

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ УКРАИНЫ

ISSN 0201-744X

ISSN 0372-6053

ВЕСТНИК

НАЦИОНАЛЬНОГО
ТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА
УКРАИНЫ

**“КИЕВСКИЙ
политехнический
ИНСТИТУТ”**

машиностроение

1999

35

Научно-техническое обеспечение проекта создания многофункциональных консольных насосов блочно-модульного исполнения

В работе рассматривается реализация блочно-модульного способа конструирования динамических насосных агрегатов. Построены параметрические ряды насосов при уменьшенном количестве лопастей рабочего колеса. Предложено уточнение параметрических рядов с учетом влияния газожидкостной смеси на характеристики насоса.

Многообразие технологических схем требует создания насосов, отличающихся как материалом основных узлов и деталей, так и их конструктивным исполнением. Вместе с тем, следуя только путем все более глубокой специализации насосов по отраслевым технологиям, машиностроители стоят перед проблемой необоснованно большого расширения номенклатуры насосного оборудования при экономически неоправданном снижении серийности производства отдельных типоразмеров [1]. Применительно к насосам консольного типа, выходом является переход к межотраслевой унификации насосных агрегатов при одновременном выборе параметрических рядов насосов в зависимости от вида и свойств перекачиваемой среды [2]. Реализация блочно-модульного способа конструирования динамических насосов позволяет повысить серийность и обеспечить взаимозаменяемость насосов разных исполнений и конструктивных типов.

Кафедрой гидромашин Сумского госуниверситета выполнен взаимоувязанный комплекс научно-исследовательских работ, целью которых явилось научно-техническое обеспечение проекта создания многофункциональных консольных насосов блочно-модульного исполнения [3]. Проводимый цикл работ базировался на следующих общих требованиях к указанному исполнению консольных насосов: единый принцип построения параметрического ряда диаметров рабочего колеса и, по возможности, подачи [4]; высокие эксплуатационные показатели качества, включая расширение номенклатуры количественных показателей качества [5]; единые присоединительные и минимальные габаритные размеры, в целом возможно высокая степень унификации конструкции. Данная работа представляет собой

обзор результатов выполненного исследования.

На основании сопоставительного анализа перекачиваемых сред динамическими насосами консольного типа и основных эксплуатационных требований, предъявляемых к ним [6], рекомендаций по применению рабочих колес (РК) различной конструкции в зависимости от вида и свойств перекачиваемой среды (рис. 1), а также основываясь на экспериментальных данных к основным положениям построения параметрических и размерных рядов насосов консольного типа блочно-модульного исполнения отнесены следующее:

- формирование параметрического ряда насосов производится с учетом вида и свойств перекачиваемой среды;

- в качестве базовых параметров принимаются ряды номинальных значений диаметра РК и подачи, построенные на основе рядов предпочтительных чисел по ГОСТ 8032-84;

- параметрический ряд напоров устанавливается с учетом закономерностей изменения диаметров РК и подачи, строится с использованием рядов предпочтительных чисел для каждого конструктивного исполнения РК отдельно;

- номинальная частота вращения выбирается в зависимости от свойств перекачиваемой среды;

- размерный ряд насосов обеспечивает образование конструктивного ряда линейных и угловых размеров формы проточной части насоса на основе явлений подобия.

Решение поставленной задачи на первом этапе потребовало устранения имеющихся, по качественным и количественным показателям, пробелов элементной базы для блочно-модульного конструирования. В первую очередь потребовалось устранить существующую неполноту научно-методических данных по проточным частям с РК нетрадиционных конструктивных схем. Последними для отечественного насосостроения оказались, прежде всего, закрытые РК с малым числом лопастей (трех-, двух- и однолопастные). По проточным частям данного типа был проведен специальный цикл исследований, позволивший определиться с уровнем напорности и экономичности, а также выработать необходимые методические рекомендации по их проектированию [7, 8]. Одновременно потребовался пересмотр существующих взглядов на рабочий процесс свободновихревых насосов и соответствующая переработка методики их проектирования [9, 10]. Параллельно велись работы аналогичного содержания применительно к проточным частям с полуоткрытыми РК [11], а также рассматривался вопрос о гидродинамических нагрузках на ротор насоса в зависимости от конструкции рабочего колеса [12]. Уровень проработанно-

