

ДА-109

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ УКРАИНЫ

ISSN 0201-744X
ISSN 0372-6053

ВЕСТНИК

НАЦИОНАЛЬНОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
УКРАИНЫ

“ КИЕВСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
ИНСТИТУТ ”

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ТОМ 2

2002

42

6. Антоненко С.С., Евтушенко А.А., Ткачук Ю.Я. Определение числа Рейнольдса при пересчете характеристик центробежных насосов с воды на высоковязкую жидкость. Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». Выпуск 129. Ч. I - Харьков: НТУ «ХПИ», 2001. - С.380-385;

7. Антоненко С.С., Евтушенко А.А., Ткачук Ю.Я. Совершенствование методики пересчета рабочей характеристики динамического насоса с воды на высоковязкую жидкость. // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. науч. тр. - Харьков, ИпМАШ НАНУ, 2000. - с.453-457.

УДК 621.65: 532.529

Э.В. Колесниченко, С.В. Сапожников, С.М. Яхненко.

Сумский государственный университет, г.Сумы, Украина

ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ОДНОЛОПАСТНЫХ НАСОСНЫХ РАБОЧИХ КОЛЕС НА ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ

Обоснована программа экспериментальных исследований работы однолопастных рабочих колес на газожидкостной смеси, приведена гидравлическая схема экспериментального стенда и его описание, а также представлена методика проведения исследований

Введение.

Проблема перекачивания газожидкостных смесей в настоящее время является актуальной для многих отраслей промышленности и в первую очередь - для нефтегазового комплекса. В настоящее время центробежные насосы традиционных конструктивных схем являются наиболее исследованными и, как следствие, наиболее применяемыми для перекачивания газожидкостных смесей. Вместе с тем для центробежных насосов обычной конструкции величина критического объемного газосодержания не превышает 10-15, % [1]. Под величиной объемного газосодержания понимается отношение расхода газа к расходу всего газосодержащего потока, приведенного к условиям входа в насос.

На кафедре прикладной гидроаэромеханики СумГУ было проведено исследование работы свободновихревого насоса (СВН) типа "Тигро" на газожидкостных смесях, в результате которого было установлено, что данного типа насосы устойчиво работают при объемном газосодержании до 45% [2,3]. Недостатком СВН типа "Тигро" является узкий диапазон по быстроходности, в пределах которого обеспечивается приемлемый уровень экономичности. Речь идет о коэффициенте быстроходности, определяемом по зависимости:

$$n_s = \frac{3.65n\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}}$$

где n - частота вращения, об/мин; Q - подача, м³/с; H - напор насоса, м.

Согласно [4] таким диапазоном является $n_s = 60 - 140$. Принимая во внимание, что на газожидкостной смеси параметры насоса (напор, КПД) падают, указанный диапазон для СВН типа "Тигро" еще больше сужается [5].

При $n_s \leq 60$ для перекачивания газожидкостных смесей могут использоваться насосы вихревого принципа действия других конструктивных схем - вихревые [6] или лабиринтно-винтовые [7].

При $n_s \geq 140$ конструкции наиболее приемлемых насосов для перекачивания газожидкостных смесей остаются неопределенными. Проведенный информационный поиск в данном направлении показал, что наиболее частыми являются ссылки на хорошую работу при большом газосодержании в перекачиваемой среде центробежных насосов с малым числом лопастей [8] и насосов осевого типа. Вместе с тем имеющиеся по этому вопросу материалы носят, в основном, рекламный характер и не содержат в себе необходимых количественных характеристик и, тем более, методических рекомендаций по их проектированию с учетом особенностей работы на газожидкостных смесях. На частичное выполнение данного пробела в теории и практике насосостроения направлена изложенная ниже программа исследования.

Программа исследования

На кафедре прикладной гидроаэромеханики СумГУ создана и функционирует экспериментальная установка, содержащая в своем составе, в

качестве испытуемого, многофункциональный динамический насос консольного типа блочно-модульного исполнения и позволяющая проводить испытания указанного насоса на однородной жидкости и различных гидросмесях. На этой установке проведен комплекс исследований, включавший в себя изучение работы на однородной жидкости и газожидкостной смеси свободновихревого исполнения насоса, а также работы на однородной жидкости центробежного исполнения насоса с рабочими колесами, имеющими уменьшенное число лопастей против типовых [5,8,9].

