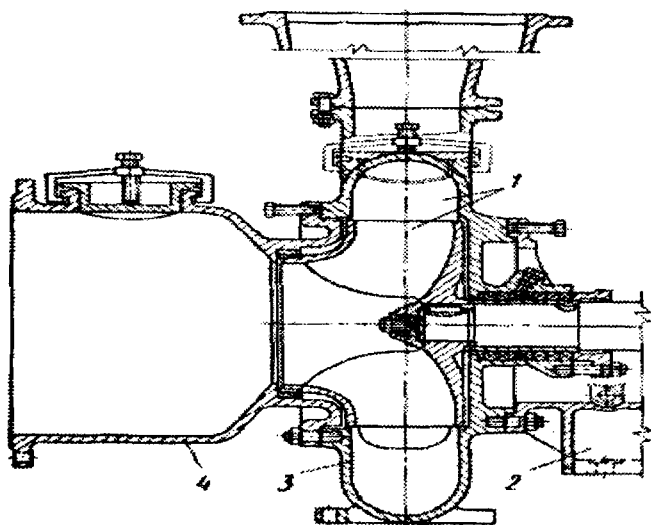


Ю. К. Сафонов

ПЕРЕКАЧИВАНИЕ КОНЦЕНТРИРОВАННЫХ СУСПЕНЗИЙ

Учебное пособие



Санкт-Петербург 2011

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ РАСТИТЕЛЬНЫХ ПОЛИМЕРОВ»

Ю. К. Сафонов

ПЕРЕКАЧИВАНИЕ
КОНЦЕНТРИРОВАННЫХ СУСПЕНЗИЙ

Учебное пособие

Санкт-Петербург 2011

УДК 676. 04. 002.71 (075)
С731
ББК 35.77я 7

Сафонов Ю.К. Перекачивание концентрированных суспензий : учебное пособие / СПбГТУРП. - СПб., 2011. - 60 с.: ил. 23.

В учебном пособии рассмотрены вопросы перекачивания концентрированных суспензий посредством центробежных и объемных насосов. Описаны конструкции центробежных и объемных насосов. Даны рабочие характеристики насосов при перекачивании волокнистых суспензий и концентрированных суспензий химикатов. Приведены примеры по расчету и выбору насосов для перекачивания концентрированных суспензий.

Предназначено для студентов специальности 150 405 "Машины и оборудование лесного комплекса" и специальности 240 801 "Машины и аппараты химических производств".

Рецензенты:
кафедра АСУТП СПбГТУРП
(д-р техн. наук, проф. Г.А. Кондрашкова);
кафедра СТО и БТ Гос. Ун-та СЭ
канд. техн. наук, доцент. А.Б. Коновалов

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом Санкт-Петербургского государственного технологического университета растительных полимеров в качестве учебного пособия.

© Сафонов Ю.К., 2011

© ФГБ ОУ ВПО Санкт-Петербургский
государственный технологический
университет растительных полимеров, 2011

ВВЕДЕНИЕ

Для перекачивания концентрированных суспензий (гидросмесей) по трубам как в технологических комплексах, так и на внешних коммуникациях предприятий в качестве основного силового оборудования используют насосы различных конструкций. Такие насосы имеют уплотнители и детали, способные противостоять определенному абразивному (или коррозионному) воздействию на них гидросмеси. При перекачивании гидросмесей трубы и каналы рабочих колес могут забиваться. Поэтому упорные подшипники рассчитывают с учетом возникновения больших и изменяющихся по величине и направлению осевых нагрузок. Опорные подшипники рассчитывают на экстремальные нагрузки, а также с учетом износа деталей.

В объемных (поршневых) насосах с учетом работы на гидросмесях предусматривают клапанные коробки, всасывающие наконечники, запорную арматуру и другие элементы транспортной системы. Пневматические нагнетатели, а также корпуса насосов должны рассчитываться на повышенные давления.

1. ЦЕНТРОБЕЖНЫЕ НАСОСЫ

Современные центробежные насосы для гидросмесей изготавливают одноступенчатыми (консольные насосы), а для перемещения малоабразивных (в основном мелких классов) материалов — с несколькими (обычно двумя) ступенями. Двухступенчатые насосы выполняют спирального типа — с горизонтальным или вертикальным разъемом корпуса.

В настоящее время заметно стремление к созданию многоступенчатых насосов для малоабразивных гидросмесей. Выпускаемые серийно насосы ограничены напором на одно колесо примерно $75\text{--}80 \text{ Н/см}^2$ ($75\text{--}80 \text{ м вод. ст.}$). Осваивают насосы с напором на ступень до 175 Н/см^2 (175 м вод. ст.) при коэффициенте быстроходности $n_g = 70$ (в новых углесосах). Подробные данные о центробежных насосах различных конструкций, приспособленных для

перемещения угольных, рудных и других гидросмесей, содержащих в основном грубые классы горных пород, имеются в литературе [2]. Ниже приведем основные сведения о насосах, выпускаемых для перекачивания концентрированных гидросмесей.

Центробежные насосы являются основным видом силового оборудования, применяемого в системах трубопроводного транспорта.

Их основное преимущество — обеспечивать практически любой расход. Они компактны, имеют сравнительно небольшую массу. Для перекачивания гидросмесей с диспергированными твердыми материалами, помимо специализированных конструкций насосов (для угольной и горнорудной промышленности [2]), применяют насосы марок НФ, ГР и др. Этими машинами (в унифицированном исполнении) заменили различные типы насосов для гидросмесей (землесосов и др.) марок НЗ, ЗГМ и др. В табл. 2 приведены технические характеристики насосов, применяемых для транспортирования концентрированных гидросмесей.

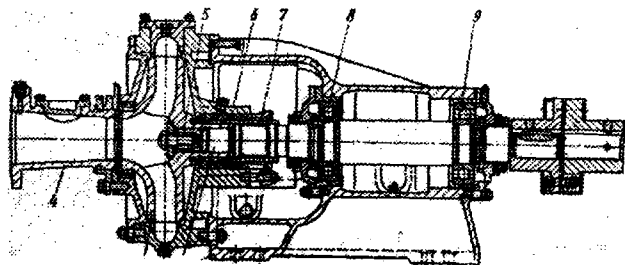


Рис. 1. Фекальный насос

Фекальные насосы предназначены для перекачивания осадков сточных вод, волокнистых суспензий, различных шламов и т. д. Фекальные насосы с размером входного патрубка более 400 мм изготавливают по индивидуальным заказам.

Рассматриваемые насосы выпускают одноступенчатыми, консольными с горизонтально и вертикально расположенным валом. Для уменьшения возможности забивки насосов крупными включениями сточных вод проточные

каналы колес и отводов делают большого сечения. У новых марок фекальных насосов рабочие колеса выполнены с широкими меридиональными сечениями и малым числом лопаток; у насосов с коэффициентом быстроходности $n_s = 60$ две длинные лопатки, у насосов с $n_s = 90$ и 120 — три лопатки цилиндрической формы. Отводы насосов новых марок — полуспиральной формы.

На рабочее колесо 3 фекального насоса действуют значительные радиальные силы, поэтому передней опорой его является роликовый подшипник 8 (рис.1), воспринимающий радиальную нагрузку. Задней опорой служит шариковый подшипник 9, на который воздействуют радиальные и осевые нагрузки. Подшипники установлены в чугунной станине 1 (кронштейне) — опоре насоса. Подшипники крепят на валу гайками, которые фиксируются стопорными шайбами.

Рабочее колесо фиксируется на валу 2 на резьбе, а также стопорится специальным болтом 5. С напорной стороны вал уплотняется сальником 6. Для облегчения набивки крышка сальника выполнена разъемной. Вал насоса в месте расположения уплотнения защищен от износа втулкой 7. При работе на гидросмесях с абразивными включениями (шлаке, золе, глиноземе) вода к сальнику может подаваться через специальное отверстие в корпусе. На всасывающей стороне насоса расположена кольцевая уплотнительная щель, образованная поверхностями защитных втулок колеса и крышки. Размер зазора в уплотнениях всех насосов равен не менее половины стрелы прогиба вала.

Напорный патрубок насоса направлен вертикально вверх, но может быть повернут вправо или влево на 90° . Осмотр и очистка проточных каналов производится через специальный люк. Для выпуска воздуха при заполнении насоса гидросмесью на корпусе установлены две пробки. К крышке люка крепится всасывающий патрубок 4, который, как и корпус, снабжен люком. На всасывающем патрубке имеется монтажная муфта, через которую осуществляется демонтаж и осмотр колеса.

Основные отличия конструкции крупных насосов (таких как 16ФВ-18 и др.)

следующие: подшипниковые опоры расположены в специальном корпусе со стойкой, который со стороны привода крепится к фундаментной плите. Дополнительной опорой ротора является роликовый подшипник. Другая опора ротора представляет собой радиальный и радиально-упорный подшипники; первый воспринимает радиальную и осевую нагрузки, второй — осевую.

В новых конструкциях фекальных насосов увеличена прочность вала, введена резьбовая посадка колеса на вал, в месте расположения сальникового уплотнения вал защищен втулкой, посадка подшипников в кронштейне осуществляется через стакан. Эти конструктивные усовершенствования значительно повышают долговечность насосов.

Одноступенчатые грунтовые насосы (под маркой ГР и ГРУ, табл. 2) для гидротранспорта различных горных пород (грунта, угля, шлака, руды) выпускает Бобруйский машиностроительный завод и некоторые другие заводы. При усовершенствовании конструкций использовались рекомендации ВИГМа и других организаций.

С 1985 г. введен ГОСТ 9075—85 на насосы марок ГР и ГРУ с подачи 7—16 000 м³/ч и напором 8—80 Н/см². Насосы ГРУ отличаются от насосов ГР более широкими проходными сечениями. По сравнению с ранее выпускаемыми насосами типа ГР и ГРУ они имеют ряд преимуществ: повышенную всасывающую способность, повышенный КПД, более равномерный и меньший износ проточных каналов, крутые рабочие характеристики при незначительном изменении КПД.

Насосы ГР и ГРУ выпускаются одноконсольными с осевым подводом гидросмеси. Предусмотрено горизонтальное и вертикальное расположение вала у всех насосов. Насосы могут иметь легкое однокорпусное исполнение и тяжелое двухкорпусное с защитной футеровкой из износостойких материалов.

Детали проточной части насосов типа ГР изготавливают из износостойкого высокохромистого чугуна с содержанием 28 % Cr и 2 % N (или с добавками молибдена, титана и хрома). Оба сплава отличаются хорошими механическими

и высокими износостойкими качествами только при определенной термической обработке. Срок службы рабочих колес и отводов из высокохромистых чугунов в несколько раз выше, чем деталей из серого чугуна СЧ 15-32. Крупные насосы ГР и ГРУ изготавливают из стальных сплавов с высокой ударной вязкостью. Колеса и отводы насосов выполняют из сталей 35Л и 55Л, износостойкость которых выше, чем у чугуна, в 2,5 раза.

