\delta\psi > 0,17\psi_1$ . Примем  $\delta\psi = 0,2$ . Величина перепада поддерживается постоянной.

По формуле (13) для  $\psi_1 = 1$  находим  $g_e = 1,42g_1$ , что отличается от принятого ранее значения. Пока сохраним прежнее значение  $g_e = 2g_1$ . Из условия (14) безразмерное давление нагнетания не должно выходить за пределы  $0,053 < \psi_1 < 5,17$ . По формуле (16)  $G_n = 0,75g_{2n}$ ,  $Q_n = 0,753 \cdot 10^{-3}\text{м}^3/\text{с} = 2,71\text{м}^3/\text{ч}$ .

На рис. 3, 4 приведены в безразмерном виде зависимости торцового зазора и расхода от давления нагнетания. В диапазоне давлений  $0,5 < \psi_1 < 1,5$  значения зазора не выходят за пределы  $0,9z_n < z < 1,4z_n$ .

Максимальный расход затворной жидкости  $Q_e \approx 1,4 Q_n$ . В диапазоне  $0,514 < \psi_1 < 1,686$  давление  $p_2$  в камере на  $0,01\text{МПа}$  меньше давления нагнетания, т.е. нарушается условие (15) и небольшое количество газа ( $Q_1 \approx 1,5\text{л/мин}$ ) выходит в масляную полость. Если и

такие малые протечки газа недопустимы, то избежать их можно за счет увеличения давления затворной жидкости до  $\delta\psi = 0,22$ .

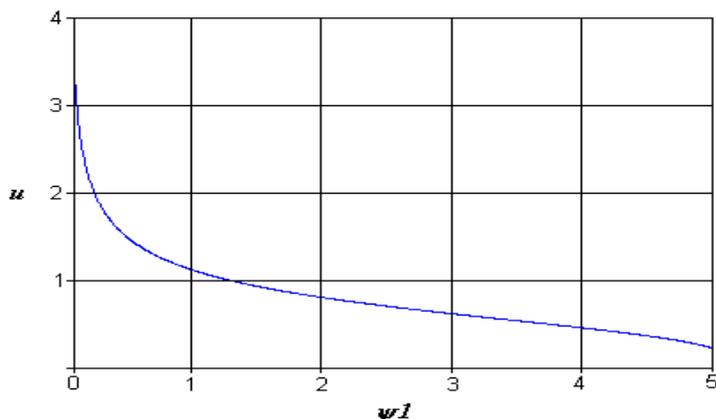


Рисунок 3 - Статическая характеристика

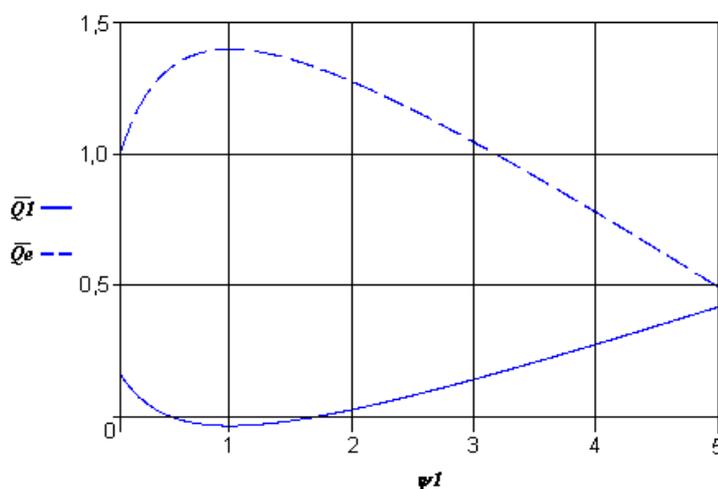


Рисунок 4 - Расходные характеристики

#### ВЫВОДЫ

1 Рассмотренная система уравновешивания осевых сил, действующих на ротор центробежного компрессора, выполненная в виде гидропята с подводом затворной жидкости, объединяет в себе функции осевой бесконтактной опоры и концевого уплотнения. В результате упрощается конструкция, повышаются экономичность и надежность по сравнению с системами, в которых используется разгрузочный поршень.

2 Преимущества уравновешивающего устройства обусловлены, главным образом, тем, что оно представляет собой систему автоматического регулирования торцового зазора, несущей способности и протечек. Надлежащим выбором геометрических размеров можно обеспечить близкие к оптимальным значения регулируемых параметров в заданном диапазоне изменения внешних воздействий: уравновешиваемой осевой силы и давления нагнетания.

#### SUMMARY

*Static and flow characteristics of automatic barrier arrangement for axial forces balancing which act to the centrifugal compressor rotor are obtained on based equations of rotor axial equilibrium and flow balance.*

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рис В.Ф. Центробежные компрессорные машины. – Л.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
2. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.

*Поступила в редакцию 6 октября 2004г.*