Один из принципиально важных результатов, полученных в ходе проведения указанных исследований – насос с центробежным однолопастным рабочим колесом при $n_s = 140 - 180$ имеет уровень экономичности, близкий к уровню экономичности СВН типа "Туго" при $n_s = 80 - 120$. Соответственно, при положительных результатах относительно работы насоса с однолопастным рабочим колесом на газожидкостных смесях, это конструктивное исполнение позволит частично заполнить указанный выше пробел в области коэффициентов быстроходности $n_s \geq 140$ насосов для перекачивания газожидкостных смесей с большим газосодержанием. Поэтому основной пункт рассматриваемой программы исследования – экспериментальное определение влияния газосодержания на рабочую характеристику насоса с однолопастным рабочим колесом, включая рабочие колеса с разным углом установки лопасти на выходе [8]. Программа включает проверку характера влияния на характеристики насосов с двух- и трехлопастными рабочими колесами.

Самостоятельный специальный вопрос в программе исследования – влияние конструкций перелтей и задней пауз однолопастного рабочего колеса на работоспособность насоса на газожидкостной смеси. Как показывают исследования [1,10] указанные конструкции в центробежных насосах могут играть решающую роль в явлении срыва параметров насоса из-за высокого газосодержания в перекачиваемой среде. Принципиально важным представляется провести сравнение характеристик насоса с рабочим колесом, имеющим типовое стандартное и целевое переднее уплотнение (исполнение насосов с однолопастным рабочим колесом, выпускаемых Сумским заводом "Насосэнергомап") и новыми конструкциями пауз рабочего колеса рассматриваемых насосов [11].

В качестве практической реализации результатов указанной программы исследования планируется расширение методики проектирования проточной части насосов с однолопастным рабочим колесом [12] на случай работы не только на однородной жидкости, но и на газожидкостных смесях.

Экспериментальная установка.

Экспериментальный стенд герметичный. В качестве рабочей среды используется смесь воды при температуре 15 - 25°C и воздуха. Принципиальная гидравлическая схема экспериментального стенда представлена на рис. 1.

В основное оборудование экспериментального стенда входят два герметичных бака Б1 и Б2, экспериментальный насос Н, балансирующая машина постоянного тока М мощностью 43 кВт с частотой вращения до 3000 об/мин, два расходомерных сужающих устройства (диафрагмы) Р1 и Р2 с показывающим дифманометром МД2 и микроманометром ММ, компрессор КМ, система трубопроводов. В состав стенда входят также пульт управления, система контрольно-измерительной аппаратуры, вспомогательные трубопроводы и запорная арматура. Стенд оборудован системой подпитки технической водой от постороннего источника.

Вода из герметичного бака Б1 через расходомерное устройство Р1 поступает в испытательный модельный насос Н. Ко входу насоса через смеситель, который представляет собой перфорированную трубку для подвода и рассеивания воздуха, подается воздух. Установка выполнена по замкнутой схеме циркуляции воды с возможностью поддержки заданного давления в баке с помощью клапана КВГ. Для обеспечения деаэрации воды в баке установлен разбрызгиватель, а для защиты линии воздуха от попадания воды – обратный клапан КО. Модельный насос приводится в движение балансирующей машиной постоянного тока М. Регулирование подачи экспериментального насоса осуществляется задвижкой на напорном трубопроводе З1, а регулирование выпуска воздуха в подводящий трубопровод – вентилем ВН4 на линии подвода воздуха.

Излишек воздуха из бака выводится в атмосферу через вентиль ВН1, регулировкой которого поддерживается в контуре установки заданное давление.

Измерительная аппаратура стенда включает:

- балансирующую машину постоянного тока для измерения крутящего момента на валу насоса М;
- тахометр для измерения частоты оборотов вала двигателя ТХ;

- расходомерное устройство Р2 с микроманометром ММ для измерения расхода воздуха;
- расходомерное устройство Р1 с дифференциальным манометром МД2 типа ДМП для измерения расхода воды, а также мановакууметр МВ;
- дифманометр МД1, манометр МН1 для измерения разности давлений во всасывающем и напорном трубопроводах и измерения давления во всасывающем трубопроводе;

- манометр МН2 для измерения давления перед сужающим устройством в линии подачи воздуха;
- термометры ртутные Т1 и Т2 для измерения температуры воды и воздуха.