Чтобы повысить стойкость гидроабразивному износу деталей, в проточной части насосов применяют гуммирование. Для этой цели в ВНИИГидромаше на Лениногорском полиметаллическом комбинате и на некоторых заводах исследовалась износостойкость многих сортов резин. Наилучшие результаты по гидроабразивной стойкости оказались у резин, выполненных на основе натурального каучука, усиленной 40 частями (по массе) газовой канальной сажи. Износостойкость такой резины значительно выше, чем у применявшихся ранее марок резин. Гуммирование рабочих деталей насосов такой резиной повышает их срок службы в несколько раз по сравнению с деталями из серого чугуна.

В последние годы проводятся работы по созданию насосов, проточный тракт которых футерован абразивным материалом на бакелитовой смоле. В качестве абразивного материала применяется электрокорунд с зерном различной крупности. Промышленные испытания насосов показали, что износостойкость такого покрытия не уступает высокохромистому чугуну. Однако такая футеровка колес закрытого типа отрицательно сказывается на гидравлических качествах насоса.

В грунтовых насосах циркуляция абразивной гидросмеси из напорной во всасывающую полость приводит к интенсивному износу уплотнений и прилегающих деталей, снижению КПД и производительности в результате увеличения утечек, а также к значительному возрастанию осевой силы. Существует два способа борьбы с износом уплотняющих поверхностей: применение уплотняющих поверхностей с большой сопротивляемостью износу и подача промывочной воды с целью предохранения деталей уплотнения от

контакта с твердыми частицами. Наиболее перспективен первый способ, который усиленно разрабатывается.

Бобруйский машиностроительный завод серийно выпускает насосы для бумажных масс (**массные насосы**), используемые в целлюлозно-бумажной промышленности для транспортирования волокнистых суспензий. Разработаны насосы с расходом от 6 до 400 л/с и напором от 8 до 70 Н/см². Следует помнить, что рабочие характеристики N—H массных насосов получены для воды, поэтому при перекачивании волокнистых суспензий рабочие характеристики будут другими в зависимости от концентрации перекачиваемой суспензии, подпора, вида бумажной смеси и т. д. В материалах к ГОСТу 11377—85 на массные насосы приведены ориентировочные данные по влиянию концентрации массы на характеристики насоса. Из-за специфичных свойств целлюлозных и других масс максимальное число оборотов насоса принято равным 1450 в минуту.

На рис. 2 показан массный насос 8БМ-7 - горизонтальный, консольный с непосредственным приводом от электродвигателя. Конструкции других массных насосов с горизонтальным разъемом аналогичны конструкции насоса 8БМ-7.

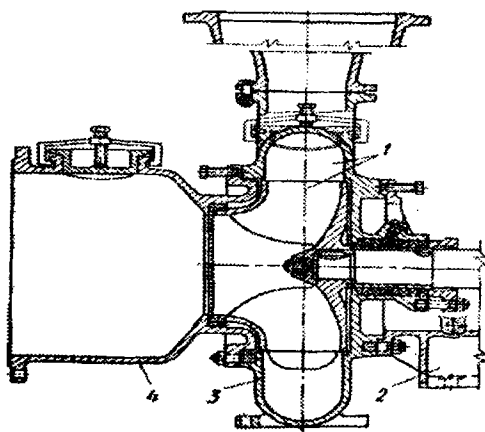


Рис. 2. Массный насос 8БМ-7

Отличительной чертой массных насосов является (см. рис. 2) применение одно-

канальных рабочих колес открытого типа. Это обусловлено потребностью в относительно больших проходных сечениях, что очень важно для движения массы. Кроме того, колеса с одной спиральной лопаткой меньше подвергаются разбалансировке при перекачивании волокнистых суспензий. Каналы рабочего колеса меньше засоряются твердыми включениями (в основном непереваренными сучками древесины) и легко очищаются.

При перекачивании бумажной массы повышенной концентрации объемный КПД этого насоса равен объемному КПД насоса с закрытым колесом, что объясняется отсутствием перетоков с напорной на всасывающую сторону лопатки при повышении концентрации массы. Всасывающий патрубок 4 массного насоса — осевой, симметричный довольно сильно поджимает поток массы при входе его в колесо. Отвод 3 насоса — кольцевой, площадь его поперечного сечения постоянная.

Всасывающий патрубок массных насосов не имеет разъема, наличие которого в проточном тракте резко увеличивает сопротивление движению массы, усложняет технологию изготовления и повышает стоимость насосов. Для очистки каналов колеса и отвода используется люк, расположенный на всасывающем патрубке и отводе. Во всех конструкциях массного насоса применяется мягкое сальниковое уплотнение. Вал насоса под сальником защищен от износа сменной втулкой. В сальник предусмотрена подача воды, однако опыт эксплуатации насосов показал, что если масса не содержит большого количества песка, то воду в сальник подавать не следует.

Опорой ротора насоса служит кронштейн 2 с горизонтальным разъемом. Передней опорой ротора (со стороны насоса) является роликовый подшипник, воспринимающий радиальную нагрузку, задней опорой — радиально-упорный шарикоподшипник для восприятия осевых нагрузок. Подшипники защищены от внешней среды крышками и отбойниками.

Техническая характеристика насосов для бумажных масс представлена в табл.1.

С 1989г. введен ГОСТ1388—89 на **песковые насосы**, используемые для пере-

Таблица 1

Техническая характеристика насосов для бумажных масс

Марка насоса	Расход гидро-смеси, м ³ /ч	Напор, 10 ⁵ -Па	Частота вращения, мин	Мощность электродвигателя, кВт	Диаметр патрубков, мм		Габаритные размеры, мм		Масса агрегата, кг
					всасывающего	напорного	длина	ширина	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
5БМ-7	39	1,6	1450	5,5	125	50	1300	520	675
6БМ-7	67	2,2	1450	10	150	70	1430	520	690
8БМ-7	76	1,5	980	7,5	200	70	1650	730	945
7ФМ-8	120	3,6	1470	28	175	148	1830	750	780
10БМ-7	129	2,0	980	17	250	80	1770	720	985
10БМ-14	191	1,1	980	17	250	172	1760	930	995
12БМ-7	219	2,9	980	40	300	100	1530	865	1445
12БМ-14	324	1,6	980	30	300	150	2265	885	1210
10ФМ-16	360	2,5	1470	75	250	250	2370	800	1040
14БМ-14	540	2,2	980	75	350	175	2640	755	1360
24БМ-20	1550	1,8	930	160	600	500	3265	1095	1260
									4064

качивания продуктов флотации руд, отходов производства и др. Насосы изготовляют с горизонтально и вертикально расположенным валом. Насосы с горизонтально расположенным валом выполняются с боковым подводом гидросмеси и сальниковым либо дисковым уплотнением вала. Насосы с вертикальным валом выпускают с осевым подводом гидросмеси и без уплотнения вала.

Для повышения долговечности быстроизнашивающихся деталей проточной части песковых насосов проточную часть их изготовляют из высокохромистого чугуна или футеруют (гуммируют) резиной 5262. Имеется промышленный образец насоса ЗПС-9, корпус и рабочее колесо которого футерованы корундом. На предприятиях Урала удалось увеличить срок службы насоса 8ПН с более совершенной проточной частью и новыми уплотнениями на 35 %, КПД на 10 %, а расход энергии уменьшить на 30 %.

Для гидравлического транспортирования агрессивных суспензий с содержанием твердой фазы до 60% по массе, полученных на основе различных кислот (серной, соляной), применяют **песково-химические** (ПХ) насосы, изготавливаемые по ГОСТу 8388—84 (табл. 2). На рис. 3 показан продольный разрез горизонтального гуммированного насоса 4ПХ-4Р, выполненного с осевым подводом гидросмеси. Конструкция насоса предусматривает установку двигателя под насосом. Вращение передается текстропной передачей через шкив 1. Такая компоновка насоса удобна для химического производства.

Опорой насоса служит станина 2 (кронштейн) с укрепленными в ней подшипниковыми узлами ротора. Вал уплотняется мягким сальником, в который через специальный штуцер можно подавать чистую жидкость. Внутренние поверхности всасывающей крышки 3 корпуса и рабочего колеса 4, а также корпус сальника и гайка футерованы резиной 5 толщиной не менее 8 мм. Форма рабочего колеса полукруглая, что значительно облегчает его изготовление. Лопатки имеют утолщенную облицовку.

Таблица 2
Техническая характеристика насосов для концентрированных гидросмесей

Марка насоса	Расход гидро-смеси, м ³ /ч	Напор, 10 ⁵ Па	Частота вращения, мин ⁻¹	Мощность, кВт	Диаметр патрубков, мм		Габаритные размеры агрегата, мм				Масса агрегата, кг
							всасывающего	напорного	длина	ширина	высота
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Фекальные насосы											
2НФВм	54	2,0	1450	7,5	75	50	605	650	2095	320	
4НФВ-9	805	1,8	1450	10	100	80	1313	780	780	355	
4ФВ-5м	125	6,0	1450	40	105	75	1150	1150	3135	1075	
5Ф-6	144	4,6	1470	40	125	80	2117	510	750	858	
5МФ-	80	10,0	1430	55	175	80	3168	1385	1000	1855	
5Ф-12	144	1,05	965	10	125	125	1909	600	770	568,5	
6НФ	360	2,3	960	40	150	150	2185	820	950	1110	
				55			2255	820	956	1215	
8Ф-5	395	10,0	1470	250	200	125	3270	1150	1315	2 624	
8Ф-12	450	2,25	985	75	200	175	2555	740	960	1375	
10Ф-12	806	3,3	960	160	250	200	3175	1080	1380	2703	
Грунтовые насосы											
3Гр-8	50	1,6	1450	10	80	72	1315	435	605	345	
3ГрК-8	50	1,6	1450	10	80	72	1455	500	620	361	

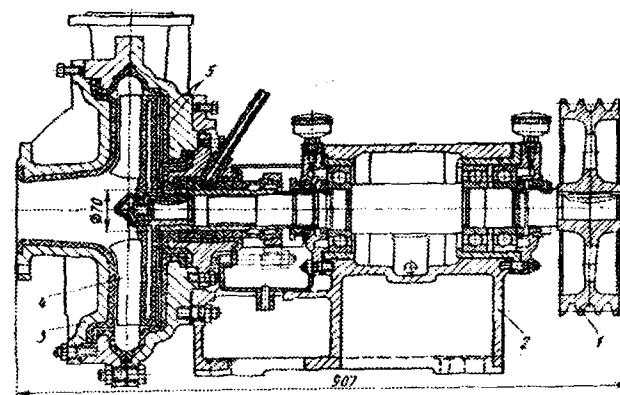


Рис. 3. Гуммированный песково-химический насос 4ПХ-4Р

За рубежом получил распространение насос с наклонным диском, используемый, в основном, для перекачивания неразмолотых волокнистых суспензий с тряпьем, макулатурой и пр. Отличительной чертой насоса является совмещение в одном агрегате функций насоса и аппарата-измельчителя, что способствует сокращению технологических операций, уменьшению потребления энергии, материала и производственных площадей.

