



ВІСНИК

**Східноукраїнського
національного
університету
імені ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

**№3(109)
Частина 1
2007**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

**В І С Н И К
СХІДНОУКРАЇНСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ**

Науковий журнал

**№ 3(109)
Частина 1**

Луганськ 2007

ВІСНИК

СХІДНОУКРАЇНСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ
№ 3 (109) 2007 Ч.1
НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ
ЗАСНОВАНО У 1996 РОЦІ
ВИХІД З ДРУКУ – ДВНАДЦЯТЬ РАЗІВ
НА РІК

ЗАСНОВНИК
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ
ЖУРНАЛ ЗАРЕЄСТРОВАНО
МІНІСТЕРСТВОМ
УКРАЇНИ У СПРАВАХ ПРЕСИ ТА
ІНФОРМАЦІЇ
СВІДОЦТВО ПРО ДЕРЖАВНУ РЕЄСТРАЦІЮ
СЕРІЯ КВ № 2411 ВІД 19.12.96 Р.

Журнал включено до Переліків наукових видань ВАК України № 2 (Бюл. ВАК №5 (13) 1999 р.), №3 (Бюл. ВАК №6 (14) 1999 р.) та № 4 (Бюл. ВАК №2 (16) 2000 р.), в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук з *технічних, історичних та економічних наук* відповідно.

Головна редакційна колегія: Голубенко О.Л., член-кор. Академії педагогічних наук, докт. техн. наук (головний редактор), Осенін Ю.І., докт. техн. наук (заступник головного редактора), Смирний М.Ф., докт. техн. наук (заступник головного редактора), Арлінський Ю.М., докт. фіз-мат. наук, Будіков Л.Я., докт. техн. наук., Бузько І.Р., докт. екон. наук, Голубничий П.І., докт. фіз-мат. наук, Гончаров В.М., докт. екон. наук, Грібанов В.М., докт. техн. наук, Довжук І.В., докт. іст. наук, Дорошко В.І., докт. техн. наук, Житна І.П., докт. екон. наук, Козаченко Г.В., докт. екон. наук, Куліков Ю.А., докт. техн. наук, Лазор Л.І., докт. юр. наук, Литвиненко В.Ф., докт. істор. наук, Максимов В.В., докт. екон. наук, Михайлюк В.П., докт. іст. наук, Нагорний Б.Г., докт. соціол. наук, Носко П.Л., докт. техн. наук, Петров О.С., докт. техн. наук, Рач В.А., докт. техн. наук, Суханцева В.К., докт. філос. наук, Третьяченко В.В., докт. психол. наук, Тюпало М.Ф., докт. хім. наук, Ульшин В.О., докт. техн. наук, Шевченко Г.П., член-кор. Академії педагогічних наук України, докт. пед. наук.

Відповідальний за випуск: Осенін., докт. екон. наук, проф.

Рекомендовано до друку Вченою радою Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (протокол № 8 від 28.04 2007 р.)

Матеріали номера друкуються мовою оригіналу.

© Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, 2007

© East Ukrainian National University name after Volodymyr Dal, 2007

VISNIK

OF THE EAST UKRAINIAN NATIONAL
UNIVERSITY NAME
AFTER OF VOLODYMYR DAL
№ 3 (109) 2007 P.1
SCIENTIFIC JOURNAL
WAS FOUNDED IN 1996
IT IS ISSUED TWELVE TIMES
A YEAR

FOUNDER
EAST UKRAINIAN NATIONAL
UNIVERSITY
NAME AFTER VOLODYMYR DAL
REGISTERED BY
THE MINISTRY OF UKRAINE
FOR PRESS AND
INFORMATION
REGISTRATION CERTIFICATE
KV № 2411 DATED 19.12.96

Алексенко О.В., Неня В.Г.
МАКРОМОДЕЛИРОВАНИЕ
НАСОСНЫМИ АГРЕГАТАМИ
ГИДРОТУРБИНАМИ.....

Бадах В.Н., Головки Ю.С.,
ВЫБОР ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ
ФИЛЬТРОВ С ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМИ
ПЕРЕМЕЩЕНИЯМИ.....