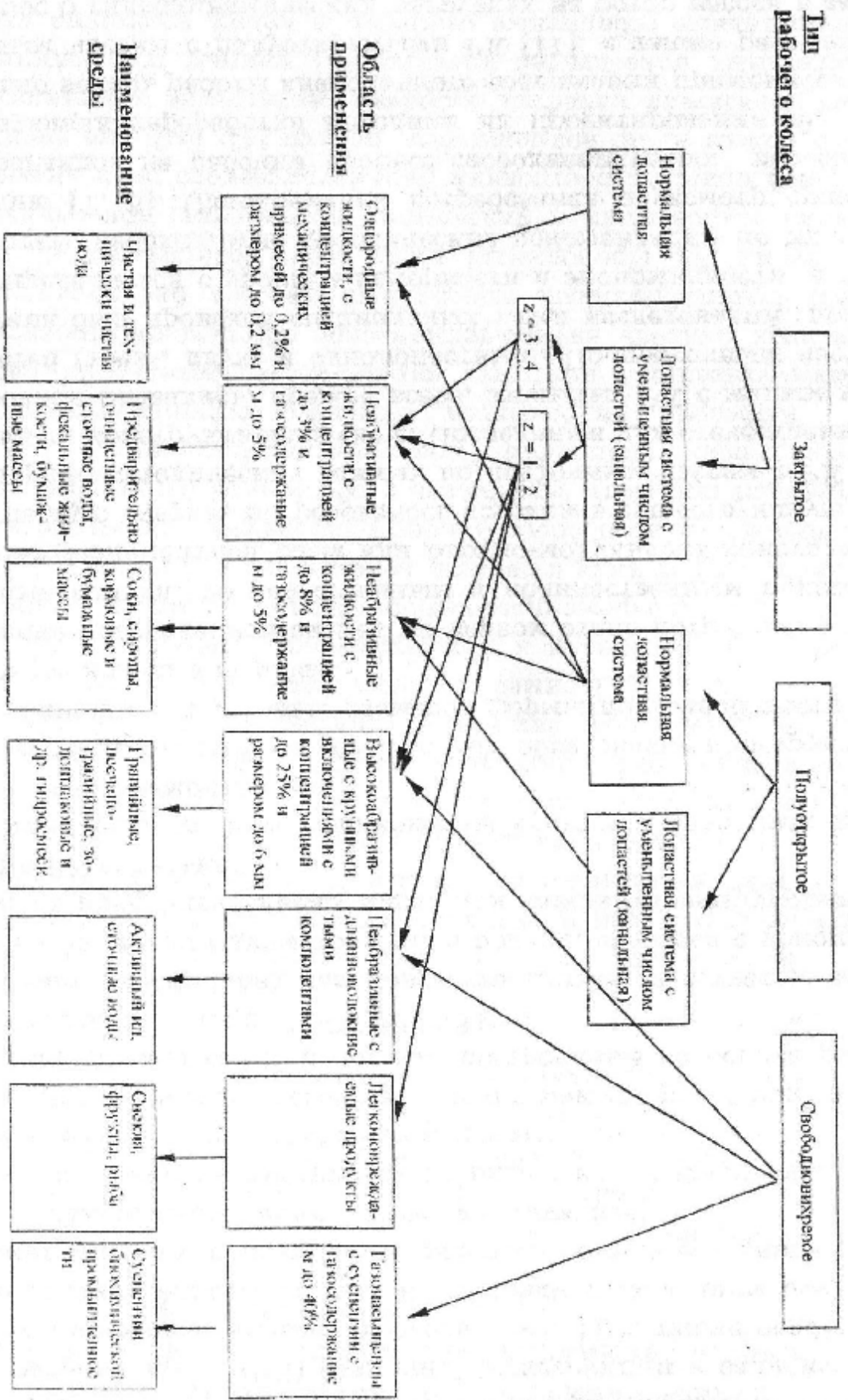


Рис. 1 - Выбор конструкции рабочего колеса в зависимости от вида и свойств перекачиваемой среды

сти каждого из указанных направлений исследования на сегодняшний день разный, но в целом он позволил перейти к следующему этапу - построению параметрических рядов рассматриваемых насосов при условии их работы на технически чистой жидкости. Ниже покажем результаты выполнения этого этапа работы на примере проточных частей с закрытыми РК.

Исходное положение при решении рассматриваемой задачи характеризовалось следующим. Международный стандарт ISO 2858 [13] наиболее полно отвечает предъявленным требованиям к построению параметрического ряда. Но, применение данного стандарта без отступлений для насосов, перекачивающих двухфазные среды, невозможно. Во-первых, стандарт регламентирует узкий диапазон поля Q - H , а именно $Q = 6,3-400 \text{ м}^3/\text{час}$, $H = 5-125 \text{ м}$ при частоте вращения $n = 2900$ и 1450 об/мин . Во-вторых, предел изменения наружного диаметра РК ограничен значениями $D_2 = 125-400 \text{ мм}$. Стандарт на динамические насосы [14] наиболее полно удовлетворяет требованиям по полю Q - H и выбору частот вращения, но в нем отсутствует жесткая взаимосвязь между выбором основных параметров (Q , H , D_2 , n). В этих условиях конструктор свободен в выборе соотношений указанных параметров и понятие стандартной конструкции исчезает. Выборочный параметрический ряд сточно-массных насосов [15], базирующийся на стандарте [13], хотя и имеет расширенное поле Q - H ($Q = 1600 \text{ м}^3/\text{час}$), но не охватывает динамические насосы, имеющие в составе проточной части РК с числом лопастей $z = 1-2$.