Насос (рис. 4) представляет собой гладкий цилиндрический корпус, в котором установлена втулка с нанесенными на ее внутренней поверхности концентрическими пазами треугольного профиля с равным шагом в осевом направлении. Внутри корпуса и втулки вместе с валом вращается рабочее колесо — наклонный диск, снабженный зубьями, форма и размеры которых соответствуют пазам втулки. Гидросмесь поступает через всасывающий, патрубок насоса, откуда вращающимся наклонным диском выбрасывается в напорный патрубок, расположенный тангенциально к внутренней цилиндрической поверхности корпуса (втулки). Зубья диска при вращении двигаются в концентрических пазах втулки, обеспечивая измельчение перекачиваемого материала.

Исследования такого насоса показали, что его конструктивная схема

перспективна и для других концентрированных смесей с волокнистыми и другими неабразивными материалами. Особенностью насоса является простота конструкции, отсутствие фасонного литья корпуса и рабочего колеса и соответственно меньшая стоимость по сравнению со стоимостью других центробежных насосов. Однако гидравлические качества таких насосов хуже, чем у обычных, и, следовательно, КПД ниже.

Конструктивно насосы выполняются собственно насосами (когда насос и двигатель разделены, и моноблочными, когда ротор насоса и двигателя скомпонованы на одном валу. Каждая из конструкций выполняется гладкой и зубчатой.

Насосы с гладким наклонным диском и гладкой втулкой предназначены для перекачки суспензий и гидросмесей. Экспериментальные исследования [6] показали, что насосы в гладком исполнении могут применяться для транспортировании волокнистых суспензий целлюлозно-бумажного произ-

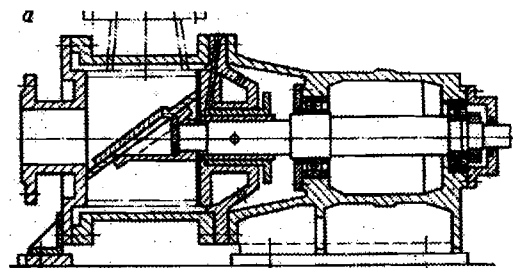


Рис. 4. Насос с наклонным диском

водства при концентрации до 8 %, а гидросмесей древесной щепы, полуцеллюлозы, тряпья при концентрации до 5—6 %. Насос успешно применяется для перекачки сточных вод, шламов, суспензий угля, песка, цементных и бетонных растворов. Насосы малого диаметра применяются для рециркуляции и перекачки густых топлив, красок, пигментов, паст, лаков. При необходимости вокруг корпуса насоса может быть размещена паровая или водяная рубашка для разогрева и для предотвращения кристаллизации перемещаемых химических продуктов. Наличие паровой рубашки может

быть полезным для ускорения или поддержания определенных химических процессов варки, пропитки и т. д.

Для транспортирования суспензий и одновременного измельчения твердых компонентов применяются насосы с наклонным диском в зубчатом исполнении. Они отличаются от насосов в гладком исполнении наличием наклонного диска с зубьями треугольного профиля, расположенными с определенным шагом в осевом направлении, а также наличием нарезной втулки, установленной в корпус насоса. На внутренней поверхности нарезной втулки нанесены концентрические канавки с профилем и шагом, соответствующими профилю и шагу зубьев наклонного диска. При вращении диска зубья двигаются в концентрических канавках втулки. Нарезка на внутренней поверхности втулки насоса может быть выполнена по всему периметру цилиндра или прерывистой — отдельными секторами. Выходное окно перед напорным патрубком может быть полностью открытым. Для достижения определенной степени измельчения твердых компонентов выходное окно может быть щелевым или перфорированным.

По данным зарубежной печати [6], насосы в гладком исполнении выпускаются серийно четырех типоразмеров, а насосы в зубчатом исполнении трех типоразмеров. Максимальная производительность стандартных насосов $300 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре до 30 м вод. ст. в зависимости от числа оборотов и габарита насоса.

Экспериментальные исследования [6] показали, что насос в зубчатом исполнении обеспечивает роспуск оборотного брака, целлюлозы, измельчение полуцеллюлозы, тряпья, нейлона и т. п. при сокращенных расходах энергии по сравнению с роспуском и измельчением на действующем оборудовании. Во Франции опытная фабрика по производству газетной бумаги применила насос в зубчатом исполнении в производственном потоке [6]. В совокупности с трепальными машинами насос успешно применяется в производственном потоке кровельного картона для гидравлического транспорта и предварительного измельчения

старых джутовых мешков. Концентрация обрабатываемой массы 5 %. Расход электроэнергии на тонну обрабатываемого тряпья снижается [6]. Применение насоса в зубчатом исполнении для роспуска коробочного картона, сульфатной целлюлозы в комплексе с гидроразбивателем позволило снизить количество лепестков в массе с 20-25 % до 4-6 % при сокращении удельного расхода энергии [6].

Сравнивая насосы с наклонным диском со стандартными массными при одних и тех же параметрах, можно отметить следующие достоинства насосов с наклонным диском:

- большой размер в свету для проходных сечений каналов, что является очень важным для малоразмерных насосов при работе на грубодисперсных неоднородных гидросмесьях;
- конструкция насосов с наклонным диском предельно проста, требует меньших затрат материалов и средств на изготовление при одних и тех же подаче и напоре;
- насосы в зубчатом исполнении обеспечивают одновременное транспортирование и измельчение крупномерных волокнистых материалов, что расширяет их область применения и приближает их к технологическим аппаратам.

Недостатком насосов с наклонным диском является низкий коэффициент полезного действия, что сокращает их область применения до узкоспециального назначения — транспортирование неоднородных грубодисперсных гидросмесей. Поэтому насосы с наклонным диском в гладком исполнении не предназначаются для подмены стандартных массных насосов, там где последние работоспособны. КПД насосов в зубчатом исполнении следует рассматривать применительно к работе их в качестве технологических аппаратов. Опытные данные [6] показали, что, несмотря на низкий КПД, применение насосов в комплексе с технологическими размалывающими аппаратами дает возможность удельные расходы на разработку тряпья в несколько раз по сравнению с

удельными расходами при разработке тряпья на действующем оборудовании. Время оборота оборудования по разработке сокращается в несколько раз.

Габариты нормального ряда насосов с наклонным диском могут быть выбраны исходя из следующих соображений. Максимальный типоразмер с внутренним диаметром корпуса 300—350 мм может быть предусмотрен на подачу до 200—300 м³/ч, так как объемы транспортируемых грубодисперсных гидросмесей в большинстве случаев меньше указанных. Кроме того, при подаче больше 200—300 м³/ч минимальные размеры в свету для проточных каналов стандартных массных насосов и насосов с наклонным диском становятся одинаковыми и применение последних при одинаковой уязвимости по забиванию и более низком КПД нецелесообразно.

Специальное назначение насосов — транспортирование гидросмесей, содержащих крупномерные волокнистые компоненты, определяет минимальный размер проектируемых насосов. Исходя из этого диаметр всасывающего патрубка 80—100 мм можно принять минимально допустимым. Экспериментальные исследования, проведенные на опытных насосах, показали, что оптимальный диаметр всасывающего и напорного патрубков может быть принят равным 0,4—0,5 внутреннего диаметра корпуса и соответственно минимальный габарит насоса по внутреннему диаметру составит около 200 мм.

Для того чтобы иметь насосы в гладком и зубчатом исполнениях на одну и ту же подачу и напор, целесообразно выдержать диапазон изменения внутреннего диаметра корпуса насосов через 50 мм, что определяется толщиной нарезной втулки или секторов по 25 мм на сторону. Тогда нормальный ряд определится четырьмя типоразмерами по внутреннему диаметру корпуса 200, 250, 300 и 350 мм насосов в гладком исполнении и тремя типоразмерами насосов в зубчатом исполнении (внутренний диаметр нарезкой втулки 200, 250, 300 мм).

Расширение рабочего поля по напору и подаче может быть осуществлено путем обточки колеса по диаметру, а также путем увеличения оборотов для малых габаритов и уменьшения — для больших.

Для транспортирования грубодисперсных гидросмесей угол наклона принимают в пределах 35—45°, отдавая предпочтение меньшим углам наклона, так как при одних и тех же условиях увеличивается напор, подача, коэффициент полезного действия, равномерность подачи во времени и уменьшается возможность забивания насоса со стороны входа, в связи с тем, что патрубков полностью открыт. Для транспортирования однородных суспензий угол наклона может быть уменьшен до 0°. В этом случае заслуживают внимания улиткообразный отвод и ротор с одной или двумя криволинейными лопастями, которые при одних и тех же условиях дают возможность более плавно изменять направление потока внутри насоса с уменьшением гидравлических потерь. Улиткообразный отвод дает возможность увеличить площадь сортирующего шлицевого или перфорированного окна для насосов в зубчатом исполнении и улучшить плавность подачи во времени для насосов в гладком исполнении.

Дисковые насосы. Принцип действия насосов (рис. 5) основан на явлении пограничного слоя, который образуется на диске, вращающемся в жидкости. При этом молекулы жидкости блокируются на поверхности вращающегося диска и за счет вязкостного трения передают энергию вращения от пограничного слоя молекулам других слоев. Вследствие этого образуется мощное поле центробежной силы, которое создаст равномерный гидравлический профиль скоростей и обеспечивает перекачку без пульсаций и вибраций. Кроме этого, пограничный слой не только передает кинетическую энергию, но и работает в качестве "молекулярного буфера" между поверхностью диска и продуктами, находящимися в жидкости. Это защищает как перекачиваемый продукт от воздействия диска, так и диск от воздействия продукта и благодаря этому предотвращает повреждения продукта и изнашивания деталей насоса.

Реализация вышеуказанного принципа позволяет использовать эти насосы

для перекачивания различных трудноперекачиваемых сред с большой эффективностью. С помощью дисковых насосов можно перекачивать угольные суспензии, осадки сточных вод, суспензии золы, волокнистые суспензии концентрацией до 18 %, рудные и минеральные концентраты, гидросмеси диатомовой земли, гидросмеси песка и гравия, фосфорную кислоту, нефтехимикаты и смолы, гидросмеси отходов стекла, буровые растворы, древесно-волокнистые суспензии, пищевые и винные продукты, соляные растворы, глинистый ил, известковый шлам, краски, различные эмульсии, суспензии крахмала, растворители, дрожжи, суспензии двуокиси титана, угольные отходы.