Бобров В.Б.
ТЕЧЕНИЕ В СЛОЕ ПЕРЕЛИВА
ПОД ДЕЙСТВИЕМ ГРАВИТАЦИИ.....

Буренников Ю.А., Козлов Л.В.
МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ
ПРОПОРЦІЙНИМ КЕРУВАННЯМ
ПРОЦЕСУ.....

Вашенко С.М.
ОПТИМИЗАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ
ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ
ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА.....

Веретельник Т.И.
ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ПРОЦЕССА
КАВИТАЦИИ В СИСТЕМАХ
С ПЕРЕМЕЩАЮЩИМИСЯ
ПОВЕРХНОСТЯМИ.....

Виноградов А.Г.
РАДІАЦІЙНО-КОНВЕКТИВНО-ДИФУЗИОННО-КАВІТАЦІЙНО-ХІМІЧНИЙ ПРОЦЕС
НАФТОПРОДУКТІВ ПІД ЧАС
ПЕРЕМІЩЕННЯ.....

Гавриленко О.М., Кулініч С.В.
МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ
ПЕРЕМІЩЕННЯ.....

Гаев Е.А., Шихалиев С.З., Козлов Л.В.
ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ТЕЧЕНИЯ В ПЛОСКОМ КАНАЛЕ.....

Гашин О.Р., Вітенько Т.М.
ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ КАВИТАЦИЯ
В РАБОТЕ НАСОСОВ С
ХИМИЧЕСКИМИ ОКИСЛЮЮЩИМИ
СРЕДСТВАМИ.....

Герман В. Ф., Гусак А. Г., Козлов Л.В.
СОЗДАНИЕ ПРОТОЧНЫХ
КАНАЛОВ С ПОВЫШЕННОЙ ЭКОНОМИЧНОСТЬЮ
РАБОТЫ.....

Губарев А.П., Ганпанцуров А.В.
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ
СОГЛАСОВАНИЯ ЗВЕНЬ
МЕХАНИЗМА.....

Губарев О.П., Пижигов Ю.В.
ВИБІР СХЕМНИХ РІШЕНЬ
БАГАТОПРИВІДНОЇ ПІДРАДИ
СІСТЕМИ.....

Дрягин Д. П.
КОНТУРОЗВЕННЫЕ ОПЕРАЦИИ
В РАБОТЕ НАСОСОВ.....

Дубінський В.В., Кулініч С.В.
ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ
В БАГАТОДВИГУННОМУ
МЕХАНИЗМІ.....

Евтушенко А.А., Моргалъ А.В.
МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРОТОЧНЫХ
КАНАЛОВ С ЦЕЛЬЮ
ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ
РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА.....

Єлін О.В., Каплун І.П., Козлов Л.В.
ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ
СТУПЕНІ ШНЕКОВОГО
МЕХАНИЗМУ.....

