УДК 621.187.139

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ГИДРОУПРУГОСТИ ДИСКА ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ПЯТЫ

Павленко И.В.[1], Корчак А.[2]
[1]Сумский государственный университет, Украина
[2]Силезский политехнический институт Гливице, Польша

В современных высоконапорных центробежных насосах суммарное осевое усилие, действующее на ротор, достигает десятков тонн [1]. Существует множество способов разгрузки ротора, таких как применение думмиса, изменение взаимного расположения рабочих колёс и т.д.

В настоящее время применяются автоматические уравновешивающие устройства – гидравлические пяты. Они, как свидетельствует многолетний опыт эксплуатации, способны в течение длительного времени обеспечивать надёжное уравновешивание осевой силы, причём в широком диапазоне её изменения. Гидропята выполняет одновременно функции упорного гидростатического подшипника и комбинированного концевого уплотнения с саморегулируемым зазором. Работа устройства основана на том, что осевая сила, раскрывающая торцовую пару, зависит от величины зазора.

В рабочих условиях разгрузочный диск испытывает нагрузки, обусловленные давлением рабочей среды. Это приводит к деформациям, что нарушает плоскостность торцовых поверхностей. Изменение плоскостности сопровождается перераспределением гидравлического давления в торцовом зазоре гидропяты [3].

Задача гидроупругости заключается в совместном решении уравнения упругой деформации разгрузочного диска и уравнения движения жидкости в торцовом зазоре. В связи с этим предложена расчётная схема (рис. 1).

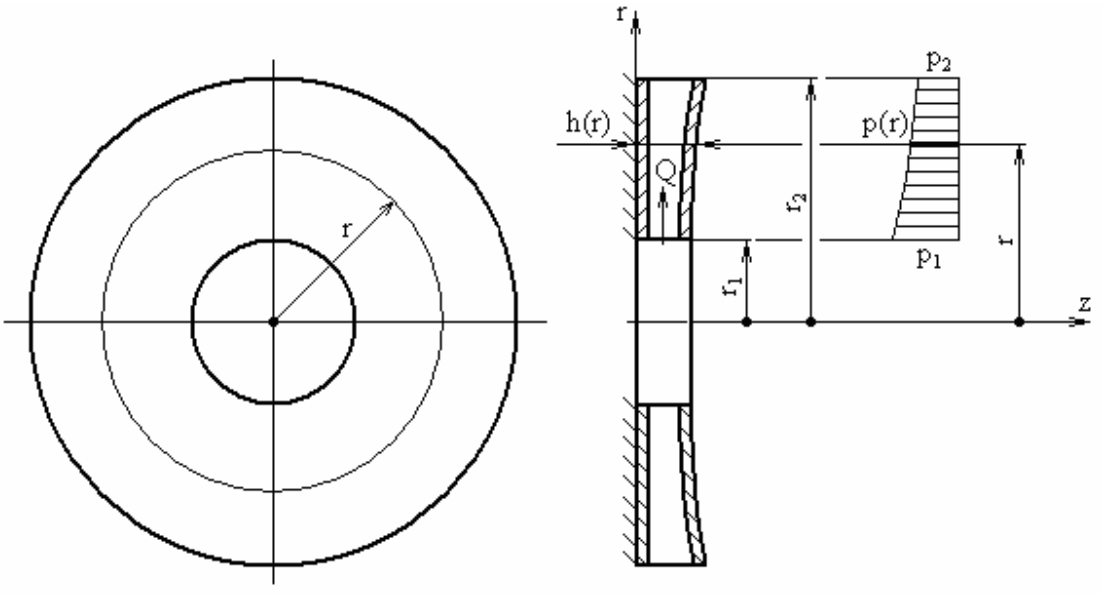

Рис. 1. Расчётная схема при решении задачи гидроупругости

Определение деформаций *w(r)* разгрузочного диска сводится к решению уравнения Софи Жермен:

$$\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left\{r\frac{d}{dr}\left[\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(r\frac{dw}{dr}\right)\right]\right\}=\frac{p(r)}{D}, \tag{1}$$