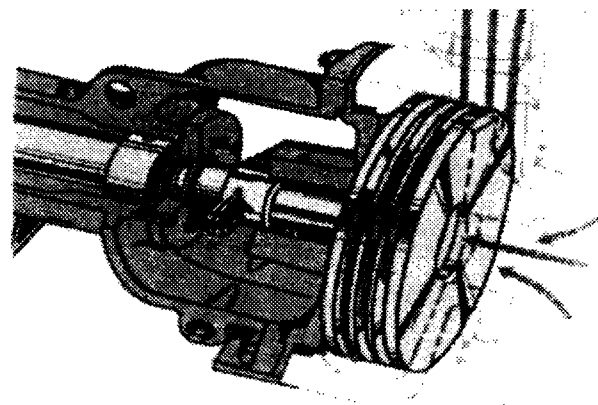


Рис. 5. Схема дискового насоса

Рабочие характеристики дисковых насосов характеризуются следующими показателями: расход — до 800 м³/ч, давление нагнетания (напор) — до 165 м; двигатели — электрические, дизельные, гидравлические; материалы рабочих частей насоса — сплавы, а также возможно применение неметаллических материалов.

2. ОБЪЕМНЫЕ НАСОСЫ

Поршневые насосы. Для перекачивания волокнистых суспензий применяются вертикальные поршневые и плунжерные насосы (см. рис. 6).

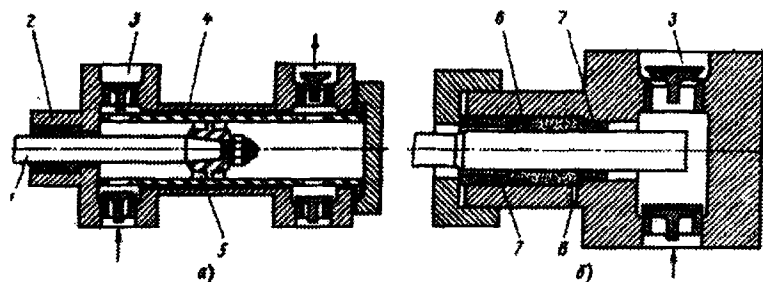


Рис. 6. Схемы гидравлической части объемных насосов:
а - поршневого; б - плунжерного; 1 — шток; 2 - корпус; 3 — клапанный узел; 4 - цилиндр; 5 - уплотнения поршня; 6 - узел-уплотнение штока; 7 — уплотнения плунжера; 8 - канал подачи воды

Плунжерные насосы по принципу действия не отличаются от поршневых. Различие заключается в том, что у поршневых насосов вытеснителем является дисковый поршень, плотно подогнанный с помощью уплотнительных колец к обработанной поверхности цилиндров, а у плунжерных насосов вытеснителем является плунжер (скалка), работающий в сальниковом уплотнении. Благодаря более надежному уплотнению плунжерные насосы применяются для более высоких давлений. Поршень или плунжер с помощью штока соединяется с электродвигателем через кривошипно-шатунный и передаточный механизмы.

Масленные поршневые и плунжерные насосы отличаются простой рабочей камерой с короткими рабочими каналами без резких поворотов, сужений и расширений. Свободный проход и надежное отделение напорного трубопровода от всасывающего при работе на густых волокнистых суспензиях, загрязненных жидкостях, строительных растворах и т. п. обеспечивают шаровые клапаны. В конструкции масляных насосов предусматриваются люки для свободного доступа к шаровым клапанам и ра-

бочим каналам с целью их прочистки в случае забивания. Для уменьшения пульсации и улучшения работы насоса и системы однопоршневые масляные насосы простого действия снабжаются воздушными колпаками. Для увеличения производительности и уменьшения пульсации поршневые насосы выполняются двух-, трех- и четырехцилиндровыми. Все цилиндры их устанавливаются параллельно. Работа каждого цилиндра за один оборот вала сдвигается по фазе на 180; 120 и 90° при установке соответственно 2, 3 и 4 параллельно работающих цилиндра.

Расчетная производительность поршневого насоса определяется по формуле

$$Q = 60 z (\pi d^2 / 4) s n \eta_0, \quad (1)$$

где d — диаметр поршня, м;

z — количество параллельно работающих цилиндров;

s — ход поршня, м;

n — число двойных ходов поршня или число оборотов кривошипа, об/мин;

η_0 — объемный КПД.

Значения объемного КПД при работе на воде находятся в следующих пределах: 0,85—0,9 для малых насосов при большом давлении; 0,9—0,95 для средних насосов при $Q = 30 - 300 \text{ м}^3/\text{ч}$; 0,95—0,99, — для крупных насосов. Однако в связи со сравнительно быстрым износом уплотнений и клапанов, а также из-за наличия относительно большого количества свободного воздуха коэффициент наполнения уменьшается. При перекачивании неоднородных суспензий коэффициент наполнения также уменьшается.

Наличие клапанов сводит к минимуму перетоки внутри насоса, поэтому производительность насоса практически не зависит от напора и регулируется в основном изменением числа оборотов кривошипа или числа двойных ходов поршней. Характеристики насосов при изменении числа двойных ходов представляют собой ряд кривых, почти параллельных оси напора. Вследствие неустановившегося движения жидкости в поршневых насосах имеют место инерционные силы, увеличивающиеся при увеличении

числа двойных ходов. Инерционные силы создают дополнительные сопротивления, вызывают гидравлические удары в трубопроводах и снижают всасывающую способность насоса, поэтому скорости поршней приводных насосов составляют 0,1 - 0,5 м/с, а плунжеров - 0,3 - 1,0 м/с.

Поршневой насос, как и любой объемный насос, при работе развивает напор, необходимый для преодоления всех сопротивлений в напорном трубопроводе. С увеличением сопротивлений увеличивается и напор. В случае образования пробок из обезвоженного волокна в местах поворотов и резких изменений проходов напор возрастает до величины, при которой возможен разрыв трубопроводов и поломка насоса. Для предотвращения аварии на напорном трубопроводе устанавливаются предохранительные клапаны, которые частично выпускают жидкость обратно во всасывающий патрубок или в заборный бассейн.

Мощность на валу насоса определяется по формуле (6-8), где общий КПД приводного насоса принимается равным 0,6 - 0,75. В настоящее время поршневые массные насосы применяются только на старых фабриках для перекачки волокнистых суспензий концентрацией до 6 - 8 %. Поршневые насосы малых габаритов применяются в качестве материальных насосов или насосов-дозаторов для дозирования некоторых химикатов в волокнистую суспензию.

Коловратные и шиберные насосы. Коловратные насосы применяются при таких концентрациях массы, когда центробежные насосы не обеспечивают надежной работы. Область применения центробежных насосов ограничивается в основном концентрацией 7—8 %. При повышении концентрации массы вязкость ее увеличивается, текучесть уменьшается, инертность увеличивается. Поэтому скорости, имеющие место в рабочем колесе центробежного насоса, неприемлемы для течения массы. В силу инертности масса не успевает заполнить рабочие полости насоса и в результате получается разрыв струи и срыв работы насоса.

Для перекачивания волокнистых суспензий при концентрациях выше

7 - 8 % применяются коловратные насосы, работающие при низких скоростях рабочих органов и соответственно при низких скоростях перекачиваемой среды. Собственно коловратные насосы применяются для транспортирования массы концентрацией 8 - 12 %. Однако с повышением концентрации коэффициент заполнения рабочих полостей насоса настолько уменьшается, что использовать насос нецелесообразно. Для улучшения заполнения насоса и повышения его КПД при работе на волокнистой суспензии концентрацией 12 % и выше применяется принудительное питание. Для этого на входе в коловратный насос устанавливается винтовой питатель, при наличии которого коловратные насосы транспортируют волокнистую суспензию концентрацией до 18—20 % и выше, обеспечивая необходимое давление. Большое распространение в целлюлозно-бумажном производстве получили насосы фирмы Камюр (рис. 7). Коловратный насос состоит из сборного корпуса, в котором вращаются в противоположных направлениях два сборных ротора. Роторы соединены жестко с валом, который установлен на тяжелых роликоподшипниках в боковых опорных стойках, присоединенных к корпусу на болтах. Один из валов (роторов) соединяется с двигателем через редуктор и является приводным. Второй вал (ротор) приводится в согласованное вращение от приводного вала с помощью зубчатых колес, передаточное число которых равно единице. Зубчатые колеса размещены в камере с масляной ванной. На каждом из роторов с помощью винтов закреплено по пять пластин, размещенных на равных расстояниях по окружности. При повороте роторов пластины входят в специальные углубления, обеспечивая тем самым отделение зоны высокого давления от зоны низкого давления. Устранение утечки в окружающую среду и предотвращение попадания перекачиваемой массы в масляную ванну и подшипники обеспечивается с помощью сальниковых уплотнений. Для удобного размещения привода приводной вал коловратного насоса имеет выходы с двух сторон. К корпусу коловратного насоса крепится винтовой питатель, предназначенный для принудительного и равномерного питания

коловратного насоса и обеспечения большей производительности.

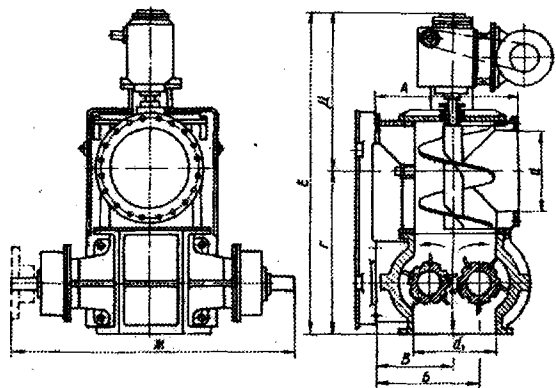


Рис.7. Насос фирмы Камюр

Производительность насосов зависит от величины рабочих органов, типа массы и концентрации, общего напора и числа оборотов, которое изменяется в пределах 50—200 об/мин. Максимальная производительность насоса третьего габарита до 125 т/сут, четвертого—до 250 т/сут, пятого—до 600 т/сут и шестого габарита—до 1200 т/сут по абсолютно сухому волокну при концентрации массы 18-20 %.

Одновинтовые насосы. Конструкция одновинтового насоса показана на рис. 8. Рабочая часть его состоит из однозаходного винта 2, обоймы 1, карданного вала 3 и приводного вала 4. Каждая точка поперечного сечения стального однозаходного винта представляет собой круг некоторого радиуса, причем центр этого круга лежит на винтовой линии, ось которой является одновременно осью вращения винта, т. е. центры всех сечений равноудалены от оси вращения на эксцентриситет e . Обойма состоит из стальной трубы, покрытой внутри резиной. Внутренний профиль резины представляет собой двух-заходную винтовую поверхность. Поперечное сечение обоймы имеет форму овала.