Загорулько А.В., Гудков С.Н. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ ТОРЦОВЫХ САЛЬНИКОВЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ РАЗГРУЗКОЙ ПАРЫ ТРЕНИЯ	91
Зинченко В.В., Вансеев С.М., Сапожников С.В. РЕЗЕРВЫ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В СИСТЕМЕ ПОДАЧИ ВОЗДУХА НА АЭРАЦИЮ В ГОРОДСКИХ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЯХ	97
Зубахин А.Н., Гулый А.Н., Щеляев А.Е. ВОССТАНОВЛЕНИЕ СКОРОСТНОГО НАПОРА НА ВЫХОДЕ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ КАК ФАКТОР ДЕСТАБИЛИЗАЦИИ РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ	101
Искович-Лотоцький Р.Д., Севастьянов І.В. ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІБРОПРЕСОВОГО ОБЛАДНАННЯ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ ПРИ ЗНЕВОДНЕННІ ВТОРИННИХ ПРОДУКТІВ ПЕРЕРОБНИХ ТА ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ.....	105
Калашников А.Н., Калинин Н.В. РАСЧЕТ НЕИЗОЭНТАЛЬПИЙНОГО ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ОБРАТНО-НАПРАВЛЯЮЩИХ АППАРАТАХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ.....	109
Кириченко О.В., Акиншин В.Д., Цыбулин В.В., Яценко И.В., Вашенко В.А. МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ТЕРМОВОЗДЕЙСТВИЙ НА ПОВЕРХНОСТЬ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ИЗДЕЛИЙ НА ОСНОВЕ ПИРОТЕХНИЧЕСКИХ НИТРАТНЫХ СИСТЕМ В ДИНАМИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ.....	114
Ковальов І. О., Казнієнко Д. В. СТВОРЕННЯ КОМБІНОВАНОГО ВІДЦЕНТРОВО-ДОЦЕНТРОВОГО СТУПЕНЯ ДИНАМІЧНОГО НАСОСУ ЛОПАТЕВОГО ТИПУ	120
Ковальов С.Ф., Папченко А.А. БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНІ ТЕПЛОНЕНЕРУЮЧІ АГРЕГАТИ ТА ЇХ ВИКОРИСТАННЯ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЙ СПИРТОВОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ	124
Ковалев В.А., Яхно О.М. РАЗРАБОТКА КРИТЕРИЕВ ПОДОБИЯ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ИНЕРЦИОННЫХ ТЕЧЕНИЙ ЖИДКОГО ТОПЛИВА НА БОРТУ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА	129
Коваль О.Д., Зубченко О.М., Трофімов І.Л., Захарчук В.П. РОЗРОБКА СЕПАРАТОРА ТА ГІДРОЦИКЛОНА ДЛЯ ОЧИСТКИ РОБОЧИХ РІДИН	135
Кононенко А.П. ДАВЛЕНИЯ И МОЩНОСТИ КОЛЬЦЕВОГО ВОДОВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ПОДЪЕМНОЙ ТРУБЕ ЭРЛИФТА.....	141
Кравецкий Ю.А., Трофимов В.А., Моисеев В.Г., Губарев А.П. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОПРИВОДА СО СТРУЙНОЙ ТРУБКОЙ И ЦИФРОВЫМ РЕГУЛЯТОРОМ.....	148
Лисенко В.С., Буслов В.К., Таурит Т.Г. СТРУКТУРНІ СХЕМИ ГІДРОПЕРЕДАЧ З ДРОСЕЛЬНИМ РЕГУЛЮВАННЯМ ШВИДКОСТІ	152
Луговской А.Ф., Мовчанюк А.В. ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ ПЬЕЗОГИДРАВЛИЧЕСКИЕ УСТРОЙСТВА В СИСТЕМАХ МЕХАТРОНИКИ.....	158
Лурье З.Я., Ремарчук Н.П., Федоренко И.М. ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОАГРЕГАТОВ СТАЦИОНАРНЫХ МАШИН	164
Малахов А.В., Харин В.М., Бачериков В.А. УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СХЕМЫ СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ СУДОВОЙ ДИЗЕЛЬНОЙ УСТАНОВКИ.....	169
Неня А.В., Евтушенко А.А., Луговая С.О. ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ НАСОСНОЙ СТУПЕНИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА	174

Нигора В.М., Білецький І.Л. АНАЛІТИЧНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЛЕКТОРА ДЛЯ ГІДРОС
Ніконов О.Я. ЕЛЕКТРОГІДРАВЛІЧНІ СЛД ДЛЯ ТРАНСПОРТНИХ МАШ
Обертюх Р.Р., Искович-Лотоцький Р.Д., Іскович-Лотоцький Р.Д. НОВІ ГІДРОІМПУЛЬСНІ ПРИСТРОЇ ДЛЯ ЗАХИСТУ ГІДРОНАСОС
Поліщук Л.К., Адлер О.О., Керуючий пристрій для навантаження на ро
Сахно Ю.О., Федориненко, Математична модель і плівки в регулюванні
Струтинський В.Б., Сахно ПІДВИЩЕННЯ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ЗАВДЯКИ МОДЕРНІЗАЦІЇ

Белоусова Л.І. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ СУТТЯ ДІЯЛЬНОСТІ ПІДПРИЄМСТВА
Сфремов О.С. МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ЕКОНОМІЧНИХ СИСТЕМ...

