

функции получено значение режима обработки (подачи $S=0,12$ мм/об; скорости резания $V=170$ м/мин и глубины резания $t=0,3$ мм), который обеспечивает максимальное значение циклической долговечности материала детали и наибольшую производительность обработки.

Решение задачи технологического обеспечения максимальных значений циклической долговечности материала детали и производительности ее токарной обработки путем определения оптимальных режимов резания позволяет учесть возможности используемого оборудования и инструмента, точность размеров обработанной поверхности, ее шероховатость, а также реальные свойства исследуемого материала при известной эксплуатационной нагрузке.

Литература:

1. Урядов С.А. Влияние технологий обработки на сопротивление усталости деталей машин/ С.А. Урядов // Справочник.Инженерный журнал. – 2009. – №9. – с.8-11.
2. Сулима А.М. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин/ А.М. Сулима, В.А. Шулов, Ю.Д. Ягодкин. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.
3. Суслов А.Г. Инженерия поверхности деталей. / Колл. авт.; под ред. А.Г. Суслова. – М.: Машиностроение, 2008. – 320 с.: ил.
4. P.V. Jadhav, D.S. Mankar•Effect of surface roughness on fatigue life of machined component of Inconel 718 // Bharati Vidyapeeth Deemed University College of Engineering (Pune), International Conference vol. 11, 2010, p. 11.
5. R. M'Saoubi, J.C. Outeiro, H. Chandrasekaran, O.W. Dillon Jr., I.S. Jawahir A review of surface integrity in machining and its impact on functional performance and life of machined products Int. J. Sustainable Manufacturing, Vol. 1, 2008, p. 203–236.
6. Вислоух С.П. Інформаційні технології в задачах технологічної підготовки приладо- та машинобудівного виробництва: моногр. / С.П. Вислоух. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 488 с.
7. Антонюк В.С. Багатокритеріальна оптимізація технологічних параметрів формування вакуум-плазмових покриттів. / В.С. Антонюк, С.П. Вислоух, В.І. Мірненко, А.В. Рутковський // Вісник Черкаського державного технологічного університету. – Черкаси.: ЧДТУ., 2004. – Вип. № 2. – С. 71–76.
8. Барандич К.С. Створення кінцево-елементної моделі валу та вирішення крайової задачі напружено-деформованого стану. / К.С. Барандич, Вислоух С.П. // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) / Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка. Редколегія: С.Ф. Пічугін (головний редактор) та ін. – Вип. 2 (41). – Полтава: ПолтНТУ, 2014. – с. 228-232.
9. Барандич К.С. Вибір раціональних режимів обробки конструкційних матеріалів. / К.С. Барандич, О.В. Волошко, С.П. Вислоух // Процеси механічної обробки в машинобудуванні: Зб. наук. пр. / Відпов. ред. Г.М.Вигльський, к.т.н., проф. – Житомир: ЖДТУ, 2011. – Вип. 10. – с.64-72.

УДК 621.671

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ЩЕЛЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

¹БЕДА А.И., младший научный сотрудник, ²БЕДА И.Н., доцент,

¹ЗАЙЦЕВ В.И., заведующий отделом

¹ПАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина, ²СумГУ, г. Сумы, Украина

Ключевые слова: ротор, щелевое уплотнение, гидростатическая сила.

Реферат: предложен метод оптимизации геометрии щелевого уплотнения проточной части центробежного насоса, позволяющий увеличить жесткостные характеристики гидростатической силы.

Центробежные насосы нашли широкое применение во многих отраслях народного хозяйства. В процессе работы на ротор насоса действуют гармонические возбуждения в виде сил и моментов инерции неуравновешенных масс, которые обуславливают его вынужденные колебания. Таким образом, колебания ротора являются неизбежными спутниками работы таких машин независимо от их размеров и условий работы и определяют вибрационное состояние машины.

Следует заметить, что вибрационное состояние быстроходной центробежной машины в значительной степени определяется гидродинамическими процессами, которые происходят в заполненных жидкостью под давлением кольцевых зазорах между вращающимися и неподвижными элементами проточной части (щелевых уплотнениях). Теоретические исследования гидродинамических процессов в щелевых уплотнениях показывают, что с ростом длины щели возрастает влияние окружных перетоков рабочей жидкости на радиальную силу, что приводит к ухудшению динамических характеристик щелевых уплотнений [1,2]. А поэтому на практике можно встретить случаи, когда конструктор по своему усмотрению разбивает относительно длинное щелевое уплотнение кольцевой канавкой на две (иногда на 3) части. В этом случае актуальной становится задача исследования гидродинамических процессов в таком уплотнении.

Рассмотрим щелевое уплотнение цилиндрической формы с кольцевой канавкой, (рисунок 1) (в дальнейшем параметр l_r характеризует отношение длины уплотнения к его радиусу, а r_h - отношение радиуса к среднему радиальному зазору).

