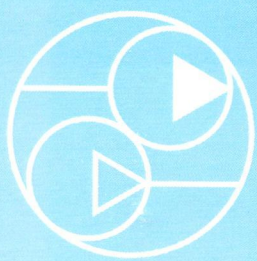


ISSN 1994-4691



Всеукраїнський

науково-технічний

журнал

ПРОМИСЛОВА
ІДРАВЛІКА І
НЕВМАТИКА

1(27)

2010

ISSN 1994-4691



9 771994 469005

Редакційна колегія:

Головний редактор:

к.т.н., проф. Серета Л.П. (м. Вінниця)

Перший заступник головного редактора:

д.т.н., проф. Зайончковський Г.Й.,
президент АС ПГП (НАУ, м. Київ)

Заступники головного редактора:

д.т.н., проф. Струтинський В.Б. (м. Київ)
д.т.н., проф. Яхно О.М. (м. Київ)
к.т.н., проф. Іванов М.І. (м. Вінниця)
к.т.н., с.н.с. Бадах В.М. (м. Київ)

Члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Анісімов В.Ф. (м. Вінниця)
д.т.н., проф. Гарькавий А.Д. (м. Вінниця)
д.т.н., проф. Ясногор В.М. (м. Вінниця)
д.т.н., проф. Іскович-Лотоцький Р.Д.
(м. Вінниця)
д.т.н., проф. Бочаров В.П. (м. Київ)
д.т.н., проф. Лур'є З.Я. (м. Харків)
д.т.н., проф. Нахайчук О.В. (м. Вінниця)
д.т.н., Паламарчук І.П. (м. Вінниця)
д.с.н., Калетнік Г.М. (м. Вінниця)

Секретаріат:

Відповідальний секретар:

к.т.н., доц. Переяславський О.М.
(м. Вінниця)

Заступники відповідального секретаря:

д.т.н., проф. Лутовський О.Ф. (м. Київ)
к.т.н., доц. Верба І.І. (м. Київ)

Асоційовані члени редакційної колегії від регіонів України:

д.т.н., проф. Кузнєцов Ю.М. (м. Київ)
д.т.н., проф. Павленко І.І.
(м. Кіровоград)
д.т.н., проф. Сахно Ю.О. (м. Чернігів)
д.т.н., проф. Усов А.В. (м. Одеса)
д.т.н., проф. Батлук В.А. (м. Львів)
д.т.н., проф. Михайлов О.М.
(м. Донецьк)
д.т.н., проф. Мельничук П.П.
(м. Житомир)
д.т.н., проф. Ковальов В.Д.
(м. Краматорськ)
д.т.н., проф. Фінкельштейн З.Л.
(м. Алчевськ)
д.т.н., проф. Проволоцький О.Є.
(м. Дніпропетровськ)
к.т.н., проф. Євтушенко А.О. (м. Суми)
д.т.н., проф. Осенін Ю.І. (м. Луганськ)
д.т.н., проф. Схляревський О.М.
(м. Санкт-Петербург, Росія)
д.т.н., проф. Панченко А.І.
(м. Мелітополь)
к.т.н. Кармугин Б.В. (м. Київ)
д.т.н. Трофімов В.А. (м. Київ)
к.т.н., доц. Жук В.М. (м. Львів)

ПРОМИСЛОВА ГІДРАВЛІКА І ПНЕВМАТИКА

№1(27)
'2010

Всеукраїнський науково-технічний журнал

Журнал засновано у березні 2003 р.
Свідоцтво про реєстрацію КВ № 7033, видане
Державним комітетом інформаційної політики,
телебачення і радіомовлення України 7.03.2003 р.

Засновники: Вінницький державний аграрний університет,
Асоціація спеціалістів промислової гідравліки і пневматики

Номер друкується згідно з рішенням Вченої ради ВДАУ (протокол №7 від 26.01.2010 р.)

Журнал рішенням президії ВАК України від 30 червня 2004 р. № 3-05/7 включено в перелік
наукових фахових видань (біюлетень ВАК України, № 8, 2004 р.)