... повышает надежность работы воздуходувок в системе и полностью исключает механическое повреждение в результате аварийной остановки, что обеспечит дополнительную экономию средств.

Стоит отметить, что по результатам проведенной работы на ОС КП «Горводоканал» г. Сумы, уже установлена воздуходувка меньшей производительности. Это предприятие позволило более гибко регулировать количество поданного воздуха в системе аэрации, избегая регулирования работы большой воздуходувки методом дросселирования или работы очистных сооружений в режиме избыточной аэрации.

Выводы

Рассмотренные авторами возможные методы снижения затрат энергоносителей в работе очистных сооружений, созданных на основе типовых проектов, применимы в аналогичных системах вполне применимы и в других городах. Это, в свою очередь, открывает значительные возможности энергосбережения. Учитывая это, предложенный подход по снижению энергопотребления может являться основой для разработок мероприятий по модернизации систем подачи и распределения сжатого воздуха, а также инженерной методики подбора, расчета и прогнозирования параметров ОС с применением новых технических решений.

Литература

- Хаммер М. Технология обработки природных и сточных вод: Пер с англ. – М.: Стройиздат, 1979. - 400 с.
- Вороновский Г.К., Переверзев Н.П. Экология и энергетика – Х.: Курсор, 2000. - 274 с.
- Ласков Ю.М., Воронов Ю.В., Калицун В.И. Примеры расчётов канализационных сооружений: Учеб. пособие для вузов. – М.: Выс. школа, 1981. - 232 с.
- Очистка производственных сточных вод в аэротенках / Я.А. Карелин, Д.Д. Жуков, В.Н. Журов – М.: Стройиздат, 1973. – 223 с.

ДК 62-137

Зубахин А.Н., Гулый А.Н., Щеляев А.Е.

ВОССТАНОВЛЕНИЕ СКОРОСТНОГО НАПОРА НА ВЫХОДЕ ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ КАК ФАКТОР ДЕСТАБИЛИЗАЦИИ РОТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Описаны результаты математического моделирования течения жидкости в щелевом уплотнении центробежного насоса и предложены рекомендации по проектированию узлов уплотнений и более точному учёту параметров щели при исследовании ротора на динамическую устойчивость. Рис.4, Табл.0, Ист.5.

В практике проектирования центробежных насосов динамическое состояние роторов принято оценивать по отстройке их собственных частот от частоты вращения [1]. Расчет собственных частот поперечных колебаний ротора ведут с учетом радиальной жесткости щелевых уплотнений проточной части, которая зачастую превышает изгибную жесткость вала. Такие методики позволяют не производить весьма сложных расчетов амплитуд вынужденных радиальных колебаний вала и амплитуд вибраций на корпусе насоса, поскольку при достаточной отстройке от резонансных режимов они будут задумано малы. Однако использование подобных методик может приводить к избыточным запасам жесткости роторной системы и, соответственно, ухудшению массогабаритных и технических характеристик насосных агрегатов, поскольку, вследствие высоких демпфирующих свойств щелевых уплотнений, близость собственных частот и частоты вращения ротора далеко не всегда приводит к повышенным вибрациям.

Современные методы и программные средства позволяют без затруднений проводить динамические расчеты таких машин, как центробежный насос. Однако основными исходными данными для таких расчетов являются динамические параметры шелевых уплотнений, такие как радиальная жесткость, коэффициенты демпфирования, циркуляционных сил, присоединенных масс. И если на сегодняшний день в расчетах коэффициентов жесткости и присоединенных масс не имеется проблем или разногласий, различные методики расчета коэффициента демпфирования шелевых уплотнений дают результаты, отличающиеся между собой до 10 раз [5]. Как следствие, нет ясности и по коэффициентам циркуляционных сил, которые для шелевых уплотнений рассчитываются через коэффициенты демпфирования. Таким образом, для совершенствования методов расчета динамического состояния роторов центробежных насосов, необходимо повысить достоверность определения демпфирования в шелевых уплотнениях.