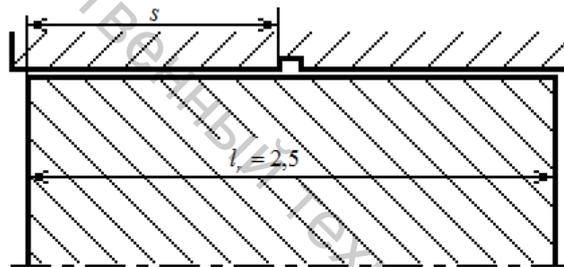


Рисунок 1 – Модель щелевого уплотнения с кольцевой канавкой

Используя теоретические формулы, полученные автором в [1,2], построим графики зависимостей коэффициентов радиальной и угловой жесткости гидростатической силы и коэффициента демпфирования от положения кольцевой канавки в щели, (рисунки 2,3,4). На приведенных рисунках линия 1 характеризует указанные коэффициенты в уплотнении с кольцевой канавкой, линия 2 – в сплошной щели.

Как видно (рисунок 2), наличие кольцевой канавки существенно (более чем в два раза) увеличивает радиальную жесткость уплотнения, причем наибольшее ее значение будет в случае, когда канавка находится посередине щели. Коэффициенты угловой жесткости (рисунок 3) и демпфирования (рисунок 4) для данного уплотнения, наоборот, уменьшаются.

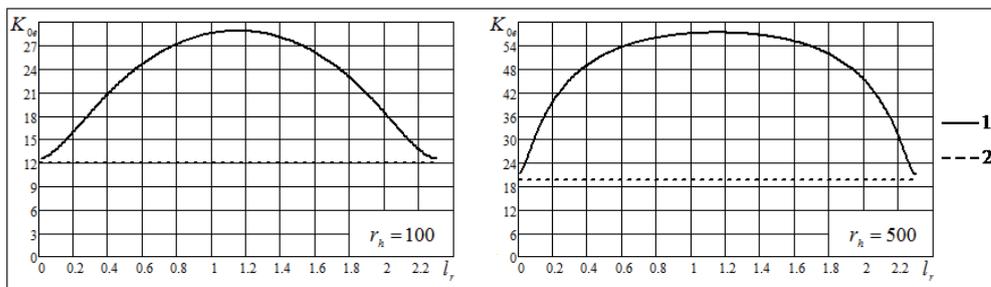


Рисунок 2 – Радиальная жесткость щелевого уплотнения с кольцевой канавкой

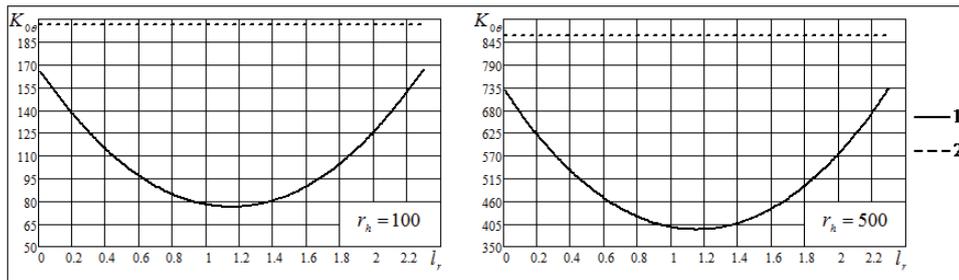


Рисунок 3 – Угловая жесткость щелевого уплотнения с кольцевой канавкой

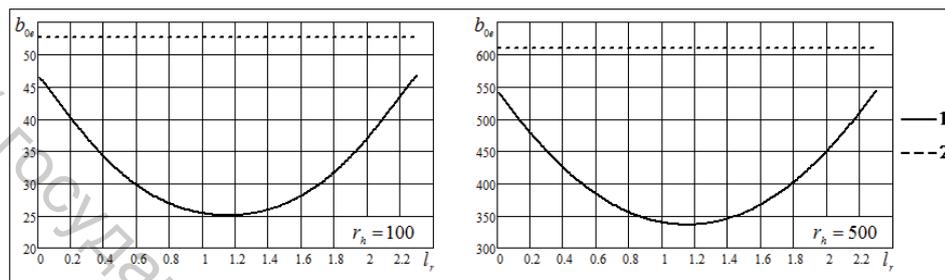


Рисунок 4 – Коэффициент демпфирования щелевого уплотнения с кольцевой канавкой

Для оценки целесообразности разбивки щели кольцевой канавкой приведем графики зависимостей коэффициентов радиальной (рисунок 5) и угловой жесткости (рисунок 6) радиальной силы от геометрических размеров щели как для сплошной щели, так и для щели с кольцевой канавкой посередине щели.

Как видно из рисунка 5, существенное влияние кольцевой канавки на коэффициент радиальной жесткости гидростатической силы наблюдается уже при $l_r \geq 0,75$. При этом также существенно уменьшается дестабилизирующее влияние составляющей гидростатической силы, обусловленной перекосом вала во втулке, (рисунок 6).