Решая задачу построения параметрического ряда динамических насосных агрегатов (ДНА), перекачивающих двухфазные среды, учитывая изложенной и имеющийся опыт ее решения [13-17], принято:

- кроме частот вращения 2900 и 1450 об/мин регламентированных ISO 2858-75 дополнительно используются приводы с частотами вращения 960, 725 об/мин, а для перекачивания сложных гидросмесей вводятся частоты 480 и 360 об/мин;

- переход на низкооборотные приводы и одновременно на низконапорные конструкции РК требует расширения диапазона значений наружного диаметра РК в сторону его увеличения (согласно [13] ряд диаметров РК построен по ряду R10/2) и дополняется значениями 500, 630, 800, 1000, 1250 мм;

- параметрический ряд подач Q для насосов производительностью до $Q = 200 \text{ м}^3/\text{час}$ принимается по ряду предпочтительных чисел R10/3, при $Q > 200 \text{ м}^3/\text{час}$ - по ряду R20/3 (содержит все члены

ряда R10/3). При этом дополнительные члены ряда учитывают применение частот вращения 960 и 480 об/мин, ограничив его значением $Q = 3200 \text{ м}^3/\text{час}$, который является предельным для центробежных насосов консольного типа;

- параметрический ряд напоров принимается в диапазоне $H = 5-125 \text{ м}$, который соответствует ряду чисел R10/2.

Принятые отличия ДНА для одно- и двухфазных сред не являются препятствием к построению параметрического ряда консольных динамических насосов в составе проточной части (ПЧ) которых могут быть использованы РК: полуоткрытые РК с нормальной лопастной системой, закрытые РК с числом лопастей $z \geq 3$, свободновихревое колесо, установленное по схеме "Туро". Речь идет только о расширении диапазона их параметров, типов используемых приводов и РК при сохранении базовых быстроходностей n_s , принятых стандартом [13]. На рис. 2 представлено сводное поле параметров Q-H ДНА для данной группы РК. Каждой частоте вращения соответствуют свои поля параметров Q-H, которые перекрывают друг друга.

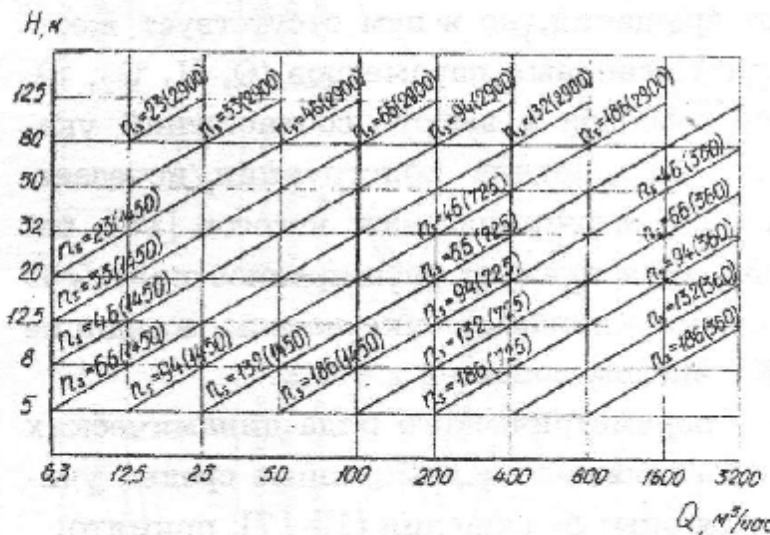


Рис. 2 - Поле параметров Q-H ДНА, имеющих в составе ПЧ РК с числом лопастей $z \geq 3$

Конкретная компоновка ДНА (частота вращения, тип РК) определяется конкретными свойствами и видом перекачиваемой среды.

Двух- и однолопастные РК обладают меньшей экономичностью и напорностью в сравнении с вышеуказанными. С другой стороны они им не уступают по форме кривой КПД в зависимости

от подачи (рабочий диапазон подач с уровнем КПД (1-0,95) Q_{max} не сужается и даже наоборот). В этих условиях остается возможным для ПЧ с этими типами РК сохранить размерный ряд подач, аналогичный [13], для РК с числом лопастей $z > 3$. При этом выполняется условие о сохранении ряда наружных диаметров колес (ряд R10 (знаменатель 1,25)), однако необходимо изменить ряд напоров, приняв диапазон значений $H = 4-100 \text{ м}$ и ряд R10/2. Опираясь на полученные экспериментальные данные для двух- и однолопастных РК

принято ограничение $D_2 > 160$ мм из-за низконапорности указанных колес. С учетом сказанного, ряд базовых коэффициентов быстроходности для ПЧ с двухлопастным РК будет содержать значения 39, 56, 78, 110, 155, 220 и, соответственно, для ПЧ с однолопастным РК он будет такой же, за исключением значения $n_s = 39$. Графической иллюстрацией изложенного является приведенное на рис. 3 сводное поле Q-H для насосов с двухлопастным РК. Аналогично на рис. 4 приведено поле Q-H для насосов с однолопастным РК.