Одной из причин чрезвычайно высокого расхождения у различных исследователей результатов расчета коэффициента демпфирования, по нашему мнению, является неопределенность величины гидравлических потерь на выходе щелевого зазора или связанного с ним параметра, который традиционно используется в исследованиях шелевых уплотнений - коэффициента восстановления скоростного напора на выходе ζ_{12} . Например, в работе [1] рекомендуется принимать $\zeta_{12} = 0,3$, а в работе [5] - $\zeta_{12} = 0,05$. Кроме того, как показано в этой работе, величина ζ_{12} может меняться от 0,05 до 0,3 в зависимости от конфигурации ("плавности") выходной кромки уплотнения. Однако, принимая как факт большое влияние геометрии кромки на восстановление скоростного напора, приведенные численные значения вызывают определенные сомнения, поскольку в экспериментальных установках, описанных в этой работе, в определенных случаях истечение жидкости из щели происходило в воздушную среду. В реальных уплотнениях центробежных насосов истечение всегда происходит в жидкую среду, "под уровень", что не позволяет безоговорочно использовать упомянутые выше результаты в расчетах уплотнений насосов.

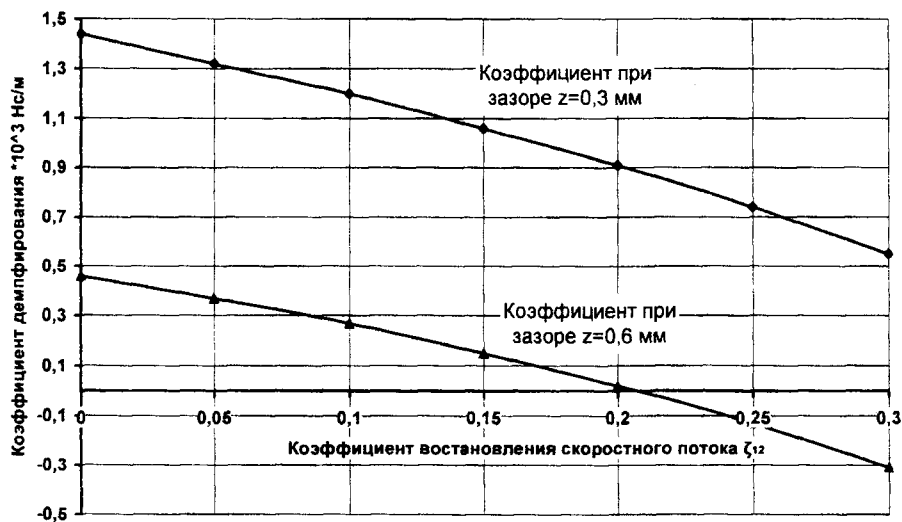


Рис. 1. Влияние восстановления скоростного напора на выходе из уплотнения (ζ_{12}) на коэффициент демпфирования

В свою очередь, влияние величины ζ_{12} на коэффициент демпфирования b очень велико. На рис. 1 приведены зависимости для щелевого уплотнения с типичными параметрами: диаметр $d = 70$ мм, длина $l = 20$ мм, зазор $h = 0,3$ мм (номинальный) и $h_a = 0,6$ мм (в про-

цессе эксплуатации). Расчеты в источнике [5].

Как видим, в зависимости от значения ζ_{12} , расчетная величина b меняется в несколько раз, но и мера устойчивости и возникновения мер иллюстрирует высокую в

На первом этапе перед шение провести численный ра программы CFX. Данная прог проточных частях гидравличес уплотнении была использована жесткости k -е. Моделью является входа и зона выхода жидкости пространство, так и в воздушн

Результаты расчетов щетерными для щелевых уплотн истечения в воздушное простр чение играет роль теста для м результаты эксперимента (ζ_{12} = намических параметров щелев личие значений объясняется те ка жидкости, истекающей из п из уплотнения и образованием

В результате расчетов (уплотнения (рис. 2), которое п нимает установившейся в выхо определенном расстоянии (2-4 нием в выходной камере, кото нения к одной из поверхностей приводит к необходимости рас ной кромкой при анализе гид случае, если выходная кромка у

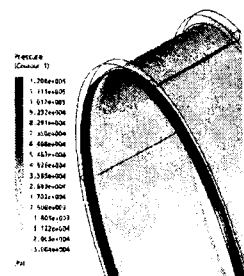


Рис. 2. Распреде

Рассмотренное выше явл уплотнениях за счет восстановл новой стороны описанные ране тояния центробежных насосов п качестве передних уплотнений

цессе эксплуатации). Расчеты выполнены по аналитическим выражениям, приведенным в источнике [5].