Принцип работы одновинтового насоса заключается в следующем. При вращении вала гидросмесь заполняет свободные герметически изолированные

пространства между винтом и обоймой и перемещается винтом вдоль его оси в камеру нагнетания. Замкнутые полости определяют работу насоса как насоса объемного типа, для которого характерно геометрическое отделение напорной линии от линии всасывания. Но если в других объемных насосах (поршневых) такое отделение осуществляется специальными клапанами, то в рассматриваемых насосах отделение происходит благодаря особенностям кинематики и геометрии рабочих органов [2].

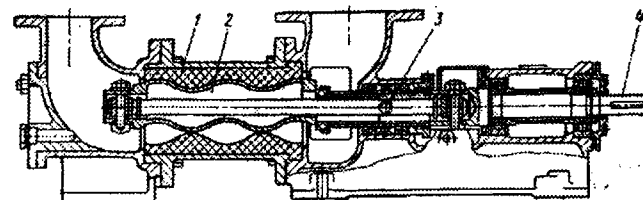


Рис.8. Одновинтовой насос

В большинстве случаев применяется однозаходный винт с поверхностью, полученной путем вращения резца с синусоидальной режущей кромкой вокруг оси винта при одновременном перемещении режущего инструмента в осевом направлении, причем за один оборот резец (синусоида) перемещается в осевом направлении на один шаг t_0 . Направление резьбы - противоположное направлению вращения, т. е. при правом вращении винт имеет левую нарезку и наоборот. Любое поперечное сечение винта представляет собой круг диаметром D , центр которого смещен относительно оси винта на величину эксцентриситета e . Обойма представляет собой полый цилиндр с отверстием в виде двух полуокругов радиуса R , которые отстоят друг от друга на величину $4e$. Расстояние $4e$ обусловлено смещением поперечного сечения относительно оси на величину e и смещением оси винта относительно обоймы также на величину e . Внутренняя профилированная винтовая поверхность получается путем вращения отверстия обоймы с одновременным перемещением ее вдоль оси на шаг t_0 за один оборот. Шаг обоймы равен двум шагам однозаходного винта с шагом

$t_{\text{в}} = t_{\text{с}} \cdot t_0 = 2 t_{\text{в}}$ При вращении винт катится по внутренней винтовой поверхности обоймы, совершая сложное планетарное движение с упругим контактом в определенных точках между винтом и обоймой.

Основные показатели одновинтовых насосов отечественного производства приведены ниже.

	ВН-15	ВН-18-2	ВНЗ-5	ВАН/30
Расход суспензий, м ³ /сут	360	432	120	120
Напор, 10 ⁵ Па	6	8	3	3
Мощность двигателя, кВт	8,0	8,0	1,6	2,8
	ВАН-7	ПН20х80	ПН24х20	ЦНИИОМТП
Расход суспензий, м ³ /сут	360	480	576	47-255
Напор, 10 ⁵ Па	10	8	20	8-10
Мощность двигателя, кВт	10,0	8,0	28,0	2,2

При вращении винта в каждом поперечном сечении обоймы получают в общем случае два серповидных контура, общая площадь поперечного сечения которых в любой момент времени равна $4 eD$. Площадь поперечного сечения каждого контура в отдельности изменяется от максимальной, равной $4 eD$, до минимальной, равной нулю. Относя это положение к пространственному расположению винта и обоймы, можно заметить, что на определенном расстоянии h в результате упругого контакта между винтом и обоймой образуются замкнутые объемы. Это расстояние равно шагу обоймы t_0 . Контуры витков замкнутых объемов имеют вид растянутой спирали, причем площадь витка по длине винта изменяется от нуля до $4 eD$. При вращении винта замкнутые обоймы перемещаются в осевом направлении на величину

шага обоймы за один оборот. При заполнении замкнутых объемов жидкостью последняя будет перемещаться в осевом направлении при вращении винта. Таким образом, по принципу действия одновинтовые насосы можно отнести к объемным насосам, производительность которых зависит от объема замкнутых полостей, образованных в единицу времени, благодаря особому винтовому профилю рабочих органов.

У массового насоса GF-80 карданный вал проходит через рабочий винт. Это позволяет значительно сократить продольные размеры насоса. При малых диаметрах рабочего винта карданный вал выносится за пределы винта и размещается внутри трубчатого вала, который размещается в опорном узле на подшипниках. Фирмой Mono Pump выпускаются сдвоенные массовые насосы GF - 82, позволяющие увеличить производительность до 75 м³/ч. Сдвоенный насос представляет собой два параллельно установленных одновинтовых насоса, параметры каждого из которых соответствуют насосу типа ОР-80. Оба насоса имеют общий нагнетательный и всасывающий патрубки и общий приводной вал. Передача вращения от общего вала на валы винтов осуществляется через зубчатые колеса с передаточным числом $i=1$ или $i = 1,5-1,0$. Производительность одновинтовых насосов регулируется путем изменения числа оборотов, для этого вал насосов соединяется с двигателем через вариатор. Для одновинтовых насосов низкого давления до 10 кгс/см² при производительности 20—50 м³/ч и более число оборотов не должно превышать 1000 об/мин, чтобы уменьшить вибрацию от центробежных сил вращающегося винта. Для насосов малой производительности и малого эксцентриситета число оборотов увеличивается до 1450 об/мин, а в некоторых случаях при высоких напорах число оборотов винта достигает 3000 об/мин.

Одновинтовые насосы обладают всеми преимуществами объемных насосов: высоким давлением, относительно малым перемешиванием перекачиваемой среды и большой высотой всасывания, достигающей в

некоторых случаях 8,5 м вод. ст., достаточно высоким для специальных насосов КПД, средние значения которого находятся в пределах 0,4 - 0,65, а в отдельных конструкциях достигают 0,75. Минимум движущихся частей (один винт), простота устройства, малые габарит и вес, отсутствие сложных клапанов и проходов, равномерная подача во времени дополняют преимущества, поэтому за короткое время этот вид насосов получил широкое распространение при транспортировке пищевых продуктов, сиропов, паст, для перекачивания кислот, щелочей, нефти, пластмасс, строительных и глинистых растворов, патоки и т. д. В целлюлозно-бумажной промышленности одновинтовые насосы применяются для перекачивания волокнистых суспензий при концентрации 3—6 %, а при применении специальных питателей одновинтовые насосы перекачивают массу концентрацией 12 % и выше. Благодаря постоянству расхода, независимо от изменения концентрации массы, одновинтовые насосы незаменимы в системах подачи бумажной массы к регуляторам концентрации. Насосы применяются также для перекачивания суспензий каолина, клея, извести, крахмала, белого сульфитного и натронного щелоков, жидкого мыла, латекса и многих других материалов, жидкостей и суспензий.

Производительность одновинтового насоса определяется объемом жидкости, проходящей через проходное сечение $4 eD$ в единицу времени. За один оборот замкнутый объем перемещается на шаг обоймы $t_0 = t_v$. Выражая линейные размеры в метрах, часовую производительность ($m^3/ч$) при числе оборотов в минуту n можно определить по формуле

$$Q = 240 e D t_0 n \eta \quad (2)$$

На основании опытных и эксплуатационных данных средняя величина объемного КПД η принимается равной 0,7 для насосов с предполагаемым зазором; 0,8—0,85 для насосов с предполагаемым натягом.

Средние значения эксцентриситета e принимаются в пределах 1 - 8 мм. Для волокнистых суспензий величина эксцентриситета должна быть увеличена.

При меньших значениях e работа насоса более спокойная и продолжительная, так как с увеличением эксцентриситета увеличиваются вибрации за счет увеличения влияния центробежных сил винта. В то же время увеличение эксцентриситета является одной из величин, определяющих увеличение производительности насоса. В связи с тем, что производительность насоса зависит от связанных между собой параметров, e , D , t_0 существуют определенные соотношения между этими величинами [4].

Шланговые насосы имеют преимущества перед поршневыми насосами периодического действия. При работе такого насоса гидросмесь не соприкасается с движущимися частями насоса, реверсивная работа насоса способствует очистке (что особенно важно при подаче строительных и бетонных смесей), установившееся движение смеси значительно снижает гидравлические сопротивления.

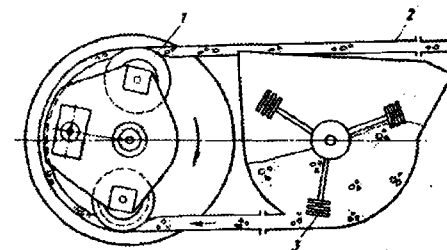


Рис.9. Схема шлангового насоса типа «Сквази-Крег»

Кроме того, шланговые насосы позволяют контролировать количество поступающей в него смеси и дистанционно управлять насосом.

Шланговые насосы непрерывного действия выпускают фирмы «Челендж» (США), «Вибау-Франс» (Франция), «Уингет» (Англия), «Вибау Челендж» (ФРГ). Принцип действия их основывается на том, что в насосной камере цилиндрической формы, представляющей собой резиновый шланг (рис. 9), вращаются покрытые резиной ролики 1, обжимающие резиновый шланг 2 и выжимающие гидросмесь в рабочий трубопровод. Одновременно создается вакуум для всасывания смеси из питателя 3, а также для ускорения

восстановления формы шланга.

Наибольшее распространение эти насосы нашли для транспортирования бетонных смесей и строительных растворов. Насосная установка может монтироваться на грузовом автомобиле, двухосном прицепе, раме. Для предохранения роликов, имеющих амортизирующее устройство, от поломок при попадании крупного заполнителя (размером 30 мм) вращение роликов осуществляют от гидродвигателя с насосной станцией. Засасыванию смеси в шланг способствует вращение лопастей смесителя, которые проталкивают смесь через патрубок в шланг.

Недостатком шланговых насосов является быстрый выход из строя шлангов в результате абразивного износа и многочисленных деформаций. Шланг может работать 10 – 20 часов.

Насосы типа Рота фирмы «Спэйшим» (Франция) предназначены для перекачивания различных высоковязких масс: клея, смолы, асфальта, патоки, и целлюлозной массы концентрацией 22—25 % (рис. 10). Основные части насоса: чугунный корпус 3, бронзовый ротор 4, стальной клапан 5. Ротор разделяет внутреннюю часть корпуса на две полости. При вращении ротора эти полости последовательно соединяются с патрубком всасывания 1 и

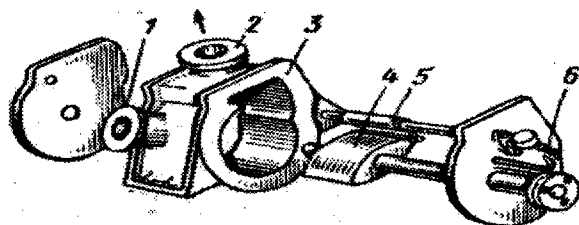


Рис. 10. Насос фирмы Рота

патрубком нагнетания 2. Полость корпуса, обращенная к патрубку всасывания, составляет почти $\frac{2}{3}$ полного объема корпуса. Ротор и клапан находятся в полном взаимодействии благодаря стальной пружине 6, связанной с ними.