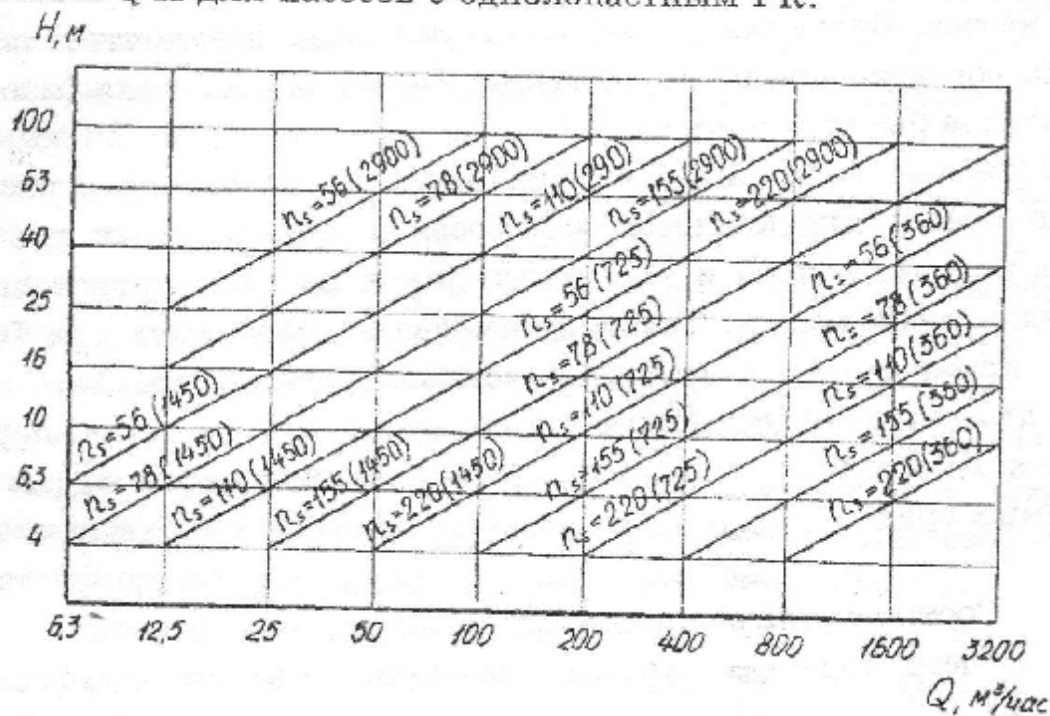


Рис. 3 - Поле параметров Q-H ДНА, имеющих в составе ПЧ двухлопастное РК

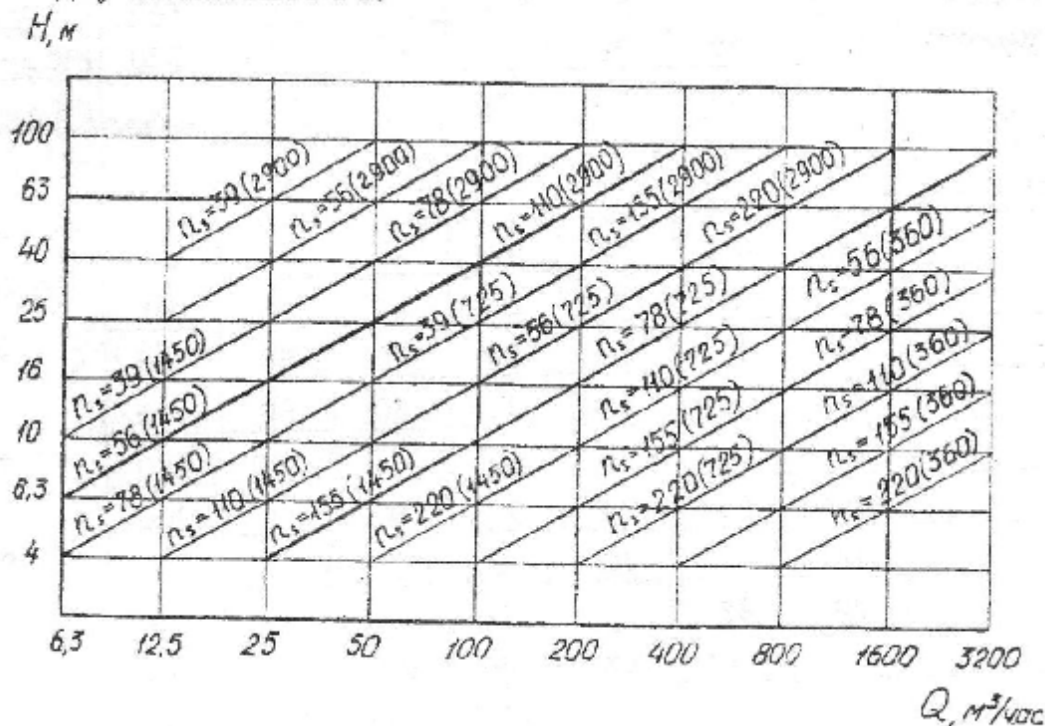


Рис. 4 - Поле параметров Q-H ДНА, имеющих в составе ПЧ однолопастное РК

Более сложной проблемой оказался выбор ширины выхода из РК b_2 – критического размера по незабываемости проточной части. Этот параметр одновременно существенно влияет на уровень экономичности ПЧ насоса. Очевидно, решая задачу унификации ДНА для перекачивания одно- и двухфазных сред, приоритет выбора b_2 следует отдавать требованиям по ПЧ насосов для двухфазных сред. В таблице 1 собраны сведения о желательных значениях b_2 в зависимости от типа РК, величины наружного диаметра D_2 и коэффициента быстроходности насоса. Значения b_2 соответствуют ряду предпочтительных чисел R10, согласно принятых значений D_2 и ряду R10 для базовых коэффициентов быстроходности.