Как видим, в зависимости от принятого в пределах известных рекомендаций значения ζ_{12} , расчетная величина коэффициента демпфирования может не только изменяться в несколько раз, но и менять знак, что на практике ведет к потере динамической устойчивости и возникновению радиальных автоколебаний ротора. Приведенный пример иллюстрирует высокую важность достоверных данных о коэффициенте восстановления скоростного напора на выходе щелевых уплотнений.

На первом этапе перед проведением физического эксперимента было принято решение провести численный расчет течения жидкости в щелевом уплотнении с помощью программы CFX. Данная программа позволяет моделировать течение жидкости (газа) в проточных частях гидравлических машин. Для расчёта течения жидкости в щелевом уплотнении была использована наиболее распространенную модель турбулентной вязкости k- ϵ . Моделью является объём жидкости, которая заполняет щель, а также зона входа и зона выхода жидкости из неё. Проведены расчеты как с истечением в жидкое пространство, так и в воздушное.

Результаты расчетов щелей с различными геометрическими параметрами, характерными для щелевых уплотнений центробежных насосов, дали значения $\zeta_{12} = 0,04$ для истечения в воздушное пространство и $\zeta_{12} = 0,09$ для истечение в жидкость. Первое значение играет роль теста для методики расчета, поскольку для этого случая есть близкие результаты эксперимента ($\zeta_{12} = 0,05$), а второе - может быть использовано в расчетах динамических параметров щелевых уплотнений (с острой выходной кромкой). Такое различие значений объясняется тем, что во втором случае появляется взаимодействие потока жидкости, истекающей из щели, с объёмом жидкости, который находится на выходе из уплотнения и образованием вихрей в области выхода из щели.

В результате расчетов было также получено распределение давления по длине уплотнения (рис. 2), которое показало, что давление на выходной кромке щели не принимает установившейся в выходной полости величины, а продолжает понижение ещё на определенном расстоянии (2-4 мм) вдоль оси. Это может быть связано с вихреобразованием в выходной камере, которое "прижимает" истекающий поток жидкости из уплотнения к одной из поверхностей камеры, тем самым как бы удлиняя щель. Это явление приводит к необходимости рассматривать явления на определенном удалении за выходной кромкой при анализе гидродинамических параметров щелевых уплотнений в том случае, если выходная кромка уплотнения расположена на статорной части насоса.

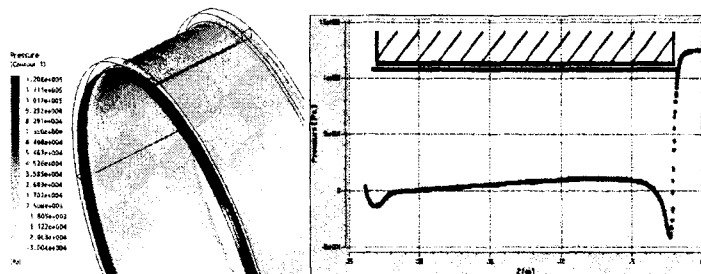


Рис. 2. Распределение давления по длине уплотнения

Рассмотренное выше явление резкого снижения демпфирующих сил в щелевых уплотнениях за счет восстановления скоростного напора на выходе может объяснить с новой стороны описанные ранее факты существенного ухудшения вибрационного состояния центробежных насосов при использовании в проточной части, главным образом в качестве передних уплотнений рабочего колеса, уплотнений с "козырьком" на выходе

(рис. 3), применяемых для улучшения структуры потока в проточной части, или много щелевых уплотнений с повышенным гидравлическим сопротивлением (рис.4), применяемых для повышения гидравлического КПД [1].

