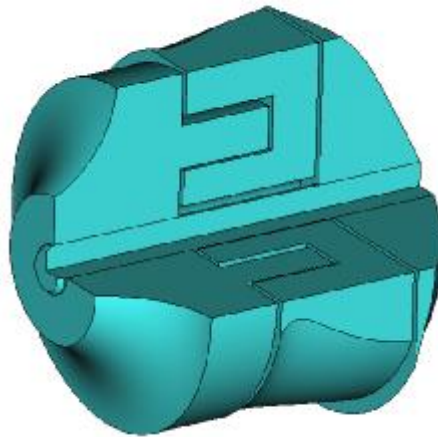


**РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК МНОГООПОРНЫХ ПОДШИПНИКОВ-УПЛОТНЕНИЙ С УЧЕТОМ ЭФФЕКТА ЛОМАКИНА-ЭТИНГЕРА**

*А.И. Панченко<sup>1</sup>, Л.А. Савин<sup>2</sup>*

В высокоскоростных машинах наиболее нагруженными и ответственными элементами, определяющими работоспособность и ресурс изделий, являются роторно-опорные узлы, применение в которых подшипников скольжения зачастую безальтернативно. Создание новых, более производительных турбомашин связано с повышением частот вращения их роторов, кроме этого, в некоторых случаях возникает необходимость уменьшения осевых размеров конструкции, при увеличении несущей способности. Выходом из сложившейся ситуации является применение многоопорного подшипника скольжения включающего три радиальных несущих слоя, вместо одного (рисунок 1). Исследуемая опора фактически является трехщелевым уплотнением, что дает возможность использовать как для ограничения перетока рабочего тела между полостями, так и для создания подъемной гидродинамической силы.



*Рисунок 1 - Конструктивная схема новой опоры*

Основой для построения математической модели истечения рабочего тела через зазор опоры скольжения является уравнение Рейнольдса, обобщенное на случай двумерного турбулентного течения вязкого сжимаемого смазочного материала:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{h^3 \cdot \rho}{\mu K_x} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[ \frac{h^3 \cdot \rho}{\mu K_z} \cdot \frac{\partial p}{\partial z} \right] = 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot U \cdot h) + 12\rho V + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t}, \quad (1)$$

где  $h$  – функция радиального зазора ();  $\mu$ ,  $\rho$  – вязкость и плотность смазочного материала;  $K_x$ ,  $K_z$  – коэффициенты турбулентности;

<sup>1</sup> Аспирант, Орловский государственный технический университет.

<sup>2</sup> Д-р техн. наук, профессор, Орловский государственный технический университет.

$$U = \omega R - \dot{e} \sin(\alpha - \varphi) + e\dot{\varphi} \cos(\alpha - \varphi); \quad V = \dot{e} \cos(\alpha - \varphi) + e\dot{\varphi} \sin(\alpha - \varphi). \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \bar{h}^1(x) &= 1 - \bar{e}_1 \cdot \cos(\varphi - \alpha(x)), \\ h^2(x) &= 1 + \bar{e}_2 \cdot \cos(\varphi - \alpha(x)), \\ \bar{h}^3(x) &= 1 - \bar{e}_3 \cdot \cos(\varphi - \alpha(x)), \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\bar{e}_1 = \frac{e}{h_{01}}$ ;  $\bar{e}_2 = \frac{e}{h_{02}}$ ;  $\bar{e}_3 = \frac{e}{h_{03}}$ .

Уравнение энергий

$$\rho \frac{dI}{dt} = \frac{dp}{dt} + \mu \cdot \left[ K_x \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + K_z \left( \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right]. \quad (4)$$

Дополнительными соотношениями для расчета, доопределяющими эту систему, являются зависимости теплофизических свойств смазочного материала от давления и температуры, а также уравнение состояния, связывающее плотность, давление и температуру:

$$\mu = \mu(p, T), \quad I = I(p, T), \quad f(p, \rho, T) = 0. \quad (5)$$

Определение полей давлений подшипника скольжения представляет собой краевую задачу решения вышепредставленной системы уравнений, реализуемую численными методами в программной среде математического моделирования MathLab.

Весьма значительное влияние на общую грузоподъемность опоры может оказывать эффект Ломакина-Этингера.

Физическое объяснение происхождения радиальной гидростатической центрирующей силы в щелевом уплотнении дал впервые А.А. Ломакин в 1953 году [7].

Суммарная грузоподъемность опоры складывается из гидродинамической реакции смазочного слоя ( $w$ ) и гидростатической составляющей ( $f$ ):

$$I = I(p, T), \quad (6)$$

где гидростатическая составляющая для одного слоя  $f = P_{ax}L - \Delta P \cdot L/4$ .

Зная поле давлений, путем интегрирования последнего, можно определить основные интегральные характеристики многоопорного подшипника скольжения: грузоподъемность, объемный расход смазочного материала, момент сопротивления вращению.