Приведенные в таблице 1 сведения могут уточняться и расширяться, но очевидным является взаимосвязь принимаемых размерных рядов подачи, напора и наружного диаметра РК с производным от них рядом значений b_2 . Такая взаимосвязь характерна для ПЧ с разными типами колес и является дополнительным аргументом в пользу подтверждения возможности создания систем мультифункциональных ДНА блочно-модульного исполнения по всем видам перекачиваемых сред.

Таблица 1 - Соотношение значений b_2 , D_2 и n_s в зависимости от типа рабочего колеса в насосах для перекачивания двухфазных сред

Базовый коэффициент быстроходности (n_s)	23	33	46	66	94	132	186	РК $z=3-5$
	-	39	56	78	110	155	220	РК $z=2$
	-	56	78	110	115	220	-	РК $z=1$
Наружный диаметр РК (D_2), мм	Ширина РК на выходе (b_2), мм							
125	4	6.3	10	16	25	40	63	
160	5	8	12.5	20	32	50	80	
200	6.3	10	16	25	40	63	100	
250	8	12.5	20	32	50	80	125	
315	10	16	25	40	63	100	160	
400	12.5	20	32	50	80	125	200	
500	16	25	40	63	100	160	250	
630	20	32	50	80	125	200	320	
800	-	40	63	100	160	250	400	
1000	-	50	80	125	200	315	-	
1250	-	63	100	160	250	400	-	

Наконец, третьей частью рассматриваемой задачи является этап уточнения параметрических рядов напоров и подач для каждой самостоятельной конструктивной схемы ПЧ насоса путем учета свойств предназначенной для перекачивания ею гидросмеси. К основным поправкам рабочей характеристики насоса на свойства гидросмеси можно отнести: влияние твердой фазы, учет реологических свойств перекачиваемой гидросмеси, влияние газообразной фазы. Определение каждой из них представляет достаточно сложную научную задачу. Как пример, рассмотрим поправку от наличия газообразной фазы. Даже в приложении к ПЧ динамического насоса с закрытым центробежными РК традиционного конструктивного исполнения в рассматриваемой постановке решение задачи пришлось отыскивать заново [18]. Еще более сложной оказалась задача в случае применения ПЧ свободновихревого типа - физические процессы в центробежном и свободновихревом насосах при перекачивании ими газожидкостной смеси оказались существенно разными [19]. Потребовалось проведение специального экспериментального исследования [20, 21], позволившего найти решение поставленной задачи. Используя полученные экспериментальные данные продемонстрируем влияние свойств перекачиваемой среды на примере использования свободновихревых насосов типа "Turo" для перекачивания газожидкостной смеси.

Экспериментальные зависимости между подачей Q , напором H и величиной объемного газосодержания β получены методом наименьших квадратов. Этот метод дает достаточно хорошее приближение функциональной зависимости к экспериментальным данным и приводит к линейным уравнениям. Указанные зависимости хорошо описываются аппроксимирующими полиномами 5-й степени

$$\bar{\varphi} = 1 + 3,1\beta - 6,1\beta^2 + 365,1\beta^3 - 873,1\beta^4 + 719,1\beta^5 ;$$

$$\bar{\psi} = 1 + 4\beta - 88,2\beta^2 + 479,8\beta^3 - 1033,6\beta^4 + 755,3\beta^5 ;$$

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi}{\varphi_0} ; \quad \bar{\psi} = \frac{\psi}{\psi_0} ;$$

$$\varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2} ; \quad \psi = \frac{2gH}{u_2^2} ;$$

где β - величина объемного газосодержания, $\beta = \frac{Q}{Q + q}$;

Q, q - подача воды и воздуха соответственно;

D_2 - наружный диаметр рабочего колеса;

u_2 - окружная скорость рабочего колеса;

H - напор насоса.

Индекс "0" относится к параметрам оптимальной точки насоса при $\beta = 0$. Связь между напором и подачей при различной величине объемного газосодержания выражается зависимостями:

$$\bar{\psi}_0 = 1,2 - 0,6\bar{\varphi}_0 + 0,8\bar{\varphi}_0^2 - 0,4\bar{\varphi}_0^3,$$

$$\bar{\psi}_{0,1} = 0,6 + 0,8\bar{\varphi}_{0,1} - \bar{\varphi}_{0,1}^2 + 0,4\bar{\varphi}_{0,1}^3,$$

$$\bar{\psi}_{0,3} = 1,7\bar{\varphi}_{0,3} - 1,6\bar{\varphi}_{0,3}^2 + 0,5\bar{\varphi}_{0,3}^3,$$

$$\bar{\psi}_{0,4} = -0,04 + 0,6\bar{\varphi}_{0,4} - 0,2\bar{\varphi}_{0,4}^2 + 0,1\bar{\varphi}_{0,4}^3.$$

Индексы в последних трех уравнениях - величины объемного газосодержания.

Решая приведенные уравнения совместно, получаем изменение параметров свободновихревых насосов в зависимости от газосодержания. На основании этих уравнений построено поле параметров консольных свободновихревых насосов для перекачивания газонасыщенной суспензии. На рис. 5 показано поле свободновихревых насосов для перекачивания технически чистой жидкости и изменения их оптимальных параметров при перекачивании газонасыщенной суспензии с величиной объемного газосодержания $\beta = 0,4$.