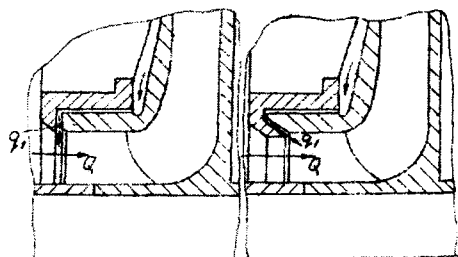


Рис. 3. Уплотнения с прямым и наклонным козырьком

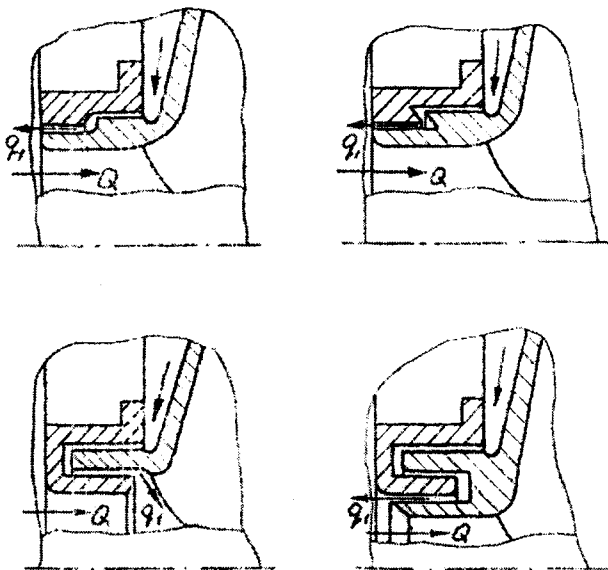


Рис. 4. Примеры конструкций щелевых уплотнений с увеличенным гидравлическим сопротивлением

В обоих случаях очевидно, что конфигурация выходных камер или промежуточных камер между отдельными щелями способствует повышению восстановления скоростного напора на выходе, что неизбежно ведет к потере ими демпфирующих свойств. Однако в настоящее время расчет силовых характеристик таких уплотнений базируется на результатах анализа течений в простых кольцевых каналах. Поэтому численный анализ приведенных выше вариантов конструкций щелевых уплотнений и разработка рекомендаций по улучшению их гидродинамических параметров является важной задачей на перспективу.

Литература

1. Марцинковский В.А. Вибрации роторов центробежных машин: В2 книгах. Книга 1. Гидродинамика дросселирующих каналов. – Сумы: изд-во Сумского госуниверситета, 2002. – 337с.
2. Васильцов Э.А. Бесконтактные уплотнения. Л., Машиностроение (Ленинградское отделение), 1974. – 423с.
3. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов. – М.: Машиностроение, 1982. – 109с.

4. Гулый А.Н. Гидродинамические характеристики. 1987, №2, с.21-25.
5. Гулый А.Н. Разработка эксплуатационных параметров бесконтактных у...

УДК 621.979:621.768.4.06

Іскович
ВИЗНАЧ
ОБЛАД
ПРИ ЗН
ПЕРЕРО

У статті ана
вання при і
льським при
зневоднення

Одним з найефективні
та віброударних технологічн
у сільському господарстві є в
[1]. Як показали попередні ек
і для зневоднення вторинних
барди, пивної дробини, цукр
продуктів рослинного та твар
дарських кормів.

З метою порівняння е
зневодненні вологих дисперс
здійснені спробні віджимання
трату спиртової барди та пив
внутрішнім діаметром 500 мм
лись гідравлічний двокошикс
моделі ІВПМ-16 [4]. Визнача
(за допомогою кожного з розр
накових за масою і об'ємом г
тичного та віброударного пр
чих елементах 2П-41 та ІВПМ
ховувалась за результатами й
мання.