З М І С Т

Загальні питання

промислової гідравліки і пневматики

- Н.І. Библюк, О.А. Стиранівський, О.С. Мачуга
Науково-технічні аспекти запобігання негативному впливові
господарської діяльності на довкілля3
- М.Г. Бойко, О.А. Геммерлінг
Дослідження сили удару гідроімпульсного струменя при проходженні його
через шар зруйнованого вугілля різної вологості10
- Г.О. Мазяр, І.О. Гузьова, Я.М. Ханік
Вивчення гідродинаміки при фільтрації теплоносія крізь сухий шар фосфогіпсу13
- І.А. Емельянова, А.А. Задорожний, С. А. Гузенко
Залежність швидкостей руху частинок бетонної суміші від початкових умов
робочого процесу при використанні малогабаритного обладнання.....16
- А.Г. Виноградов
Математичне моделювання розподілу концентрацій та швидкостей крапель
у водяній завісі20
- М.П. Кулик
Про можливі енергоощадні підходи в процесі виробництва теплової
та електричної енергії23
- Р.С. Мягкохліб
Моделювання тепломасообмінних процесів при сушці деревини:
алгоритмування розрахунку27

Прикладна гідромеханіка, гідромашини і гідропневоагрегати

- В.А. Батлук, І.В. Проскуріна, А.В. Ляшеник
Математична модель процесу очищення запиленого потоку
у відцентрово-інерційних пиловловлювачах31
- А.Ф. Луговской, В.П. Фесич, А.В. Мовчанюк
Методика расчета ультразвуковых высокоамплитудных резонансных приводов
для кавитационных технологий37
- В.І. Сівецький, Д.Д. Рябінін, О.Л. Сокольський
Вплив ефективного ковзання на параметри потоку неньютонівської рідини41

Асоційовані зарубіжні члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. Попов Д.М.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Єрмаков С.О.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Іванов Г.М.
(м. Москва, Росія)
д.т.н., проф. Нагорний В.С.
(м. Санкт-Петербург, Росія)
д.т.н., проф. Чегадаєв Д.С.
(м. Самара, Росія)
к.т.н., с.н.с. Малишев С.А.
(м. Москва, Росія)
к.т.н., доц. Ащеулов О.В.
(м. Санкт-Петербург, Росія)
к.т.н., с.н.с. Колеватов Ю.В.
(м. Новосибірськ, Росія)
д.т.н., проф. Метлюк Н.Ф.
(м. Мінськ, Республіка Білорусь)
к.т.н., проф. Немировський І.А. (Ізраїль)
д.т.н., проф. Врублевський А. (Польща)
д.т.н., проф. Христов Х. (Болгарія)
д.т.н., проф. Неделчева П. (Болгарія)

Адреса редакції:

21008, м. Вінниця
вул. Сонячна, 3,
Вінницький державний аграрний
університет
тел.: (0432) 57-42-27, 43-72-30
e-mail: journal@vsau.org



ГЛОБУС-ПРЕС

21021, м. Вінниця, 600-річчя, 15
Свідоцтво про внесення до Державного
реєстру ДК № 1077
тел. (+38 0432) 67-58-92

E-mail: globusp@svitonline.com

Технічний редактор О.А. Мельниченко
Комп'ютерна верстка О.В. Ступак
Коректор Є.Н. Гонта

Здано до набору 11.01.2010.
Підписано до друку 21.02.2010.
Формат 60x84/16. Папір офсетний.
Гарнітура JOURNAL. Друк офсетний.
Ум. друк. арк. 21. Зак. № 09-41.
Наклад 100 прим.

З М І С Т

С.В. Носко, С.А. Чистяков, А.В. Котелевев Оценка структуры потока фотоэмульсии в распределительных каналах многощелевой головки	44
Р.М. Гнатів, І.Ф. Рип'як, В.В. Чернюк Дослідження неусталеного середовища трубопроводів гідравлічних систем методами візуалізації	47
А.А. Евтушенко, С.О. Луговая, П.Л. Ольштынський, И.Б. Твердохлеб Исследование промежуточной ступени центробежного насоса с уменьшенными массо-габаритными характеристиками в диапазоне $ps = 120-140$	52
С.О. Хованський Вимоги до форми енергетичних характеристик відцентрових насосів гідравлічних мереж комунального водопостачання	56
А.Г. Гусак, В.А. Панченко, И.В. Островський Некоторые подходы к методике проектирования направляющих аппаратов осевых погружных моноблочных насосов	61
А.Н. Гулый, А.Н. Зубахин Совершенствование конструкций центробежных насосов, основанное на использовании демпфирующих эффектов щелевых уплотнений проточных частей	65
Д.М. Кашуба, О.М. Яхно, В.С. Кривошеев, О.В. Кривошеев Метод расчета потерь энергии при течении аномально-вязких жидкостей в конических щелевых зазорах	68