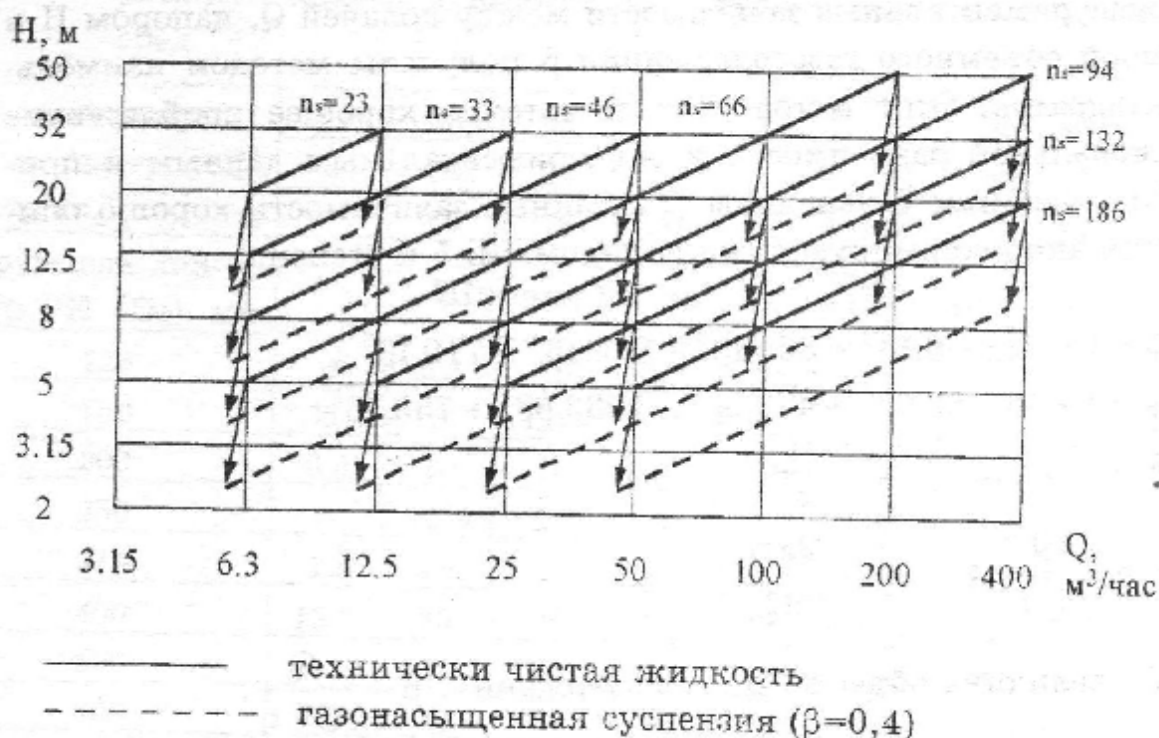


Рис. 5 - Поле параметров консольных свободновихревых насосов для перекачивания газонасыщенной суспензии ($n = 1450$ об/мин)

Таким образом, проект создания многофункциональных консольных насосов блочно-модульного исполнения в научно-техническом плане представляется достаточно обоснованным. Безусловно к нерешенным можно отнести еще много проблем как научного, так и технического профиля. Вместе с тем результаты выполненной работы представляются достаточными, чтобы наряду с продолжением научно-исследовательских начать проведение опытно-конструкторских работ и планировать освоение производства нового поколения насосного оборудования рассмотренного класса.

Список использованной литературы:

1. Евтушенко А.А., Ржебаев Э.Е., Швиндия А.И., Шифрин М.И. Развитие насосостроения в Украине // *Машинобудування України*. -1995, №1, - С. 30-33.
2. Евтушенко А.А. Законы развития технических систем применительно к насосостроению // *Труды 8-й Межд. научн.-техн. конф. "Насосы-96"*, Т.1 - Сумы: ИПП "Мрія" ЛТД, 1996. -С.68-75.
3. Евтушенко А.А. Гидродинамические аспекты новой концепции развития насосостроения // *Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Труды Международной научно-технической конференции* - Харьков: ИПМАН НАН Украины, 1997. -С. 477-480.
4. Евтушенко А.А. Стандартизация выбора параметров вновь создаваемых насосов общепромышленного назначения // *Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: Теория, расчет, конструирование / Тематический сб. науч. трудов / Отв. ред. И.А.Ковалев*. -К.: ИСИО, 1994. -С. 20-28.
5. Евтушенко А.А., Ткачук Ю.Я., Яхненко С.М. К вопросу о теоретическом обосновании процесса забивания проточной части динамических насосов // *Информационные технологии: наука, техника, технология, образование, здоровье: Сб. науч. трудов ХГПУ. Вып.6, ч.2*. - Харьков: ХГПУ, 1998. -С. 397-404.
6. Яхненко С.М. Влияние вида и свойств перекачиваемой среды на выбор конструкции рабочего колеса динамического насоса // *Праці II Укр. наук.-техн. конф. "Гідромеханіка в інженерній практиці"*. -Черкаси, ЧГТІ, 1998. -С. 397-404.
7. Яхненко С.М. Влияние числа лопастей рабочего колеса центробежного насоса на его напорную и энергетическую характеристики // *Труды 8-й Международной научно-технической конференции "Насосы-96"*.- Сумы: ИПП "Мрія" ЛТД, 1996, Т.1. -С. 314-323.
8. Евтушенко А.А., Яхненко С.М. Область применения и основные положения методики проектирования проточной части динамических насосов с однопластным рабочим колесом // *Вісник СумДУ*, 1998, № 10.- С. 75-81.
9. Евтушенко А.А., Соляник В.А. Рабочий процесс свободновихревого на-

соса типа "Туго" // Весник КПИ: Машиностроение, Вып.34 -К.: 1999. -С. 346-355.