где функция распределения давления *p(r)* по радиусу торцовой щели определяется из решения системы уравнений Навье-Стокса, в цилиндрической системе координат имеющей следующий вид:

$$\begin{cases}\dfrac{\partial V_r}{\partial t}+V_r\dfrac{\partial V_r}{\partial r}+\dfrac{V_\varphi}{r}\dfrac{\partial V_r}{\partial \varphi}+V_z\dfrac{\partial V_z}{\partial z}-\dfrac{V_\varphi^2}{r}=F_r-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial r}+\nu\left(\Delta V_r-\dfrac{V_r}{r^2}-\dfrac{2}{r^2}\dfrac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi}\right);\\ \dfrac{\partial V_\varphi}{\partial t}+V_r\dfrac{\partial V_\varphi}{\partial r}+\dfrac{V_\varphi}{r}\dfrac{\partial V_\varphi}{\partial \varphi}+V_z\dfrac{\partial V_\varphi}{\partial z}+\dfrac{V_rV_\varphi}{r}=F_\varphi-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{r\partial \varphi}+\nu\left(\Delta V_r-\dfrac{V_\varphi}{r^2}+\dfrac{2}{r^2}\dfrac{\partial V_r}{\partial \varphi}\right);\\ \dfrac{\partial V_z}{\partial t}+V_r\dfrac{\partial V_z}{\partial r}+\dfrac{V_\varphi}{r}\dfrac{\partial V_z}{\partial \varphi}+V_z\dfrac{\partial V_z}{\partial z}=F_z-\dfrac{1}{\rho}\dfrac{\partial p}{\partial z}+\nu\Delta V_z.\end{cases} \tag{2}$$

При составлении математической модели приняты следующие допущения:

– жидкость несжимаема;

– течение установившееся, напорное, ламинарное;

– массовые силы, а также осевой градиент давления пренебрежимо малы;

– осесимметричная постановка задачи.

С учётом принятых допущений уравнения движения жидкости принимают следующий вид:

$$\begin{cases}V_r\dfrac{\partial V_r}{\partial r}+\nu\dfrac{V_r}{r^2}+\dfrac{1}{\rho}\dfrac{dp}{dr}=0;\\ \Delta V_r=0.\end{cases} \tag{3}$$

Краевые условия:

$$\begin{cases}V_r(r,0)=0;\\ V_r(r,h(r))=0;\\ p(r_1)=p_1;\\ p(r_2)=p_2,\end{cases} \tag{4}$$

где *h(r)* – функция, описывающая изменение торцового зазора по радиусу.

В первом приближении принимаем функцию скорости, удовлетворяющую кинематическим граничным условиям, в форме (рис. 2):

$$V_r(r,z)=a(r)\cdot z\cdot[h(r)-z], \tag{5}$$

где *a(r)* – неизвестная функция, подлежащая определению.

Удовлетворим условие неразрывности жидкости:

$$Q = \int_0^{h(r)} V_r \cdot \pi r \, dz = const \tag{6}$$

$$a(r) = \frac{6Q}{\pi r h^3(r)}. \tag{7}$$

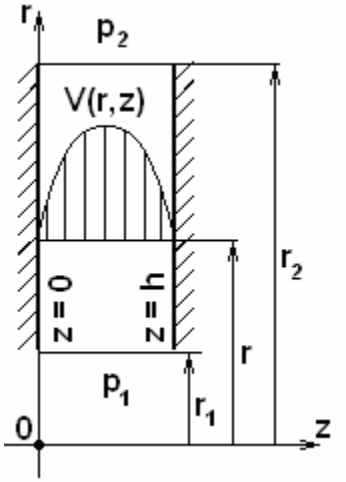

Рис. 2. Функция скорости

Подстановка выражения (5) в систему (3) с учётом формулы (7) приводит к дифференциальному уравнению

$$\frac{dp(r)}{dr} = -\frac{12\mu Q}{\pi r h^3(r)}, \tag{8}$$

интегрируя которое и удовлетворяя силовые граничные условия получим функцию распределения гидравлического давления по радиусу торцового зазора:

$$p(r) = p_1 - \frac{\int_{r_1}^{r} \frac{dr}{r h^3(r)}}{\int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r h^3(r)}} \cdot \Delta p. \tag{9}$$

Совместное решение уравнения Софи-Жермен (1) с учётом зависимости (9) методом последовательных приближений свидетельствует о понижении давления по радиусу торцового зазора (рис.3, а), что в свою очередь приводит к меньшим деформациям (рис.3 ,б).

Также имеет место уточнение статической и расходной характеристик гидравлической пяты (рис.4), что свидетельствует об уменьшении утечек рабочей среды через автоматическое разгрузочное устройство [2].