Системи приводів. Технологія і обладнання машинобудівного виробництва. Мехатроніка

З.Я. Лурье, А.И. Гасюк Определение аппроксимирующих уравнений нагрузки на гидростатический подшипник гидроагрегата подъема вала паровой турбины	71
В.Б. Стругинський, Д.Ю. Федориненко Моделирование траекторий просторового ruchu опорных точек шпинделя на основе стохастической математической модели	75
В.В. Дубінський, С.П. Кулініч, В.П. Чуйко Математична модель вібраційного гідравлічного привода преса для утилізації відходів деревообробних підприємств	81
Р.Д. Іскович-Лотоцький, М.О. Мовчанюк, М.В. Бакало Вимірювальний комплекс для визначення робочих параметрів технологічних машин з гідроімпульсним приводом	86
В.І. Носуленко, О.С. Чумаченко Гідродинамічні характеристики потоку в зоні обробки електричною дугою як визначальний фактор при конструюванні електрода-інструмента	90

Механізація сільськогосподарського виробництва

А.А. Папченко, С.Ф. Ковальов, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко Шляхи підвищення ефективності роторних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів агрегатів-гомогенізаторів.....	67
--	-----------

А.Н. Гулый, канд. техн. наук,
А.Н. Зубахин
Сумський Госуниверситет

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ, ОСНОВАННОЕ НА ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДЕМПФИРУЮЩИХ ЭФФЕКТОВ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ

Викладено результати чисельного моделювання течії рідини в шпиринному ущільненні ротора відцентрового насоса. На підставі виконаних розрахунків отримані рекомендації щодо використання аналітичної методики розрахунків динамічних параметрів шпиринних ущільнень, а також обґрунтовано необхідність врахування поправочних коефіцієнтів для довгих ущільнень, отриманих для корегування параметрів при розрахунках за допомогою методики для «коротких» шпирин.

In the article set forth results of numerical modelling of a liquid in groove seal of a rotor of the centrifugal pump. On the basis of the executed calculations recommendations are got in relation to the use of an analytical method of calculations of dynamic parameters of cracks them compressions, and also is proved necessity of the account of coefficients of corrections for the long compressions for correcting of parameters at calculations with the help of a technique for "short" cracks.

Введение

Развитие техники и технологии требует постоянного роста показателей качества, в том числе насосного оборудования. Одной из главных трудностей, возникающих при наращивании мощности центробежных насосов за счет либо увеличения размеров и числа ступеней, либо за счет увеличения частоты вращения является борьба с вибрацией, создаваемой вращающимся ротором. Преодоление проблем вибрации центробежных насосов в свое время задерживает развитие тепловой энергетики (Энергоблок 100 МВт Черепецкой ГРЭС) и на год был задержан первый пуск космического корабля многоразового использования.

Для совершенствования центробежных насосов в данном направлении крайне необходимы достоверные методики расчета вибрационного состояния. Традиционно динамические расчеты центробежных насосов включают в себя расчет собственных частот ротора, а критерием, удовлетворяющим вибрационное состояние, является отстройка собственных частот от частоты вращения на 20–30 %. В [1] показано, что в щелевых уплотнениях вала и проточной части центробежной ступени благодаря напорному течению и значительному перепаду давлений на ротор действуют силы, восстанавливающие его концентричное положение при перекосе. Эти силы, называемые силами Ломакина, складываются с изгибной жесткости вала и повышают собственные частоты ротора. Позже, благодаря исследованиям [2,3] были обнаружены другие составляющие гидродинамических сил в щелевых уплотнениях, а именно демпфирующая составляющая, пропорциональная уже не эксцентриситету, а скорости движения вала, аналогичная классическому вязкому сопротивлению, а также циркуляционная сила или перекрестная жесткость, связанная с вращением жидкости в зазоре, действующая перпендикулярно эксцентриситету вала и способствующая возникновению несинхронной прецессии ротора автоколебаний. Последняя составляющая аналогична силе действия в полноохватном жидкостном цилиндрическом подшипнике.