Таблица 3

Характеристика насосов фирмы Рота

Типо- размер	Произво- дительно- сть, л/ч	Число оборотов ротора в минуту	Диаметр отверстия патрубка, мм		Габаритные размеры, мм		Мощность двигателя (при 5 ат), кВт
			Вса- сыва- ния	нагне- та- ния	Дли- на	Шири- на	
0	32	55	90	80	870	660	2,21
1	65	50	125	125	1150	950	3,31
2	120	45	160	140	1350	1100	5,88
3	200	40	200	175	1500	1350	9,56
4	200	34	240	225	1800	1500	13,97

Степень закрытия клапана и, тем самым, производительность насоса (табл. 3) регулируются упорным винтом. Насосы типа Рота за один оборот ротора подают строго определенное количество перекачиваемой массы, поэтому их можно использовать как дозаторы.

Опыт применения насосов типа Рота на предприятии фирмы «Дарблей» (Франция) свидетельствует о том, что эксплуатация насоса несложна вследствие простоты его конструкции и тихоходности. Насос перекачивает целлюлозную массу концентрацией 9—25 %, что существенно сокращает технологический поток благодаря уменьшению количества стгущающей аппаратуры между технологическими операциями. Насос можно использовать как дозатор, регулируя число оборотов ротора. Основной недостаток насосов — малая подача.

Диафрагменные (мембранные) насосы более компактны, чем поршневые насосы, и обеспечивают достаточно равномерную подачу. Насосы дешевле в изготовлении и монтаже, масса их небольшая. Однако диафрагменные насосы развивают значительно меньший напор, чем поршневые насосы, а также — подачу.

На рис. 11 изображена схема прямооточного диафрагменного растворонасоса конструкции инж. Н. С. Марчукова. Насос предназначен для транспортирования различных строительных растворов, в том числе, цементно-песчаных (без пластификаторов) и быстросхватывающихся с минимальной подвижностью (5 см погружения стандартного конуса). Насос состоит из следующих основных частей: кривошипно-ползунного механизма с плунжером 1, насосной камеры 4, камеры 8 с бункером 5 и коробки всасывающего и нагнетательного клапанов 6, ходовой тележки 2 воздушного колпака 7.

Сейчас выпускаются серийно подобные насосы противоточной схемы (насосы С-317 и С-317А). Однако насос Марчукова отличается следующими преимуществами: значительно меньшим сопротивлением при движении строительных растворов через рабочую камеру насоса 8; прямооточностью схемы, обусловленной тем, что силы тяжести и всасывания растворов действуют в одном направлении — сверху-вниз; исключено заклинивание шара всасывающего клапана крупными составляющими раствора. Эти преимущества значительно облегчают и упрощают эксплуатацию насосов. Ниже приведена техническая характеристика насоса.

Техническая характеристика диафрагменного насоса

Производительность, м³/ч:

при осадке конуса более 11 см,6

при осадке конуса более 5 см, 3

Давление, Н/см²150

Диаметр плунжера, мм110

Число ходов плунжера в минуту191

Диаметр трубопровода, мм76

Дальность подачи, м:

по горизонтали до 200

по вертикали до 40

Мощность двигателя, кВт..... 7

Насос работает так. Электродвигатель с помощью кривошипно-ползунного механизма приводит плунжер в возвратно-поступательное движение. При движении последнего вперед под действием постоянного объема воды, помещенной в насосной камере, резиновая диафрагма, выгибаясь, уменьшает объем рабочей камеры и выталкивает из нее через нагнетательный клапан порцию раствора в тройник с воздушным клапаном и далее в напорную линию растворопровода. Воздушный колпак используется для уменьшения пульсаций и создания более равномерного движения гидросмеси. При движении плунжера назад под влиянием образующегося вакуума резиновая диафрагма принимает первоначальное положение, и раствор из бункера через всасывающий клапан поступает в рабочую камеру 5.

Насос снабжен заливым устройством 3 с предохранительным клапаном (рис. 11), служащим для предохранения механизма насоса от чрезмерной перегрузки в случае закупорки. При повышении давления в трубопроводе более 150 Н/см² срабатывает предохранительный клапан, и часть жидкости, вытесненная плунжером при нагнетательном ходе, приподнимает шарик клапана и перетекает из корпуса насосной камеры в резервуар предохранительного клапана, смонтированного вместе с заливым устройством, после чего нагнетание раствора прекращается.

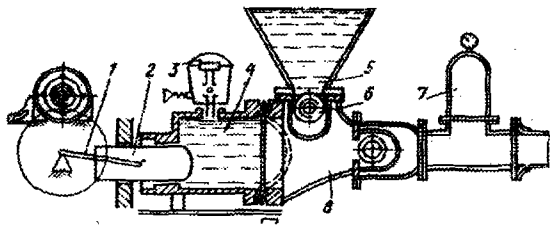


Рис. 11. Схема диафрагменного насоса для гидросмесей

3. ОСОБЕННОСТИ ГИДРОТРАНСПОРТА ВОЛОКНИСТЫХ СУСПЕНЗИЙ

Суспензия древесных волокон в воде, которая в процессе производства ДВП подвергается различным видам обработки, является хорошо выраженной неньютоновской системой. При течении суспензия проявляет свойства бингамовских и тиксотропных жидкостей, движение ее по сравнению с водой или другой ньютоновской жидкостью более сложно. Характер течения волокнистых суспензий определяется главным образом двумя факторами: скоростью потока и концентрацией волокна. В производстве ДВП перемешивается и транспортируется по трубам в основном суспензия концентрацией 1—3 %. В зависимости от скорости движения такой суспензии наблюдаются три режима течения.

1. Ламинарный, или структурный, режим (участок ABC на рис. 12). При сравнительно небольших скоростях волокнистая суспензия движется по трубопроводу как единое целое - в виде сплошного стержня из переплетенных волокон. В начале движения наблюдается непосредственное трение волокон о стенки трубы (участок AB), затем между стенкой и стержнем образуется кольцевой слой чистой воды. Волокнистый стержень без видимой деформации движется внутри водяного кольца, а сдвиг происходит лишь в пределах пристенного слоя (участок BC). Так как непосредственное трение волокон о стенки отсутствует, потери напора с увеличением скорости в это время растут менее заметно. Эпюра скоростей потока волокнистой суспензии в этом режиме имеет равноскоростной характер. Такой поток называется структурированным.

2. Переходный, или смешанный, режим (участок СД). При достижении скорости, величина которой зависит от концентрации, длины и степени помола волокна, начинается постепенное разрушение стержня - диспергация потока волокнистой суспензии. Разрушение начинается с периферии - у стенки трубы, так как в этом месте потока наибольший градиент скоростей, а следовательно, и наибольшие гидравлические силы трения. Силы внешнего трения вырывают отдельные волокна из стержня; последние при движении стремятся располагаться длинной осью вдоль потока. Однако в центре потока стержень сохраняется, диаметр его значительно меньше, чем в случае ламинарного течения. Потери напора в этом случае остаются практически постоянными или даже несколько уменьшаются, так как ориентированные волокна гасят микротурбулентные вихри в пристенном слое. В чистой же воде эти вихри вызывают большое рассеивание энергии.

3. Турбулентный, или диспергированный, режим (участок ДЕ). При достаточно высокой скорости потока происходит полное разрушение стержня; все волокна ориентируются длинными осями в направлении потока. Такой поток называется диспергированным. Диспергированный поток имеет слоистый характер, соседние слои скользят относительно друг друга. Потери напора в этой области увеличиваются пропорционально квадрату скорости, так же как для ньютоновских жидкостей. Однако они меньше, чем для воды, так как турбулентные пульсации подавляются ориентированными волокнами. Эпюра скоростей имеет вид параболы, характерной для ламинарного движения воды.

С увеличением концентрации суспензии силы сцепления между волокнами и прочность стержня возрастают, вследствие чего затрудняется переход от структурного режима к смешанному и далее. Он становится возможным при больших скоростях, практически трудно достижимых. Гидротранспорт суспензий концентрацией 10 % и выше осуществляется при скоростях до 1 м/с; движение суспензий в таких условиях происходит в ламинарном режиме в виде сплошного стержня. Высококонцентрированные суспензии

ведут себя подобно твердым телам: потери напора практически не зависят от скорости (см. рис.12).

Расчет сопротивлений гидравлических систем при течении волокнистых суспензий теоретически недостаточно обоснован в силу их сложного неньютоновского поведения и трудности определения реологических констант и производится в основном по таблицам, номограммам или эмпирическим формулам, полученным на базе обобщения опытных данных. Большинство результатов экспериментальных исследований [9] представлены в виде зависимостей потерь напора от средней скорости дви-

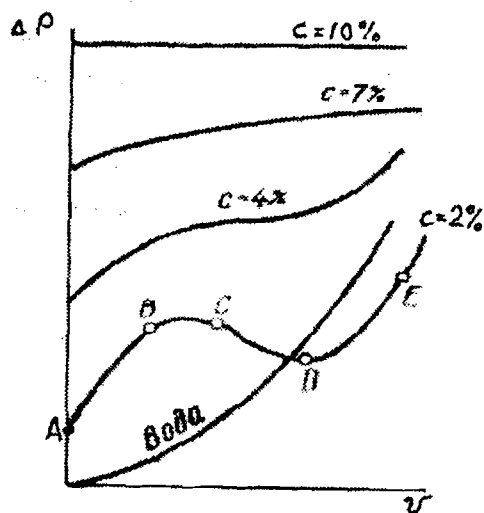


Рис.12.Кривые потерь напора при движении волокнистых суспензий

жения и концентрации различных волокнистых суспензий с содержанием волокна разного происхождения, степени помола и методов получения. В этой же зависимости выражены данные Брехта и Геллера, признанные наиболее точными и принятые за основу для расчетов массопроводов в мировой практике. Зависимости потерь напора от концентрации суспензий белой

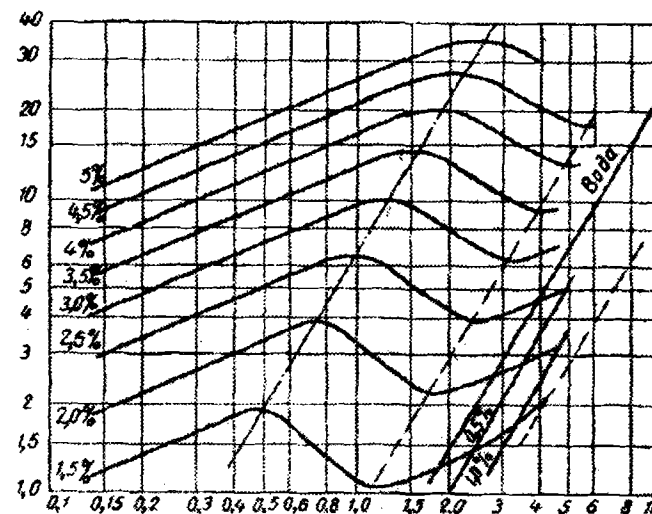


Рис. 13. Потери напора (м. вод. ст.) в зависимости от скорости (м/с) при движении сульфатной целлюлозы в трубопроводе диаметром 200 мм

сульфитной целлюлозы при 17,8° ШР и скорости движения ее в медной трубе диаметром 200 мм, по данным Брехта и Геллера, приведены на рис. 13.