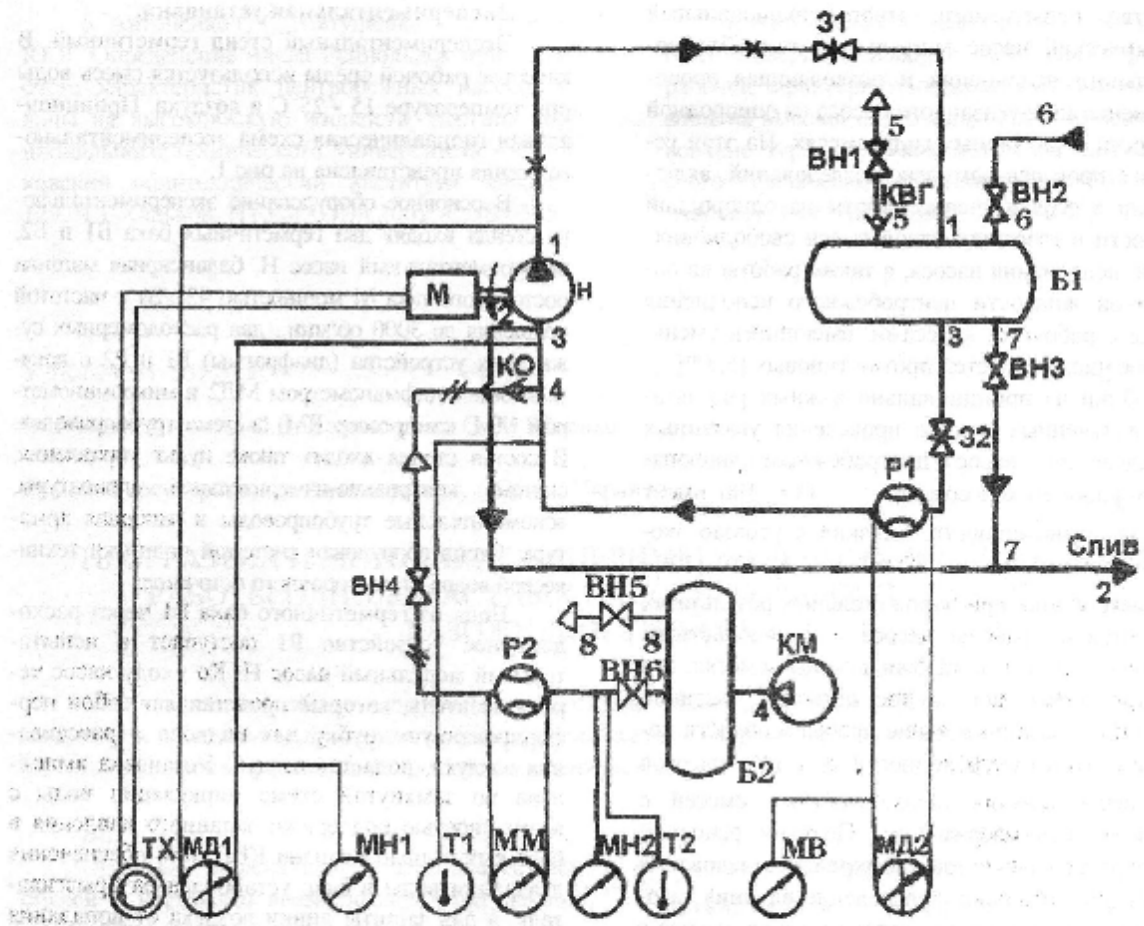


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема экспериментального стенда: ———— — вода, - - - - - воздух, — X — газонасыщенная смесь.

Экспериментальный насос представляет собой насос консольного типа с осевым подводом. Корпус насоса крепится болтами к проставке, которая шпильками прикрепляется к кронштейну. Рабочее колесо посажено на консоли вала. Вал насоса уплотнен двумя резиновыми манжетами. Опорами вала служат подшипники качения с консистентной смазкой.

Методика проведения экспериментальных исследований.