По своей величине названные силы на порядок превышают аналогичные силы в других лопастных гидромашинках: центробежных компрессорах, паровых и газовых турбинах и оказывают такое существенное действие на динамику ротора, что скорректировать ее обычными методами изменением динамики ротора, применением специальных демпфирующих опор не удастся. Но если упругие силы в настоящее время поддаются расчету, то данные разных исследователей относительно демпфирующих и циркуляционных сил могут различаться на порядок, а объем экспериментальных исследований недостаточен для апробации данной теории. В то же время в связи с повышением единичной мощности и частоты вращения насосного оборудования выполнение отстройки от резонансных частот становится все более и более проблематичным. Поэтому достоверные данные о демпфирующих и циркуляционных силах в щелевых уплотнениях крайне необходимы. Иллюстрацией действия демпфирующих сил может служить амплитудно-частотная характеристика модели ротора насоса со щелевым уплотнением. Мы видим, что в определенных условиях резонансные явления вблизи собственных частот могут быть сведены к минимуму и даже полностью отсутствовать. Устранение резонанса обусловлено демпфирующими силами в уплотнениях, которые вносят затухания в колебательной системе, которой является ротор центробежного насоса. Целенаправленно влияя на демпфирующие свойства щелевых уплотнений, можно добиться не только оптимизации конструкции насоса, но и расширения рабочего диапазона, повышения КПД, повышения надежности и ресурса. Целенаправленно повышая демпфирование в уплотнениях, можно повысить и частоту вращения насоса и число ступеней без страха получить неприятности с динамикой ротора.

Основные результаты работы

Аналитические вычисления демпфирующих сил в щелевых уплотнениях из-за погрешностей, связанных с линеаризацией, не позволяют получить необходимые значения, а полученных экспериментальным путем значе-

ний не достаточо для проведення вібраційної устойчивості ротора центробежних насосов. Також при проведенні експериментальних дослідвань існують обмеження в технологічному плані. Не існує технологічної можливості створення експериментального стенда для визначення динамічних параметров для щелевих ущільнень, довжина которих більше їх діаметра.

Розвиток комп'ютерної техніки і виникнення на ринку сучасних комерційних програмних продуктов дозволяє з достаточою точністю провести чисельний розрахунок течія рідини в щелевих ущільненнях і визначення динамічних параметров щіли. В відмінні від фізичного експерименту, чисельний розрахунок не має обговорених раніше проблем і дозволяє розширити можливості визначення вібраційної устойчивості ротора. Після проведення порівняння результатів розрахунков з експериментом була підтверджена адекватність результатів, що дозволило утверджувати о правдивості отриманих результатів.

Для проведення чисельного розрахунку була розроблена методика, описана в передьдущих роботах [4]. При проведенні літературного огляду була визначена необхідність отримання динамічних параметров щіли, отриманих при заданні кругової прецесії ротора. Однак розроблена методика принципно відрізняється від общеприйнятої тем, що при заданні граничних умов подвижна втулка щіли ущільнення переміщується не по кругової прецесії, а по закону гармонічних коливань. Это дозволяє виділити сили демпфування в більш «чистом» виді, а не визначати по існуючим методикам из ряда сил, діючих на поверхню і маючих різну природу. Ще однією відмінною особливістю від існуючих розрахункових математических моделей являється необхідність введення додаткового об'єму на вході і на виході из розрахункової щіли. Указанное відміння дозволяє урахувати втрати тиску на вході і відновлення швидкісного потіку на виході розрахункової щіли. Урахування додаткових параметров щіли дозволяє більш точно визначити динамічні параметри ущільнення, т.к. виникнення демпфуючих сил обусловлено не тільки «прогибом» епіюр тиску в щіли ущільнення (рис. 1), но і різницею втрат тиску на вході і відновленням швидкісного напора на виході.

Розрахунково моделювання течія потоку в щелевих ущільненнях дозволило отримати розподіл тиску по довжині щелевого ущільнення, которе являється ісходним для визначення сил, діючих на стінки каналу. Було проаналізовано первоначальне порівняння адекватності результатів розрахунку, експериментальних даних і існуючої аналітическої методики розрахунку [5]. Аналіз показав схожість результатів. Однак результати привелись в обмеженому кількості, а аналітический розрахунок дозволяє отримати адекватні результати тільки для короткої щіли.

Отримана схожість результатів дозволила утверджувати, що математическе моделювання адекватно результатам. Таким образом, их можно считать истинными и для остальных геометрических размеров щелевых уплотнений, полученных путем расчетного моделирования.