Кривые зависимостей $H_c = f(c, K)$ имеют характерный S-образный вид. Для длиноволокнистых суспензий сульфитной целлюлозы кривые потерь на трение при небольших скоростях поднимаются, затем, достигнув максимума, падают до минимального значения и, наконец, при больших скоростях имеют резкий подъем. При этом экстремальные точки кривых для суспензий одного и того же типа при различной концентрации находятся на прямых, которые параллельны прямой потерь напора для воды.

4. ОСОБЕННОСТИ ГИДРОТРАНСПОРТА СУСПЕНЗИЙ ХИМИКАТОВ

Проанализируем характер изменения гидравлических сопротивлений в зависимости от скорости движения концентрированных суспензий различных химикатов. На рис. 14 приведен график зависимости $i = f(V)$ для

кальцинированной соды. Из графика следует, что при малых скоростях движения и концентрациях $c > 0,175$ гидросмесь не расслаивается. Этот вывод подтверждается измерениями распределения концентрации твердых частиц

соды по сечению трубопровода диаметром 125 мм. Анализ кривых распределения концентрации по сечению показывает, что изменение консистенции суспензии относительно среднего значения не превышало 1 %. Поэтому содовые суспензии относятся к динамически устойчивым суспензиям и их перекачка по трубопроводам может осуществляться с любой скоростью движения.

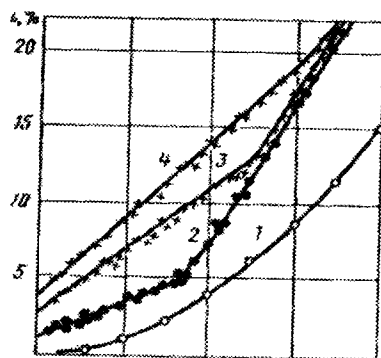


Рис.14. Зависимость гидравлического уклона (i) от скорости движения суспензий соды различной плотности в трубопроводе $d = 125$ мм (г/см^3): 1 – вода; 2 – 1,52; 3 – 1,56; 4 – 1,58

Для обеспечения движения потока суспензии необходимо преодолеть предел текучести t_0 , эквивалентный гидравлическим сопротивлениям при $U = 0$. Кривые $i = f(U)$, полученные для содовых суспензий с $\rho < 1,5 \text{ г/см}^3$, имеют характерные участки, соответствующие структурному режиму с непрерывно разрушающейся структурой и турбулентному режиму. С увеличением концентрации твердых частиц в суспензии переход из одного режима в другой осуществляется при более высоких скоростях движения. В отличие от ньютоновских жидкостей, для которых зависимость $i = f(U)$,

проходит через начало координат, для содовых суспензий продолжение прямой $i = f(U)$ отсекает на оси i отрезок i_0 . С повышением концентрации величина i_0 увеличивается.

В турбулентном режиме содовая суспензия течет как условная однородная жидкость с вязкостью предельно разрушенной структуры. Кривые $i = f(U)$, полученные для турбулентного режима, имеют большую кривизну, чем аналогичные кривые для воды, и представляют собой расходящиеся кривые, поскольку наличие в турбулентном потоке структурных агрегатов увеличивает затраты энергии на их перемещение.

Следует указать на две характерные особенности движения содовых суспензий. Переходная зона между структурным и турбулентным режимами невелика, что обусловлено спецификой разрушения структурных связей содовой суспензии. Это приводит к тому, что распределение скорости по поперечному сечению трубопровода при смене режимов движения характеризуется отношением $U_{\text{ш}}/U = 1,45—1,76$ (величина $U_{\text{ш}}/U$ зависит от концентрации суспензии), тогда как для ньютоновских жидкостей параметр $U_{\text{ш}}/U = 2$. Кривую течения на опытно-полупромышленной установке для содовых суспензий с концентрацией более $0,32$ ($\rho > 1,62 \text{ г/см}^3$) не удалось получить, так как эффективная вязкость и предел текучести гидросмеси возрастали настолько, что суспензия становилась пастообразной и нетекучей.

Гидравлические сопротивления при движении каолиновых суспензий исследовались на стенде для изучения кинематических характеристик опытно-промышленной установки ВНИИБа. Опыты на кинематическом стенде проводились на трубопроводах диаметром 40, 50 и 100 мм. Плотность каолиновых суспензий изменялась от 1,15 до 1,65 г/см^3 . На рис. 15 показана зависимость $i = f(U)$ для каолиновых суспензий. Из графиков $U_{\text{ш}}/U$ следует, что движение каолиновых суспензий происходит в структурном режиме. По сравнению с содовой суспензией каолиновая гидросмесь отличается более прочными структурными связями, поэтому в исследованном диапазоне скоростей $U = 0—4$ м/с получить полного разрушения структуры каолиновой

суспензии не удалось.

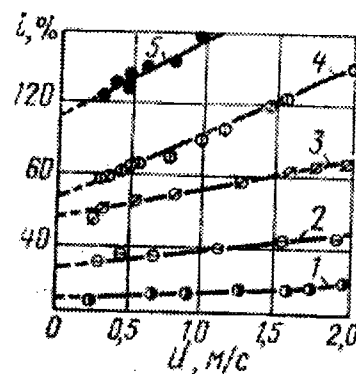


Рис. 15. Зависимость гидравлического уклона от скорости движения каолиновых суспензий различной плотности (г/см^3) в трубопроводе $d = 70$ мм: 1 – 1,32; 2 – 1,44; 3 – 1,50; 4 – 1,54; 5 – 1,61

Особенностью движения каолиновых суспензий является некоторое увеличение потерь давления при повышении температуры. Реологические исследования каолиновых суспензий (на трубчатом и ротационном вискозиметрах) подтвердили эту особенность. Гидравлические сопротивления в области характерных скоростей для гидротранспорта каолина определяют в основном величиной предела текучести, который в интервале исследованных температур ($15\text{--}30^\circ\text{C}$) немного увеличивается с возрастанием температуры. Для каолиновых суспензий, как и для других глинистых гидросмесей, характерным является то, что потери давления мало зависят от скорости движения (расхода). Увеличение скорости движения каолиновой суспензии плотностью $\rho = 1,41 \text{ г/см}^3$ с 0,25 до 2 м/с вызвало повышение гидравлического уклона с 40 до 55 %.

Анализ кривых распределения скоростей по поперечному сечению трубопровода показывает, что в потоке существуют зоны движения, характеризующиеся различной степенью разрушения структуры. С увеличением скорости диаметр ядра потока с неразрушенной структурой

уменьшается, величина отношения U_m/U возрастает. Обнаружить предельное значение U_m/U при смене режимов движения в диапазоне скоростей 0–4 м/с на опытно-промышленной установке не удалось.

Было замечено, что диаметр трубопровода влияет на профиль распределения скоростей по сечению. Влияние его выражается в том, что при уменьшении внутреннего диаметра трубы, например от 100 до 40 мм, кривизна профиля становилась более плавной, т.е. ядро потока с уменьшением диаметра постепенно "вырождалось". При проведении опытов на трубчатом вискозиметре в связи с исчезновением ядра потока значительно изменялся характер зависимостей $i(U)$.

Особый интерес представляют исследования влияния внутренней шероховатости трубопроводов на гидравлические сопротивления каолиновых суспензий. 0,0165; 0,0275 и 0,0125. Зависимости $i(U)$, полученные для каолиновых суспензий в трубках с искусственной шероховатостью, располагались несколько выше кривых течения $i(U)$ для труб с гладкими стенками, однако эта разница не превышала 10 %.

Отсюда следует, что при движении каолиновых суспензий в структурном режиме шероховатость внутренней поверхности трубопроводов не оказывает существенного влияния на гидравлические сопротивления.

Экспериментальные исследования движения щелокосульфатных суспензий по трубам проводили на опытно-полупромышленной установке ВНИИБа, смонтированной на Марийском ЦБК. Установка состояла из расходного бака вместимостью 7 м^3 , оснащенного лопастной мешалкой с частотой вращения $0,26 \text{ с}^{-1}$, центробежного насоса типа АР-100, трубопроводов диаметрами 47,5; 75,5; 80,0; 91,0 и 101 мм, мерного бака вместимостью $0,32 \text{ м}^3$. Для предотвращения забивания трубопроводов и застывания суспензии предусматривалась подача пара в последние. Потери давления на испытательных участках трубопроводов фиксировались электрическими датчиками давления типа ЭДД-3, установленными в специальных отборниках давления, рабочие полости которых заполнялись водой. В качестве

разделяющей поверхности использовали. резиновую профилированную мембрану диаметром 90 мм. Шаровидная поверхность мембраны позволяла ей прогибаться (до 12 мм), что гарантировало надежную работу датчиков в случае попадания воздуха в измерительную систему.

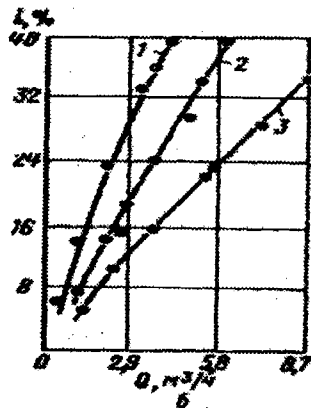


Рис. 16. Зависимость гидравлического уклона от расхода для щелоко-сульфатных суспензий различной плотности (г/см^3) в трубопроводе $d = 100$ мм: 1 – 1,75; 2 – 1,73; 3 – 1,70

Исследования потерь давления проводили при транспортировании щелокосульфатных суспензий плотностью 1,65–1,85 г/см^3 в интервале температур 77–90 °С. Особенностью течения исследованных суспензий являлось движение их в режиме с разрушенной структурой.

Анализ опытных данных показал, что в промышленных условиях щелокосульфатные суспензии перекачиваются при $Re < 2300$. Поэтому для вычисления потерь давления необходимо определение вязкости предельно разрушенной структуры щелокосульфатных суспензий. При определении этой вязкости по формуле Эйнштейна ее значения получаются заниженными, что указывает на существование структурных связей в суспензии. При увеличении плотности черного упаренного щелока, а также при понижении температуры щелокосульфатной суспензии ниже 75 °С наблюдается проявление вязкопластичных свойств. Появление указанных свойств подтверждается характером зависимостей $i(Q)$ представленных на рис.16.