10. Соляник В.А. Методики расчета проточной части свободновихревых насосов типа "Туго" на основе обобщенных критериев связи режимных и геометрических параметров // Вісник СумДУ, 1998, №2(10). -С. 81-84.

11. Ржебаева Н.К., Иванюшин А.А. Исследование и разработка насосов с полукрытыми рабочими колесами // Труды 8-й Международной научно-технической конференции "Насосы-96", Т.1 -Сумы: ИПІ "Мрія" ЛТД, 1996. - С. 124-126.

12. Ковалев И.А. Проблемы гидродинамических усилий при переходе к блочно-модульному конструированию динамических насосов // Тезисы докладов II Республиканской научно-технической конференции "Гидроаэромеханика в инженерной практике": Киев-Черкасы, 1997. -С. 35.

13. ИСО 2858. Насосы центробежные с осевым входом (Номинальное давление 16 бар). Обозначение, номинальные параметры и размеры.

14. ГОСТ 27854-88 / СТ СЭВ 6049-87 / Насосы динамические. Ряды основных параметров.

15. Караханьян В.К. Новые насосы для перекачивания различных взвешенных неабразивных веществ, волокнистых масс и газонасыщенных суспензий // Качество и эффективность насосного оборудования: Труды ВНИИГидромащ, 1984.- С. 3-16.

16. Федосова В.И., Яременко О.В. Унификация размерных рядов динамических насосов // Химическое и нефтяное машиностроение, 1989, № 2. -С. 5-7.

17. Федосова В.И. Единый размерный ряд- основа конструкторской унификации динамических насосов // Химическое и нефтяное машиностроение, 1989, № 6. -С. 13-15.

18. Евтушенко А.А., Сапожников С.В. Основные положения методики пересчета характеристики динамического насоса с воды на газожидкостную смесь // Вісник СумДУ, 1998, №2(10). -С.71-75.

19. Сапожников С.В. Общее и отличное в явлении срыва параметров при критическом газосодержании в центробежном и свободновихревом насосах // Весник КПИ: Машиностроение, вып.34. -К.: 1999. -С.355-361.

20. Сапожников С.В. Исследование влияния газосодержания на характеристики свободновихревого насоса // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование / Тематический сборник научных трудов / Отв. ред. И.А.Ковалев, -К.: ИСИО, 1994. - С. 89-95.

21. Сапожников С.В. Перекачивание газожидкостных смесей динамическими насосами // Праці II Укр. наук.-техн. конф. "Гідромеханіка в інженерній практиці". -Черкаси, ЧІТІ, 1998. -С. 81-86.

<u>Семи́н Д.А.</u> Средства струйной макротехники для управления текучими средами	3
<u>Приходько О.А., Сохацкий А.В.</u> Застосування рівнянь Нав'є-Стокса для розрахунку обтікання автомобіля	12
<u>Ковалев И.А., Олада Е.Н., Олада Н.М.</u> Исследования результирующих осевых усилий в центробежных насосах с закрытыми рабочими колесами для учета при блочно-модульном конструировании динамических насосов	16
<u>Чернюк В.В.</u> Способи пониження турбулентного тертя в трубопроводах	20
<u>Безвесільна О.М.</u> Аеромеханічна система для вимірювання аномалій	26
<u>Зайончковский Г.И., Довгань В.В.</u> Обеспечение устойчивости рулевых приводов систем бустерного управления самолетов	32
<u>Федориненко Д.Ю., Сахно Ю.А., Сахно Е.Ю.</u> Тормозной привод корректирующих дисков автобалансирующих устройств	36
<u>Тихенко В.Н.</u> Исследование станочных гидроприводов с насосами, управляемыми по перепаду давления на дросселе скорости рабочего органа	42
<u>Бутько В.С., Сябрюк Е.Н.</u> Динамические свойства регуляторов давления в системе с длинным трубопроводом	47
<u>Твердохлеб И.Б., Смертяк С.Ю., Приказчик О.Н.</u> Результаты стендовых испытаний гидроприводных турбонасосных агрегатов	53
<u>Стародуб Н.П., Яхно О.М., Таурит Т.Г.</u> Новые материалы в гидравлической и пневматической управляющей аппаратуре	58
<u>Козачок А.А.</u> Очаг деформации валковой машины как гидравлический усилитель динамических нагрузок	65
<u>Ванеев С.М.</u> Исследования вихревой пневматической турбины для привода шарового крана	71