Существенное влияние на грузоподъемность гидростатодинамического подшипника-уплотнения оказывают его геометрические параметры, определяющие протяженность смазочной пленки. На рисунке 2 представлен ход поверхности, отражающей зависимость грузоподъемности от относительного эксцентриситета и отношения длины опоры к диаметру. Несущая способность опоры быстрее изменяется при меньших  $L/D$  и особенно заметно до 1,0:1,2:1,5 (соответственно для каждого несущего слоя). Рост кривой грузоподъемности при увеличении данного отношения далее имеет линейный характер, но с увеличением длины опорной части подшипника будут в большей степени сказываться

ошибки изготовления и монтажа, чем увеличение грузоподъемности.

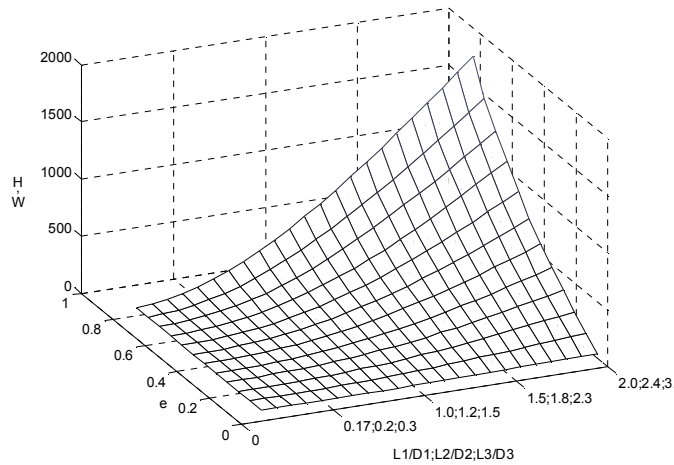


Рисунок 2 - Зависимость грузоподъемности одноопорного подшипника скольжения от относительного эксцентриситета ( $e$ ) и отношения  $L/D$

На рисунке 3 представлена зависимость грузоподъемности от частоты вращения ротора и радиального зазора, из которой очевидно, что наибольшая нелинейность кривой грузоподъемности наблюдается, при заданных рабочих параметрах, в диапазоне зазоров от 10 до 25 мкм, при зазорах более 65 мкм и частотах вращения до 15000 об/мин гидродинамического клина определяющего грузоподъемность опоры практически не возникает.

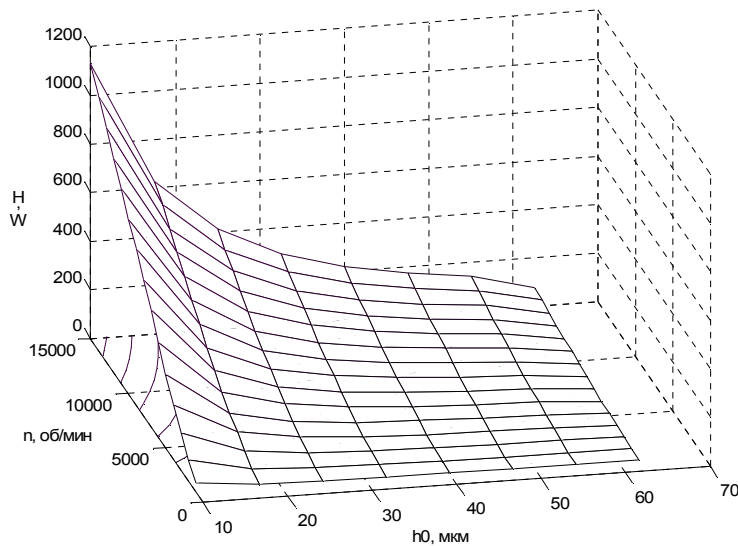


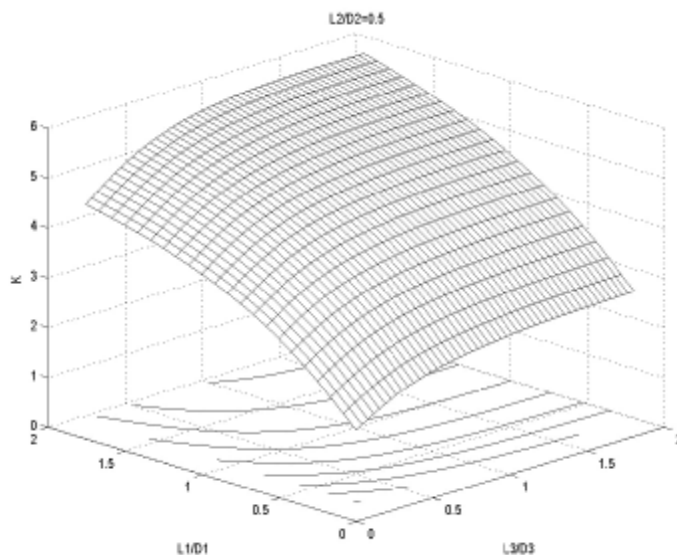
Рисунок 3 - Зависимость грузоподъемности многоопорного подшипника скольжения от частоты вращения ротора ( $n$ ) и радиального зазора ( $h_0$ )