Було проведено розрахунок для ряду геометрических параметров щелевих ущільнень з постійним перепадом тиску $\Delta p = 0,5 \text{ МПа}$ при зміні діаметра щіли d

от 25 мм до 100 мм, довжини l соотношением относительно диаметра $(0,25-2,0)d$ и зазором h от 0,05 мм до 0,4 мм. Так были получены силы демпфирования в щелевых уплотнениях, после чего эти силы были приведены к более удобному параметру при приведении динамических характеристик ротора центробежных насосов как коэффициента демпфирования b .

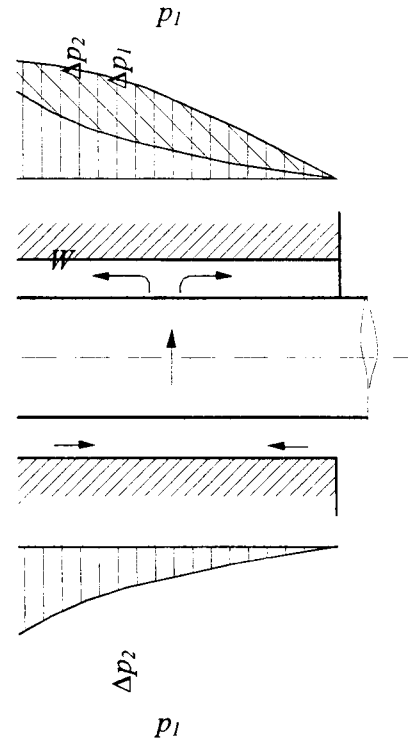


Рис. 1. К возникновению силы, демпфирующей радиальные колебания вала.

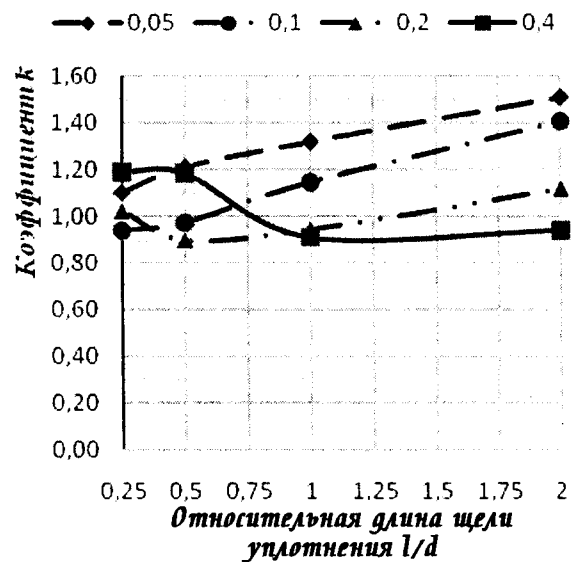


Рис. 2. Зависимость поправочного коэффициента k от относительной длины уплотнения при различных зазорах щели h .

На основании полученных результатов определили поправочный коэффициент k для различных геометрических параметров щіли ущільнення, которий являється отношением коэффициентов демпфування, получен-

ных расчетным моделированием и с помощью аналитических методик. На рис. 2 показаны значения поправочного коэффициента для диаметра щели $d = 70$ мм. Подобно этому были получены значений k и для остальных диаметров. На основании полученных результатов расчета были определены граничные параметры щелевых уплотнений, при которых методика аналитического расчета динамических параметров [5] позволяет получить адекватные значения. Данная методика может быть использована для щелевых уплотнений при диаметре больше 50 мм, относительной длине l/d при всех допустимых диаметрах не более 1 и при зазорах щели, находящихся в диапазоне от 0,1 мм до 0,4 мм. В случаях, когда условия не попадают в указанный диапазон, необходимо использовать поправочные коэффициенты и проводить экспериментальные исследования или расчетное моделирование.

В настоящее время проведено внедрение результатов работы на одном из машиностроительных предприятий г. Сумы. При разработке перспективного малорасходного насоса для повышения пластового давления в нефтедобывающей промышленности на подачу $25 \text{ м}^3/\text{час}$ при напоре 2000 м возникла проблема, связанная с чрезвычайно низким коэффициентом быстроходности n_s . Было принято решение о повышении частоты вращения до 9000 об/мин, что при числе ступеней 18 обеспечивало $n_s = 80$ и КПД до 70% вместо 50% у подобных насосов. Однако в связи с большой длиной ротора и высокой частотой вращения, обеспечить отстройку собственных частот от частоты вращения ротора во всем диапазоне подач никакими конструктивными методами не удавалось. При дисбалансе деталей ротора $30 \text{ г} \cdot \text{мм}$ расчетная амплитуда колебаний ротора имеет порядок величины зазора в щелевых уплотнениях, что в 2–3 раза превышает допускаемый уровень, обеспечивающий приемлемую виброактивность ротора. Кроме того, это (с учетом неизбежной технологической несоосности деталей) приведет к механическому контакту между ротором и статором и, соответственно, интенсивному износу их сопряженных поверхностей.