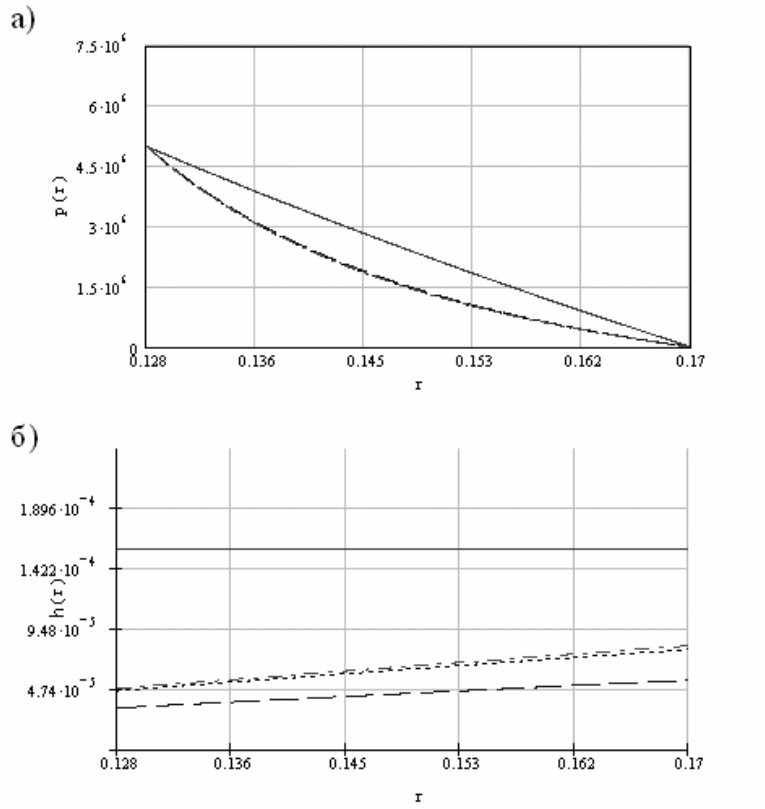

Рис.3. Результаты решения задачи гидроупругости

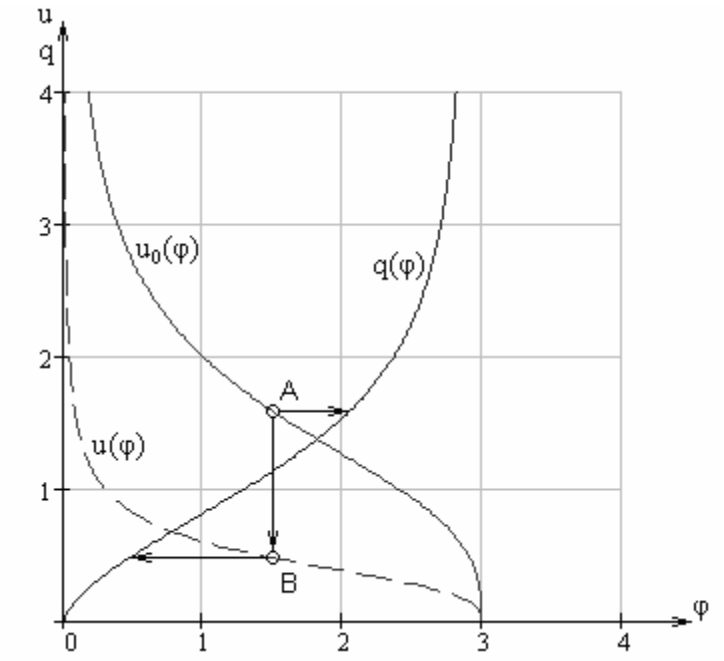

Рис.4. Статичесая и расходная характеристики гидропяты

SUMMARY

This article dials with mathematic model of the automatic modern device unloading axial force, which takes into account stiffness of construction elements. On the bases of this model, the algorithm of calculation of basic characteristics was developed and analyzed.

ЛИТЕРАТУРА

1. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат, 1987 – 256 с.

2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение, 1980.

3. Andrzey Korczac. Badania ukladóv rovnowazachych napor osiowy w wielostopniowych pompach odsrodkowych. Wyd. Politechniki Sląskiej, Glivice, 2005 – 161 p.