<u>Королев С.К., Ванеев С.М.</u> Использование струйно-реактивной турбины в системах редуцирования природного газа . . .	76
<u>Антоненко С.С., Твердохлеб И.Б.</u> Влияние вязкости жидкости на параметры турбонасосного агрегата	84
<u>Якуба А.Р., Герман В.Ф., Ковалев И.А., Олада Е.Н.</u> Расчет кинематики потока рабочего колеса свободновихревых машин	89
<u>Ковалев И.А., Олада Е.Н.</u> Гидродинамические усилия, их учет при блочно-модульном конструировании динамических насосов	93
<u>Швец С.В., Клименко С.А.</u> Оценка механических свойств материалов при помощи резания	96
<u>Швец С.В., Тихенко В.Н.</u> Обработка ободов колес дорожных вагонов на гидрофицированном станке	99
<u>Сединкин Л.М.</u> Обоснование возможности образования разделительных пленок на контактных поверхностях при резании и трении	102
<u>Сединкин Л.М.</u> Исследование тонкой кристаллической структуры стали 1X18H10T	107
<u>Луговський О.Ф., Чорний В.І.</u> Застосування ультразвукових коливань у пристроях фільтрування рідини	111
<u>Мартынюк А.Я.</u> Исследование дисперсных характеристик аэрозолей дифракционным методом	120
<u>Макаренко Р.А., Турик В.Н.</u> О макроструктуре приторцового течения в вихревой камере	127
<u>Финкельштейн З.Л., Бойко Л.Н., Юхименко А.И.</u> Термогравитационная очистка	132
<u>Финкельштейн З.Л., Ямковая М.А.</u> Эффективность работы электромагнитного очистителя при различной крупности загрязнений	137
<u>Коробко І.В., Гришанова І.А.</u> Визначення статичної характеристики турбінного лічильника води	141
<u>Коробко І.В., Гришанова І.А.</u> Знаходження коефіцієнту демпфірування вимірювальних перетворювачів витрат із звуковими пристроями	145

<u>Калюжный А.Б., Платков В.Я., Калюжный Б.Г., Пилипенко Н.С.</u> Обезвоживание дизельного топлива высокопористыми фильтрующими материалами на основе фторопласта-4 . . .	149
<u>Попова О.А.</u> Обоснование выбора геометрии элементов усилителя мощности ротора ортогональной ветроустановки . . .	158
<u>Рожкова Л.Г.</u> Прогнозируемые эксплуатационные характеристики ротора вертикально-осевой ветроэнергетической установки с лопастями, снабженными предкрылками	164
<u>Кошкиенко И.Н., Рожкова Л.Г.</u> Основные критерии совершенства конструкции подвески лопастей вертикально-осевой ветроэнергетической установки	169
<u>Кошкиенко И.Н.</u> Анализ и разработка систем регулирования вертикально-осевых ветроэнергетических установок малой мощности	175
<u>Марцинковский В.С., Симоновский В.И., Цыбульник А.П.</u> Статические характеристики и динамическая устойчивость двустороннего торцового уплотнения	179
<u>Кононенко Н.П.</u> К вопросу определения конструктивных параметров тарельчатого гранулятора	185
<u>Бурлака В.Б., Гусак А.Г., Евтушенко А.А.</u> Влияние момента скорости потока перед рабочим колесом на антикавитационные качества осевого насоса	192
<u>Евтушенко А.О.</u> Вихідні дані для розрахунку течії в відповідному пристрої лопатевого насосу	198
<u>Гулый А.Н., Руденко А.А., Твердохлеб И.Б.</u> Усовершенствование геометрии передней пазухи центробежного колеса насоса типа ЦНС	205
<u>Баранова І.В.</u> Визначення показників якості проточної частини гідромашин за результатами рішення просторових задач	210
<u>Кочевський О.М., Неня В.Г., Євтушенко А.О.</u> Математична модель внутрішніх закручених течій на базі узагальнених рівнянь Прандтля	215
<u>Кузьмін І.В., Веселовська Н.Р.</u> Математична модель системи: об'єкт діагностування – система діагностування	226

<u>Лисенко В.С., Таурит Т.Г., Могилянський О.В.</u> Динамічна модель регулятора швидкості опускання вантажу автovanтажувача	230
<u>Баранова І.В., Неня В.Г.</u> Удосконалення методики моделювання внутрішніх течій за методом дискретних вихорів	237
<u>Бухолдин Ю.С.</u> Особенности компрессорных станций для нефтяной промышленности с приводом компрессоров от газотурбинных двигателей и разработка новых методов их проектирования	241
<u>Сапожников С.В., Яхненко С.М.</u> Научно-техническое обеспечение проекта создания многофункциональных консольных насосов –блочно-модульного исполнения	246
<u>Финкельштейн З.Л., Швиндин А.И., Твердохлеб И.В.</u> Состояние и перспективы насосного оборудования для шахтного водоотлива	257
<u>Неня В.Г.</u> Пряме моделювання потенційних течій в каналах гідромашин	262
<u>Склабинский В.И.</u> О целесообразности применения вихревых противоточных массообменных аппаратов	268
<u>Евтушенко А.А., Соляник В.А.</u> Гидродинамические аспекты определения диаметра входного патрубка свободно-вихревого насоса типа “Туго”	275
<u>Рокая К.Б., Пляцук Л.Д.</u> Экспериментальное исследование биологической очистки сточных вод на биобарабанном фильтре	282
<u>Евтушенко А.А., Неня В.Г., Соляник В.А.</u> Структура течения в межлопастных каналах рабочего колеса свободновихревого насоса типа “Туго”	295