Несоднородность смеси, перекачиваемой насосом, вызывает дополнительные трудности в проведении испытаний и, соответственно, методика их проведения отличается от общепринятых методик, применяемых для испытаний насосов на однородных перекачиваемых средах. При работе на газонасыщенной смеси напор (H), мощность (N) и КПД (η) зависят не только от подачи насоса (Q), но и от второго показателя, характеризующего работу насоса - газосодержание смеси на входе в насос (β), определяемого по формуле:

$$\beta = \frac{q}{Q_w + q}$$

где q - расход воздуха, приведенный к условиям входа в насос, m^3/m ; Q_w - расход воды, измеренный во всасывающей линии насоса, m^3/m .

Соответственно необходимо получить зависимости: $H = f(Q, \beta)$, $N = f(Q, \beta)$, $\eta = f(Q, \beta)$.

При этом принимается, что процесс изменения газового состояния изотермический.

Измеренный расход воздуха приводится к условиям входа в насос по зависимости:

$$q = q_w \frac{P_2 T_1}{P_1 T_2 K}, m^3/m$$

где q_w - измеренный расход воздуха, m^3/m ; P_2 - давление воздуха перед сужающим устройством, Па; P_1 - давление газонасыщенной смеси перед входом в насос, Па; T_1 - температура газонасыщенной смеси перед входом в насос, К; T_2 - температура воздуха в линии его подвода к насосу, К; K - коэффициент сжимаемости воздуха ($K \approx 1$).

Подача насоса определяется по формуле:

$$Q = Q_w + q, m^3/m$$

где Q_w – расход воды, измеренный во всасывающей линии насоса, $м^3/ч$; q – расход воздуха, приведенный к условиям входа в насос, $м^3/ч$.

Расход воздуха и воды измеряется диафрагмами и рассчитывается по формулам:

$$q_w = K_1 \sqrt{\Delta P_1}, \text{ м}^3/\text{ч}$$

$$Q_w = K_2 \sqrt{\Delta P_2}, \text{ м}^3/\text{ч}$$

где K_1, K_2 – коэффициенты расхода диафрагм воздуха и воды соответственно; $\Delta P_1, \Delta P_2$ – перепады давления на диафрагмах для воздуха и воды соответственно, Па.

Коэффициенты расхода диафрагм определяются по соответствующим стандартным методикам.

Напор насоса, как разность удельных энергий между выходом и входом, определяется по формуле:

$$H_w = 0,102 \frac{\Delta H}{\rho_{см}} + 0,0827 Q^2 \left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right),$$

где ΔH – перепад давления между выходом и входом насоса, Па; $\rho_{см}$ – плотность газожидкостной смеси, $кг/м^3$; d_1, d_2 – внутренние диаметры в местах измерения давлений, м.

Плотность газожидкостной смеси определяется по формуле:

$$\rho_{см} = \rho_w \frac{1 + \frac{\rho_w q}{\rho_{ж} Q_w}}{1 + \frac{q}{Q_w}}, \text{ кг/м}^3$$

где ρ_w – плотность воды, $кг/м^3$; $\rho_{ж}$ – плотность воздуха, $кг/м^3$.

Плотность воздуха определяется по справочной литературе, в зависимости от температуры и давления.

Мощность на валу насоса определяется с помощью балансирной машины и определяется по формуле:

$$N_w = \frac{\pi}{30000} n L (F - F_0), \text{ кВт}$$

где L – длина рычага балансирной машины, м; n – частота вращения вала, об/мин; F – усилие на шесте, Н; F_0 – усилие на плече при работе насоса на холостом ходу, Н.

Величина F_0 определяется экспериментально при номинальном числе оборотов без залива насоса жидкостью.

КПД насоса определяется по формуле:

$$\eta_b = 0,981 \frac{\rho_{см} Q H_w}{N_w}$$

Для оценки влияния газа на характеристики насоса удобным является соотношение безраз-

мерных коэффициентов напора (ψ), подачи (φ) и мощности (μ) к безразмерным коэффициентам этих параметров в точке максимального КПД при перекачивании насосом чистой жидкости. Безразмерные коэффициенты определяются так:

$$\psi = \frac{2gH_w}{U_2^2}$$

$$\varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 U_2}$$

$$\mu = \varphi \left(\frac{\psi}{\eta} \right) = \frac{8N_w}{\rho_{см} \pi D_2^2 U_2^3 \eta}$$

где U_2 – окружная скорость на выходе из рабочего колеса, м/с; D_2 – наружный диаметр рабочего колеса, м.