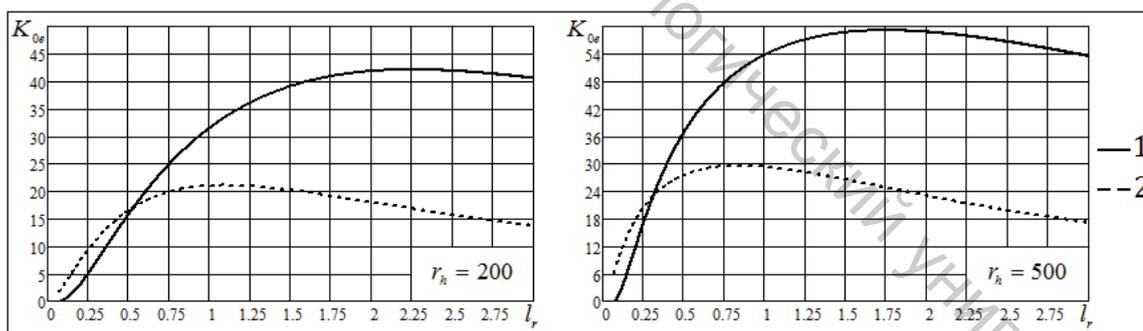


Рисунок 5 – Зависимость коэффициента радиальной жесткости

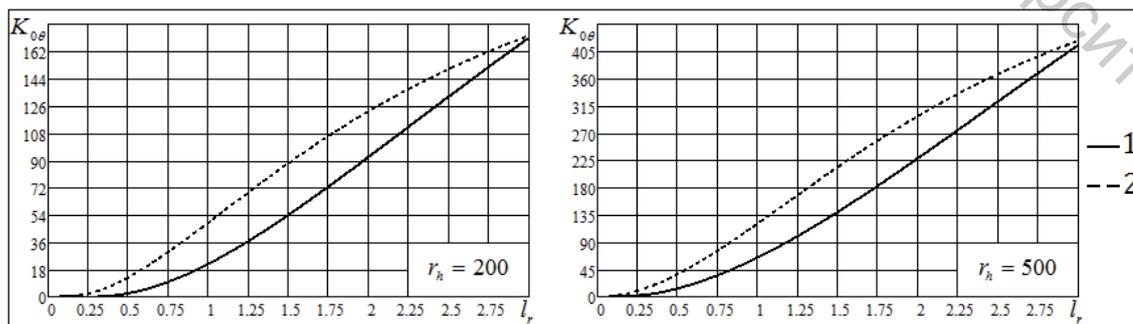


Рисунок 6 – Зависимость коэффициента угловой жесткости

Исследования показывают, что для снижения влияния окружных перетоков рабочей жидкости в относительно длинном щелевом уплотнении на жесткостные свойства гидростатической силы целесообразно щелевое уплотнение выполнять с кольцевой канавкой, причем ее желательно располагать посередине щели. В этом случае существенно повышаются жесткостные характеристики уплотнения, что, как известно, приводит к увеличению критических частот ротора. С другой стороны, наличие в щели кольцевой канавки уменьшает дестабилизирующее влияние гидростатической составляющей силы, обусловленной перекосом вала во втулке.

Литература:

1. Беда А.И. Анализ гидростатической силы в щелевом уплотнении произвольной длины. Вестник Сумского государственного университета. Серия Технические науки, Сумы, 2012, №2. –С. 50-59.
2. Беда А.И. Анализ демпфирующей и циркуляционной сил в щелевом уплотнении произвольной длины. Вестник Сумского государственного университета. Серия Технические науки, Сумы, 2013, №1. –С. 25-34.

УДК 621.671

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЯХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

БЕЛОУС Д.А., студент, БЕДА И.Н., доцент

Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина

Ключевые слова: щелевые уплотнения, ротор, гидродинамическая сила.

Реферат: в работе рассмотрено моделирование гидродинамических процессов в щелевых уплотнениях центробежных насосов. Представлена зависимость гидростатической силы от относительного эксцентриситета (смещения вала) с использованием полиномов Лежандра.

Развитие научно-технического прогресса на современном этапе невозможно без реализации высоких показателей качества, надежности, эффективности технических процессов и оборудования. Так, комплекс нефте- и газодобычи, гидро- и теплоэнергетика, коммунальное городское хозяйство широко используют центробежные насосы, которые обеспечивают перекачивание жидкостей и газов, сообщая им при этом необходимые технологические параметры. Современные промышленные технологии требуют от этих машин повышения показателей давления и подачи для разных сред, что приводит к необходимости совершенствования конструкционных и технологических характеристик насосов.

Анализ гидродинамической системы «ротор – щелевые уплотнения» позволяет определить, оценить и спрогнозировать вибрационное состояние центробежного насоса.

Существуют методы оценки гидродинамических характеристик моделей роторов (метод начальных параметров и метод динамической жесткости) [1], которые позволяют выполнить расчет динамических характеристик. Однако в них не учитывается информация о гидродинамических процессах в щелевых уплотнениях проточной части насоса, которые в значительной мере влияют на надежность вибрационного состояния системы.

В работе [2] представлена модель, которая описывает движение жидкости в щелевом уплотнении с эксцентрично смещенным валом без учета инерционных элементов. Она описывается системой уравнений (1) с граничными условиями (2):