Исследование влияния показателя относительной длины (отношение длины несущего слоя к диаметру подшипника) опоры скольжения на несущую способность имело место во многих трудах исследователей, что позволяло дать рекомендации к проектированию опор скольжения; так в источнике [1, с. 3] представлены выводы: "Несущая способность

подшипника конечной длины быстрее изменяется при меньших  $L/D$  и особенно заметно до  $L/D \leq 1.5$ . При  $L/D > 1.5$  рост коэффициента грузоподъемности замедляется настолько, что практически не имеет смысла брать  $L > 1.5D$ , т.к. ошибки изготовления и монтажа будут сказываться в большей степени, чем увеличение несущей способности” [1].

Нелинейность зависимости коэффициента несущей способности слоев многоопорного подшипника скольжения растет при уменьшении абсолютного радиуса текущего слоя. Данная закономерность в поведении результатов теоретического изыскания позволяет сделать заключение о целесообразности и возможности использования в первом несущем слое новой конструкции опоры показателя относительной длины до 2,5 в верхней границе против обычных значений данного показателя в 1,5; во втором слое до 1,6 и в третьем до 1,4.

а)



б)

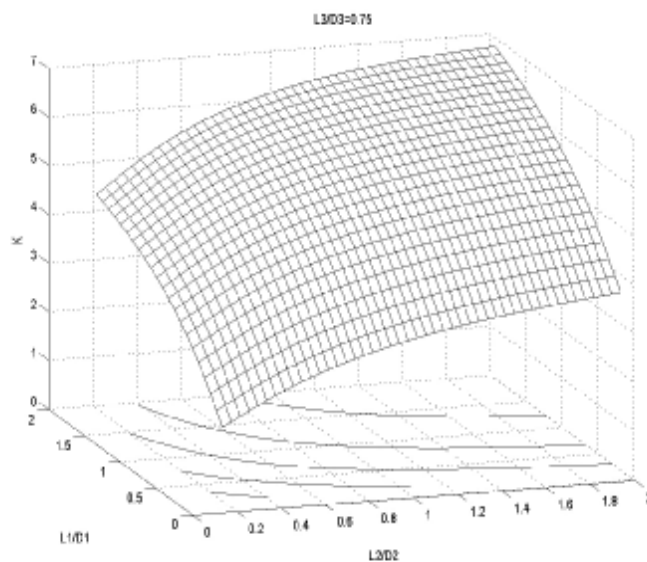


Рисунок 4 – Зависимость коэффициента грузоподъемности от относительных длин несущих слоев при а)  $L_2/D_2=0,5$ ; б)  $L_3/D_3=0,75$

Несмотря на сделанные выводы не стоит забывать об основном положительном свойстве новой опоры – уменьшение осевых размеров с одной стороны и сложности обеспечения технологии производства втулок подшипников скольжения и их монтаже с отношением  $L/D$  более 1,5.

Влияние эффекта Ломакина-Этингера наиболее ярко выражено, когда опора спроектирована, в первую очередь, на ограничение расхода, т.е. работает как уплотнение. В случае работы узла в качестве подшипника скольжения на рабочих частотах вращения вклад гидростатической силы в общую грузоподъемность незначителен.

## SUMMARY

*The building of mathematic model to determining of static and dynamic characteristics of multi bearing-seals is presented in a paper. Under this algorithm the program was created and calculating experiments were made.*

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.: ил.
2. Коровчинский М.В. Теоретические основы работы подшипников скольжения. – М.: Машгиз, 1959. – 404 с.
3. Савин Л.А. Теоретические основы расчета и динамика подшипников скольжения с парожидкостной смазкой: Дис... д-ра техн. наук. – Орел, 1998. – 352 с.
4. Устинов Д.Е. Влияние радиальных уплотнений на динамику высокоскоростных роторов на подшипниках скольжения с криогенной смазкой: Дис... д-ра техн. наук. – Орел, 2001. – 282 с.
5. Никитин Г.А. Целевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. – М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.: ил.
6. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие: В 2 кн. / Под ред. П.Н. Учаева. – М.: Машиностроение, 1988. – Кн. 2. - 544 с.
7. Бедчер Ф.С., Ломакин А.А. Определение критического числа оборотов ротора насоса с учетом сил, возникающих в уплотнениях// Паро- и газотурбостроение. – 1957. - Вып.5. - С. 249-269.

*Поступила в редакцию 11 декабря 2006 г*