Реализация данной программы исследования станет дальнейшим шагом по развитию научно-технического обеспечения проекта создания многофункциональных консольных насосов блочно-модульного исполнения, последовательно реализуемого совместными усилиями специалистов СумГУ, Сумского завода “Насосэнергомаш” и ВНИИАЭН (г. Сумы).

Список использованной литературы

1. Конструкции центробежных насосов для подачи жидкостей с высоким газосодержанием / ВЦП. – № М - 16078. – Пер. ст. Kosmowski J. из журн.: British Pump Manufacturers' Association. Technical Conference. – Cambrids. – 1983. – № 8. – р. 159-169.
2. Сапожников С.В. Исследование влияния газосодержания на характеристики свободновихревого насоса // Гидравлические машины и гидротурбонасосы: теория, расчет, проектирование / Тематический сб. науч. тр. / Под ред. И.А. Ковалева. – К.: ИСНО, 1994 – с. 89-95.
3. Сапожников С.В. Перекачивание газожидкостных смесей динамическими насосами // Праці II Респуб. наук.-техн. конф. “Гідроаеромеханіка в інженерній практиці”. – Черкаси: ЧГП. – 1998. – с. 81-86.
4. Евтушенко А.А. О гидродинамическом подобии свободновихревых насосов типа “Туго” // Сб. науч. тр. – Алчевск: ДГМИ. вып. 11. 2000. – с. 110-117.
5. Евтушенко А.А., Сапожников С.В., Соляник В.А. Коэффициент полезного действия свободновихревого насоса типа “Туго” при работе на чистой жидкости и на газожидкостной смеси // Вестник НТУУ “КПИ”. Машиностроение. – 1999. вып. 36, т. 1. – с. 249-255.
6. Байбаков О.В. Вихревые гидравлические машины. – М.: Машиностроение, 1981. – 197 с.

7. Голубев А.И. Лабиринтно-винтовые насосы и уплотнения для агрессивных сред – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1981. – 112 с.

8. Яхненко С.М. Влияние числа лопастей рабочего колеса центробежного насоса на его напорную и энергетическую характеристики // Труды 8-й Межд. науч.-техн. конф. "Насосы - 96", т. 1 – Сумы: ИПП "Мрія - 1" ЛТД, 1996. – с. 314-325.

9. Сапожников С.В., Яхненко С.М. Научно-техническое обеспечение проекта создания многофункциональных консольных насосов блочно-модульного исполнения // Вестник Национального технического университета Украины "Киевский политехнический институт", Машиностроение. – 1999. – Выпуск № 35. – с. 246-256.

10. Сапожников С.В. Общее и отличное в явлении срыва параметров при критическом газосодержании в центробежном и свободновихревом насосах // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение. – К., 1999, вып. 39 – с. 355-361.

11. Яхненко С.М. Конструктивные особенности пазух однолопастного рабочего колеса и их влияние на характеристику насоса // Вестник НТУУ "КПИ": Машиностроение. – 1999, Вып. 36, т. 2. – с. 523-527.

12. Евтушенко А.А., Яхненко С.М. Области применения в основные положения методики проектирования проточной части динамических насосов с однолопастным рабочим колесом // Вісник СумДУ, 1998, №10 – с. 75-81.

УДК 621.65:628.143

В.Г.Неня, канд.техн.наук, доц., О.В.Алексенко, асп., С.Ю.Смертьяк, асп.

Сумський державний університет, г.Суми, Україна

ОСНОВИ МЕТОДИКИ ІНЖЕНЕРНОГО МОНІТОРИНГУ ГІДРАВЛІЧНИХ МЕРЕЖ

В статті наводиться аналіз сучасного стану моделювання потокорозподілення в гідравлічних мережах складної структури та обґрунтовується застосування методики, заснованої на використанні мережевих законів Кірхгофа. Застосування цієї методики приводить до нелінійної системи рівнянь, яка розв'язується методом, подібним до методу Ньютона. Отримані рішення використовуються для аналізу ефективності роботи насосного обладнання у складі гідравлічної мережі. Наводяться рекомендації до складання розрахункових схем, що забезпечують найкращу ефективність обчислювального процесу.

Складність проблеми дослідження гідравлічних мереж зумовлена як розгалуженість мереж, так і взаємною залежністю параметрів насосів та опору мережі. Пропонується методика визначення параметрів гідравлічних мереж та насосного обладнання, яке працює у її складі.