Задача снижения виброактивности ротора была решена путем внесения изменений в конструкцию передних и межступенных уплотнений, направленных на повышение демпфирования. Коэффициент демпфирования уплотнений пропорционален кубу длины щели. Применением нетипично длинных для центробежной ступени уплотнений (в 2 раза длиннее по отношению к диаметру), при практически неизменной жесткости и, соответственно, собственных частотах, демпфирование целенаправленно увеличено в 6 раз. Соответственно в 6 раз уменьшилась амплитуда колебаний ротора вблизи собственной частоты (примерно до 0,02 мм), что гарантирует умеренную виброактивность ротора насоса и всего агрегата, даже при работе на критической частоте. Таким образом, предполагается, что благодаря внедрению новой методики расчета удастся реализовать идею малорасходного центробежного насоса для повышения пластового давления с достаточно высоким КПД. Данный насос находится в производстве, испытания в варианте с турбоприводом планируются в течение 3 месяца.

Кроме того, в разработке с использованием предлагаемой методики расчета находится турбопитательный насосный агрегат на подачу $580 \text{ м}^3/\text{час}$ и напор 1850 м для энергоблоков ГРЭС мощностью 4 МВт с частотой вращения

9600 об/мин и расчетным КПД свыше 80%. Его конструкция также ориентирована на использование эффекта демпфирования в щелевых уплотнениях, которое стало реальным благодаря возможности его достоверного расчета.

В настоящее время проводятся также опытные работы по модернизации ряда существующих насосов типа ЦНС, которые имеют многократные излишние запасы валов по прочности, обусловленные стремлением за счет увеличения жесткости ротора отстроиться от резонансных частот. Реконструкция передних и межступенных уплотнений таких насосов даст возможность существенно уменьшить диаметры валов, не опасаясь «критических» частот. Это, кроме улучшения массогабаритных показателей и снижения себестоимости, приведет к определенному росту КПД за счет уменьшения, в первую очередь, объемных потерь.

Тенденции мировой науки и практики также показывают актуальность перехода от отстройки от резонансных режимов к полноценным расчетам с учетом демпфирующих сил. Так в API Standard 610/ISO 13709 Американского института нефти (American Petroleum Institute) девятого издания указано на необходимость подобных расчетов для насосов данной отрасли, однако отсутствуют ссылки на методику, в то время как восьмое издание предусматривает расчет только собственных частот.

Выводы

Проведенное расчетное моделирование течения жидкости в щелевых уплотнениях при различных геометрических параметрах позволили определить предельные значения использования аналитической методики для определения динамических параметров ротора центробежных насосов, и позволило получить поправочные коэффициенты для уплотнений, не входящих в допустимые пределы, которые могут быть использованы в расчетах. Результаты расчета можно применять для анализа вибрационных параметров ротора центробежных насосов. Внедрение на основании полученных результатов позволило решить возникшие проблемы с вибронадежностью, а также понизить стоимость насосного оборудования.

Литература

1. Ломакин А.А. Расчет критического числа оборотов и условия обеспечения динамической устойчивости роторов высоконапорных гидравлических машин с учетом сил, возникающих в уплотнениях // Энергостроение. — 1958. — № 4. — С. 1—5
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. — М.: Машиностроение, 1980. — 200 с.
3. Black H.F., Janssen D.N. Dynamic Hybrid Bearing Characteristics of Annular Controlled Leakage Seals // P.I.M.E. №1 — 184—1970. — P. 92—100.
4. Гулый А.Н., Зубахин А.Н. Вычисление радиальных сил щелевых уплотнений центробежных насосов численными методами // Промислова гідравліка і пневматика. — 2008. — №2 (20). — С. 49—51.
5. Гулый А.Н. Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений: Дис. канд. техн. наук: 01.02.06. — Сумы, 1989. — 217 с.

Надійшла 14.12.2009 р.