Вологість порцій, знево
стемі максимально допустим
1,5...2 рази вищою вологості
на ІВПМ (оптимальні значенн
ження, якими є [4]: енергія $E_{\text{п}}$
гом кожного циклу спрацьову
нтів – установлювались під ч
для забезпечення адекватної
броударного та статичного пр
преса має становити не менш
рідини у гідросистемі ГП ІВП

сти, или много
ис.4), применя-

4. Гулый А.Н. Гидродинамическая жесткость бесконтактных уплотнений. // Вестник машиностроения. 1987, №2, с.21-25.
5. Гулый А.Н. Разработка экспериментальных и теоретических методов анализа динамических параметров бесконтактных уплотнений. /Дис. ... канд.техн.наук.-Сумы, 1988. - 218с.

УДК 621.979:621.768.4.06

Искович-Лотоцький Р.Д., Севастьянов І.В.

**ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВІБРОПРЕСОВОГО
ОБЛАДНАННЯ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ
ПРИ ЗНЕВОДНЕННІ ВТОРИННИХ ПРОДУКТІВ
ПЕРЕРОБНИХ ТА ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ**

У статті аналізується та обґрунтовується ефективність способу віброударного пресування при інерційному навантаженні, а також вібропресового обладнання з гідроімпульсним приводом для його реалізації при використанні їх у технологічних процесах зневоднення вторинних продуктів харчових виробництв. Рис. 1, дж. 6

Одним з найефективніших видів сучасного обладнання для реалізації вібраційних та віброударних технологічних процесів в різних галузях виробництва, на транспорті та у сільському господарстві є вібропресове обладнання з гідроімпульсним приводом (ГІП) [1]. Як показали попередні експерименти [2], досить перспективним є його використання і для зневоднення вторинних продуктів харчових та переробних виробництв (спиртової барди, пивної дробини, цукрового жому, фруктової та ягідної макухи), а також різних продуктів рослинного та тваринного походження під час приготування сільськогосподарських кормів.

З метою порівняння ефективності віброударного та статичного пресування при зневодненні вологих дисперсних матеріалів з використанням вказаних способів були здійснені спроби віджимання попередньо зневоднених до вологості 70% порцій концентрату спиртової барди та пивної дробини у циліндричній прес-формі закритого типу з внутрішнім діаметром 500 мм і висотою 300 мм. Як основне обладнання застосовувались гідравлічний двокошиковий прес 2П-41 [3] та інерційний вібропрес-молот з ГІП моделі ІВПМ-16 [4]. Визначались та зіставлялись: кінцева вологість зневоднених порцій (за допомогою кожного з розглядуваних способів були здійснені по п'ять віджимань однакових за масою і об'ємом порцій спиртової барди та пивної дробини); тривалість статичного та віброударного пресування, а також максимальні робочі зусилля на виконавчих елементах 2П-41 та ІВПМ-16 під час зневоднення. Кінцева вологість порцій розраховувалась за результатами їх зважування (з точністю ± 1 г) до та після процесу віджимання.

Вологість порцій, зневоднених на статичному пресі при створенні в його гідросистемі максимально допустимого паспортною характеристикою тиску у 18 МПа була у 1,5...2 рази вищою вологості порцій відповідного вторинного продукту, що віджимались на ІВПМ (оптимальні значення робочих параметрів віброударного інерційного навантаження, якими є [4]: енергія $E_{\text{и}}$, що передається виконавчим елементам вібропреса протягом кожного циклу спрацьовування ГІП, амплітуда та частота коливань вказаних елементів – установлювались під час експериментів дослідним шляхом). За оцінкою авторів, для забезпечення адекватної кінцевої вологості порцій при зневодненні їх способами віброударного та статичного пресування під час реалізації останнього тиск у гідросистемі преса має становити не менше 100 МПа (для порівняння: максимальний тиск p_1 робочої рідини у гідросистемі ГІП ІВПМ-16 не перевищував 14 МПа).

и промежуточ-
овления скоро-
ющих свойств.
ний базируется
численный ана-
азработка реко-
ной задачей на

нига 1. Гидроди-
2002. – 337с.
ское отделение),

лашиностроение,

УНІВЕРСИТЕТУ
3(109) 2007 Ч.1