Широке розповсюдження гідравлічних мереж у народному господарстві зумовлює актуальність задачі підвищення економічності їх експлуатації. Значна частина мереж включає насоси динамічного типу як основне, а часом і єдине, джерело гідравлічної енергії. Зважаючи на те, що динамічні насоси споживають до 20% усієї електроенергії [1] та працюють переважно із ККД, що нижчий паспортного значення на 10...20% [2]. Отримані дані [2] дозволяють зробити і такий висновок - енергія, що використовується на привод насосів у десятки разів дорожче самих насосів. Задача виявлення джерел економії енергії за таких умов стає надзвичайно важливою.

Найбільш доцільним для моделювання технологічних трубопровідних систем є метод макромо-

делювання. Цей метод у відношенні до гідравлічних систем теоретично достатньо опрацьований [3-6]. Однак практичних реалізацій методу, по-перше, явно недостатньо, а по-друге, кожній із відомих реалізацій присутня та чи інша вада. Так, наприклад, із повного опису програм [3] і наведених прикладів розрахунків становиться ясно, що дана розробка, хоч автори і не наголошують на цьому, цілком орієнтована на моделювання трубопровідних систем із течіями при квадратичних режимах опору, оскільки ні довжина трубопроводів, ні їх діаметр не є вихідними даними для проведення розрахунку, а використовується лише значення опору. Не приділяючи значення цитованих робіт та інших зазначимо, що на основі сучасних обчислювальних платформ (ЕОМ) та їх ОС навряд чи доцільно відновлювати та удосконалювати програмне забезпечення орієнтоване на так звану пакетну обробку завдань та процедурний характер програмування. На цей час нагальною необхідністю є об'єкно-орієнтований характер програмного забезпечення, програмна підтримка обміну різнорідними да-

1.	Зайончковський Г.Й., Білозеров В.І., Сизоненко А.В. ОСОБЛИВОСТІ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ В ГІДРОСИСТЕМІ ЛІТАКА З НАСОСАМИ РЕГУЛЬОВАНОЇ ПОДАЧІ	3
2.	Абрамов Е.И., Затолокин А.С., Кравецкий Ю.А., Чернов А.В. ПРИМЕНЕНИЕ САД/САМ/САЕ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ СОЗДАНИЯ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ КОМПЛЕКСА САМОЛЕТНЫХ СИСТЕМ С УЧЕТОМ ВОЗДЕЙСТВИЯ ПОРАЖАЮЩИХ ФАКТОРОВ	6
3.	Трофимов В.А. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ДЕМПФЕРОВ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ НОСОВЫХ СТОЕК ШАССИ ТЯЖЕЛЫХ САМОЛЕТОВ	9
4.	Тыжнов А.В., Солонин Р.И. ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПЬЕЗОЭЛЕМЕНТОВ В САМОЛЕТНЫХ СИСТЕМАХ УПРАВЛЕНИЯ	13
5.	Зайончковський Г.Й., Щербонос О.Г. ВПЛИВ ОБМЕЖЕНОЇ ЖОРСТКОСТІ ОПОРИ КРІПЛЕННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО СЛІДКУЮЧОГО РУЛЬОВОГО ПРИВОДУ НА ЙОГО СТІЙКІСТЬ І ДИНАМІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ	15
6.	Абрамов Е.И., Затолокин А.С., Кравецкий Ю.А., Чернов А.В. ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОАГРУЖЕНИЯ САМОЛЕТНЫХ ГИДРОПРИВОДОВ В ТЕХНОЛОГИЯХ ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ	19
7.	Сябряк Е.Н. ВЛИЯНИЕ НЕУРАВНОВЕШЕННОСТИ ПЛОЩАДЕЙ СЕРВОПРИВОДА РЕГУЛЯТОРОВ ПОДАЧИ	22
8.	Колеватов Ю.В., Зайончковский Г.И., Сабельников В.И., Тарасевич В.В., Угрюмова И.В. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ ГИДРОПРИВОДА ЛАБОРАТОРИИ ПРОЧНОСТИ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ	26
9.	Хлистуи А.И., Рыкунич Ю.Н. ДИНАМИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА, ОТБИРАЕМОГО ОТ ДВИГАТЕЛЯ САМОЛЕТА	30
10.	Музыкин Ю.Д., Мироненко С.В. ИЗМЕРЕНИЕ УТЕЧКИ ЧЕРЕЗ УПЛОТНЕНИЯ ВОЗВРАТНО- ПОСТУПАТЕЛЬНЫХ СОЕДИНЕНИЙ СИЛОВЫХ ГИДРОЦИЛИНДРОВ	34
11.	Буренников Ю.А., Козлов Л.Г. ПРОПОРЦИОНАЛЬНЫЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬ ДЛЯ ГИДРОСИСТЕМЫ, ЧУВСТВИТЕЛЬНОЙ К НАГРУЗКЕ	37
12.	Рыкунич Ю.Н. ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТОВ ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПНЕВМОКЛАПАНОВ С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПРИВОДОМ	39

13.	Коробко І.В., Писарець А.В. ДОСЛІДЖЕННЯ РІВНЯННЯ РУХУ ПЕРВИННОГО ПЕРЕТВОРІОВАЧА ШВИДКІСНИХ ЗАСОБІВ ВИМІРЮВАННЯ ВИТРАТ ЕНЕРГОНОСІВ	42
14.	Ситников А.Б. ОТКАЗЫ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ КЛАПАНОВ	46
15.	Андренко П.Н., Дмитриенко О.В. ОПТИМИЗАЦИЯ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПАССИВНЫХ ГАСИТЕЛЕЙ ПУЛЬСАЦИЙ	50
16.	Семин Д.А., Павлюченко В.А., Мальцев Я.И. ИССЛЕДОВАНИЕ ВИХРЕВЫХ УСИЛИТЕЛЕЙ С ДИФFUЗОРАМИ РАЗЛИЧНЫХ ТИПОВ	54
17.	Федоричко Я.Б. МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЗМІН ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ГІДРОПНЕВМОКЛАПАНІВ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ	57
18.	Губарев А.П. СИСТЕМНЫЙ МОДУЛЬ В ЗАДАЧЕ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА ДИСКРЕТНЫХ СИСТЕМ ЦИКЛИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ	59
19.	Петренко В.Г., Коваленко А.А., Сухонос А.Ф., Чкалов А.В. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕДУКТОРА-РЕГУЛЯТОРА БЕНЗОГАЗОВОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВС	64
20.	Середа Л.П., Подолянин І.М. СТІЙКІСТЬ ГІДРАВЛІЧНОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ПОЛОЖЕННЯМ РІЗУЧОГО АПАРАТА МАШИНИ БМ-6АГ	69
21.	Мовчанюк А.В. МЕТОДИКА РАСЧЕТА СТЕРЖНЕВОГО ПЬЕЗОПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ, НАГРУЖЕННОГО ЖИДКОЙ СРЕДОЙ	72
22.	Волков Н.И., Каплун И.П., Папченко А.А. ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩИЙ АППАРАТ ДЛЯ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ МАЛОЙ МОЩНОСТИ.	75
23.	Яхно О.М., Буслов В.К., Лысенко В.С., Таурит Т.Г. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОВМЕСТНОЙ РАБОТЫ ВЕТРОАГРЕГАТА С ПОТРЕБИТЕЛЕМ	79
24.	Лурье З.Я., Лищенко И.Г. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАДИАЛЬНОПОРШНЕВОГО ГИДРОМОТОРА МНОГОКРАТНОГО ДЕЙСТВИЯ КАК ОБЪЕКТА МНОГОКРИТЕРИАЛЬНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ	83
25.	Узунов А.В. ОСОБЕННОСТИ ПОСТРОЕНИЯ КОМПЬЮТЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ АГРЕГАТОВ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ И ПНЕВМАТИЧЕСКИХ СИСТЕМ	88
26.	Лурье З.Я., Гасюк А.И. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СИСТЕМЫ ГИДРОСТАТИЧЕСКОГО ПОДЪЕМА ВАЛА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ.	92

27. Сухоробрый П.Н., Меньшикова Л.Л.
ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ МОМЕНТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ЛОПАТОК НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА ОБРАТИМОЙ
ГИДРОМАШИНЫ 95
28. Стародубцев Ю.В.
АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПАРОВПУСКА
ЦИЛИНДРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ НА
ОСНОВЕ ТРЕХМЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ 99
29. Быков Ю.А., Дедков В.Н.
ПРИМЕНЕНИЕ НЕСТРУКТУРНЫХ СЕТОК ДЛЯ РАСЧЕТА
ТЕЧЕНИЯ В РАБОЧЕМ КОЛЕСЕ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ 102
30. Ефимов С.М.
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОБЪЕМНО-ДРОССЕЛЬНОГО
АГРЕГАТА 106
31. Елин А.В.
МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПНЕКОВОЙ СТУПЕНИ
МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ОСЕВОГО НАСОСА С УПРОЩЕННОЙ
ЛОПАТОЧНОЙ СИСТЕМОЙ СТАТОРНОГО АППАРАТА 111
32. Евтушенко А.А., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.
ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ С
ЦЕНТРОБЕЖНЫМИ РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ ПЛАВАЮЩЕГО
ТИПА 119
33. Антоненко С.С.
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЯЗКОСТИ
ПЕРЕКАЧИВАЕМОЙ СРЕДЫ НА РАБОЧУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ
НАСОСНОЙ СТУПЕНИ С МАЛОРАЗМЕРНЫМ РАБОЧИМ
КОЛЕСОМ. 123
34. Колисниченко Э.В., Саложников С.В., Яхненко С.М.
ПРОГРАММА И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО
ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ОДНОЛОПАСТНЫХ НАСОСНЫХ
РАБОЧИХ КОЛЕС НА ГАЗОЖИДКОСТНОЙ СМЕСИ 126
35. Неня В.Г., Алексенко О.В., Смертьяк С.Ю.
ОСНОВЫ МЕТОДИКИ ИНЖЕНЕРНОГО МОНИТОРИНГУ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ МЕРЕЖ 130
36. Якубовский В.И., Рашеев Д.Д.
ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОСВЯЗИ МЕЖДУ РАБОЧИМИ
ПАРАМЕТРАМИ И ГИДРОАБРАЗИВНОГО ИЗНОСА ЭЛЕМЕНТОВ
ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ 133
37. Башеев С.М., Королев С.К.
ИССЛЕДОВАНИЯ ВИХРЕВЫХ И СТРУЙНО-РЕАКТИВНЫХ
ТУРБИН 136
38. Бобров А.Н., Калинин Н.В.
РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ ДИФфузоров
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ 141
39. Олапа Е.Н.
РАДИАЛЬНЫЕ СИЛЫ В ДИНАМИЧЕСКИХ НАСОСАХ – О
МЕТОДИКАХ ИХ ОПРЕДЕЛЕНИЯ 143

- | | | |
|-----|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|
| 40. | Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В.
ОПЫТ МОДЕЛИРОВАНИЯ СЖИМАЕМЫХ ВЯЗКИХ
ТУРБУЛЕНТНЫХ ТЕЧЕНИЙ ВО ВХОДНЫХ И ВЫХОДНЫХ
УСТРОЙСТВАХ ТУРБОМАШИН | 147 |
| 41. | Литвиненко Д.В., Солонин Р.И.
ОПТИМИЗАЦИЯ КОМПОНОВКИ ВОЗДУШНЫХ КОМПРЕССОРОВ
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АГРЕГАТОВ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ | 155 |
| 42. | Калашников А.Н., Калинин И.В.
К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ОБРАТНО-НАПРАВЛЯЮЩИХ
АППАРАТОВ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ | 158 |
| 43. | Кузнецов Э.Г., Зуева, Н.В., Чернов А.Е.
РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОЗАТВОРНОГО
ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ ИМПУЛЬСНОГО ТИПА | 161 |
| 44. | Ржебаева И.К., Шендрик В.В., Бородай М.В.
МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАСОСОВ С ПОЛУОТКРЫТЫМИ И
ОТКРЫТЫМИ РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ | 166 |
| 45. | Евтушенко А.А., Федотова Н.А., Кочевский А.Н.
ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СТРУКТУРЫ ПОТОКА
В МЕРИДИАНАЛЬНОЙ ПРОЕКЦИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НАСОСА
С ЛОПАСТНОЙ СИСТЕМОЙ ТИПА НР | 170 |

Подписано к печати 17.06.2002. Формат 60x84¹/₈.

Усл. печ. л. 15,6. Уч.-изд. л. 14,02.

Тираж 200 экз. Заказ № 268.

Отпечатано в Сумском государственном центре научно-технической и
экономической информации. "Ризоцентр" СумГУ
40007, г. Сумы, ул. Р.-Корсакова, 2.