Исследования параметров гидравлического транспорта суперфосфатных суспензий проводились на трубопроводах диаметрами 40, 50, 100, 125, 150 и 203 мм. Опыты выполнялись на суперфосфатных суспензиях высокой концентрации ($c > 50\%$). На рис.17 изображены зависимости $i(Q)$ для суперфосфатных суспензий.

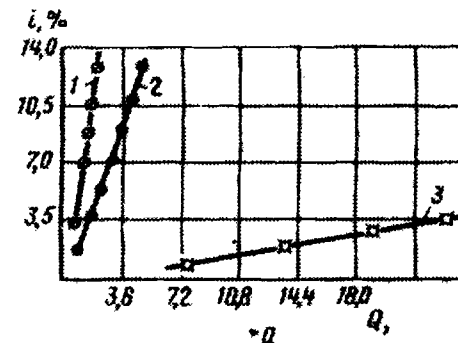


Рис. 17. Зависимость гидравлического уклона от расхода для суперфосфатных суспензий плотностью 1,67 г/см^3 для труб различного диаметра (мм): 1 – 40; 2 – 50; 3 – 100

Нелинейный характер зависимости $i(Q)$ свидетельствует о неньютоновском поведении рассматриваемых суспензий. Из-за большой концентрации твердых частиц в суспензии не удалось получить турбулентный режим движения суперфосфатных суспензий. При уменьшении концентрации профили скорости получались менее заполненными по сравнению с параболическим распределением скорости для ньютоновской жидкости. С увеличением концентрации профили скорости становились более заполненными.

Анализ экспериментальных данных по влиянию диаметра трубопровода на потери давления свидетельствует о том, что при увеличении диаметра трубопровода, например, в 2 раза величина i уменьшается значительно больше. Отсюда становится очевидным применение для перекачки суперфосфатных суспензий трубопроводов средних диаметров ($d > 100$ мм).

На Выборгском ЦБЗ проводились исследования параметров гидротранспорта суспензий аммофоса плотностью от 1,4 до 1,575 г/см^3 . На рис. 18

представлены зависимости $i(U)$ для суспензий аммофоса плотностью менее $1,5 \text{ г/см}^3$, для которых характерны проявление свойств тонкодиспергированных потоков и транспортировка в трубах без заиливания. При повышении плотности суспензий наблюдается появление вязкопластичных свойств, характеризующихся стабильностью гидросмеси в потоке и возможностью перемещения среды при малых скоростях движения.

Анализируя представленные на рис. 18 зависимости $i(U)$, отметим, что при течении суспензии аммофоса плотностью $\rho = 1,50\text{—}1,55 \text{ г/см}^3$ наблюдаются два режима движения: структурный и турбулентный с переходной фазой между ними; для суспензий $\rho > 1,55 \text{ г/см}^3$ характерно наличие лишь структурного режима, при этом из-за большой концентрации частиц гидравлические сопротивления велики. Например, при скорости движения $U = 2 \text{ м/с}$ гидравлический уклон для суспензии аммофоса плотностью $\rho = 1,575 \text{ г/см}^3$ почти в 3 раза больше такового для гидросмеси плотностью $\rho = 1,55 \text{ г/см}^3$.

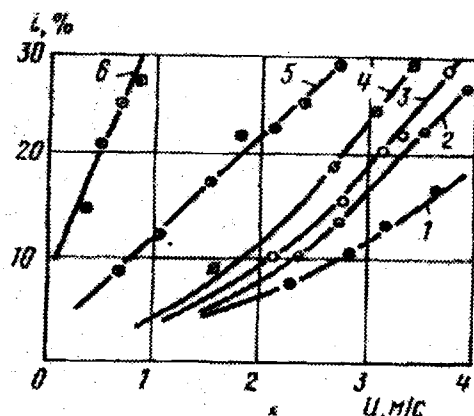


Рис. 18. Зависимость гидравлического уклона от скорости движения для суспензий аммофоса различной плотности (г/см^3) для трубы $d=100 \text{ мм}$: 1 – вода; 2 – 1,44; 3 – 1,46; 4 – 1,53; 5 – 1,55; 6 – 1,57

Обобщая материалы выполненных исследований режимов движения, можно отметить, что для тонкодисперсных суспензий при малой концентрации твердых частиц и для грубодисперсных суспензий при $c < 50 \%$, у

которых в потоке имеются слабо выраженные структурные связи, возможно достижение значений $U_{\text{пр}}/U = 2$ при переходе к турбулентному режиму. Однако для большинства высококонцентрированных суспензий наиболее характерно изменение значений $U_{\text{пр}}/U$ для структурного режима от 1,1 до 1,4, причем в ряде случаев переход к турбулентному режиму начинается при $U_{\text{пр}}/U = 1,25$.

5. ВЫБОР НАСОСОВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ СУСПЕНЗИЙ

Для выбора насосного оборудования определяют потери давления в трубопроводе, которые складываются из потерь давления в прямолинейных участках, в местных сопротивлениях и потерь от разности высот размещения насосной установки и места приема суспензии. Располагая величинами производительности и потерь давления, по каталогам подбирают необходимое насосное оборудование. Однако для выпускаемых отечественными заводами насосов даются рабочие характеристики их работы лишь на воде. Поэтому важно получить расчетные зависимости для пересчета рабочих характеристик насосов с воды на гидросмесь. Для этого используют данные стендовых испытаний насосов на различных суспензиях, которые свидетельствуют, что при повышении концентрации гидросмеси подача насоса снижается, потребляемая мощность возрастает по сравнению с мощностью при работе насоса на воде. При определенной концентрации суспензии наблюдается несоответствие между всасывающей и нагнетательной способностями насоса, значительно снижается высота всасывания из-за повышения сопротивлений во всасывающем трубопроводе.

С целью получения рабочих характеристик центробежных и объемных насосов при работе их на различных суспензиях химикатов проводились специальные исследования на опытно-промышленных установках ВНИИБа, смонтированных на Марийском ЦБК, Выборгском ЦБЗ, Сыктывкарском ЛПК и бумажной фабрике им. Володарского. Принципиальные схемы перечисленных установок практически не отличаются друг от друга.

Рассмотрим опытные данные, полученные на Сыктывкарской экспериментальной установке, которая состояла из гидроразбивателя вместимостью 10 м³, опытного насоса (испытывались центробежный насос типа 4НФ и винтовой насос типа 1В 80-32/3Е), циркуляционного трубопровода диаметром 100 мм с установленными на нем мембранными разделителями, с манометром и мановакуумметром, задвижек и мерной емкости. Перед началом испытаний насосов все измерительные приборы подвергались тарировке.

Испытания опытных насосов (2,5НФ; 4НФ; АР-100; 1В 80-32/3Е) проводились на различных суспензиях каолиновых: плотностью 1,20; 1,32; 1,36; 1,40; 1,47 г/см³; щелокусльфатных плотностью 1,33; 1,50; 1,65; 1,77 г/см³; аммофоса плотностью 1,40; 1,48; 1,52; 1,55; 1,57 г/см³; нитроаммофоски плотностью 1,50; 1,52; 1,56; 1,57; 1,61; 1,63; 1,65 г/см³.

Результаты проведенных испытаний центробежных насосов рассмотрим на примере рабочих характеристик фекального насоса 4НФ при работе его на каолиновых суспензиях (рис. 19). Эти характеристики представляют собой кривые, иллюстрирующие зависимость величины напора H , создаваемого насосом, мощности P , потребляемой электродвигателем насоса, и коэффициента полезного действия от величины подачи насоса.

Влияние, реологических свойств суспензий на рабочие характеристики насосов отмечается уже при средних концентрациях. При увеличении плотности каолиновой суспензии $\rho > 1,20$ г/см³ снижаются подача насоса и его КПД. Кривые напора располагаются круче и смещаются в сторону меньших расходов.

Изменение характеристик насосов с увеличением концентрации суспензии объясняется тем, что гидравлические потери в центробежных насосах в значительной степени зависят от реологических свойств гидросмеси. К этим потерям следует отнести потери на трение в каналах рабочего колеса, в подводящих и отводящих устройствах насоса, а также на трение гидросмеси о наружные поверхности рабочего колеса. Этим объясняется значительное изменение рабочих характеристик насоса при транспортировании суспензий

высоких концентраций по сравнению с характеристиками при работе на воде. Особенно заметны эти изменения в области больших расходов ($Q > 20$ л/с). Чем выше плотность каолиновой суспензии, тем ниже располагается напорная характеристика. В области малых расходов ($Q < 15$ л/с) КПД насоса несколько возрастает с ростом концентрации суспензии. Общей особенностью полученных характеристик насосов является то, что с увеличением концентраций суспензий наблюдается падение напора насоса, достигающее двух-, трехразового уменьшения его по сравнению с напором насоса, развиваемым на воде при одинаковой подаче.

Для прогнозирования смещения характеристик насоса при работе его на суспензиях с добавками поверхностно-активных веществ наиболее надежные данные получаются лишь экспериментальным путем.

При проведении испытаний отмечалось влияние воздуха в суспензии на характеристики насоса. Нарушение в работе насоса может произойти даже при значительном подпоре перед насосом, если количество воздуха в суспензии велико. В этой связи заслуживают внимания вертикальные насосы, в которых гидросмесь самотеком входит в насос, сводя к минимуму образование воздушных пробок.

Особенно существенно влияние подпора на рабочие характеристики центробежных насосов. Это проявляется при высоких концентрациях перекачиваемых суспензий. При транспортировании, например, каолиновой суспензии плотностью 1,45 г/см³ отмечается значительное изменение параметров насосной установки от величины подпора (рис.20). С уменьшением величины подпора наблюдается значительное снижение напора и КПД насоса. При подпоре 0,4 м отмечались кавитационные явления в насосе: резкая вибрация, падение напора, снижение мощности и КПД, срыв потока. При подпоре 0,2 м насос практически не работал, устойчивая работа испытанных насосов отмечалась при подпоре, равном 2 м столба перекачиваемой суспензии

Режим работы насоса определяется точкой пересечения рабочей характеристики насоса с характеристикой трубопроводной сети. Следовательно, при

отсутствии метода пересчета характеристик насоса с воды на гидросмесь необходимо проведение натурных испытаний.

Более предпочтительными для транспортирования концентрированных суспензий химикатов являются объемные насосы. Проведенные испытания показали, что напорная характеристика винтового насоса типа 1В 80-32/3Е не зависит от концентрации суспензии (рис. 21). Однако с увеличением концентрации суспензии потребляемая мощность возрастает, а КПД насоса падает. Например, при транспортировании каолиновой суспензии плотностью $1,47 \text{ г/см}^3$ потребляемая мощность увеличивается почти в 2 раза по сравнению с мощностью при перекачке воды, а напор не изменяется.

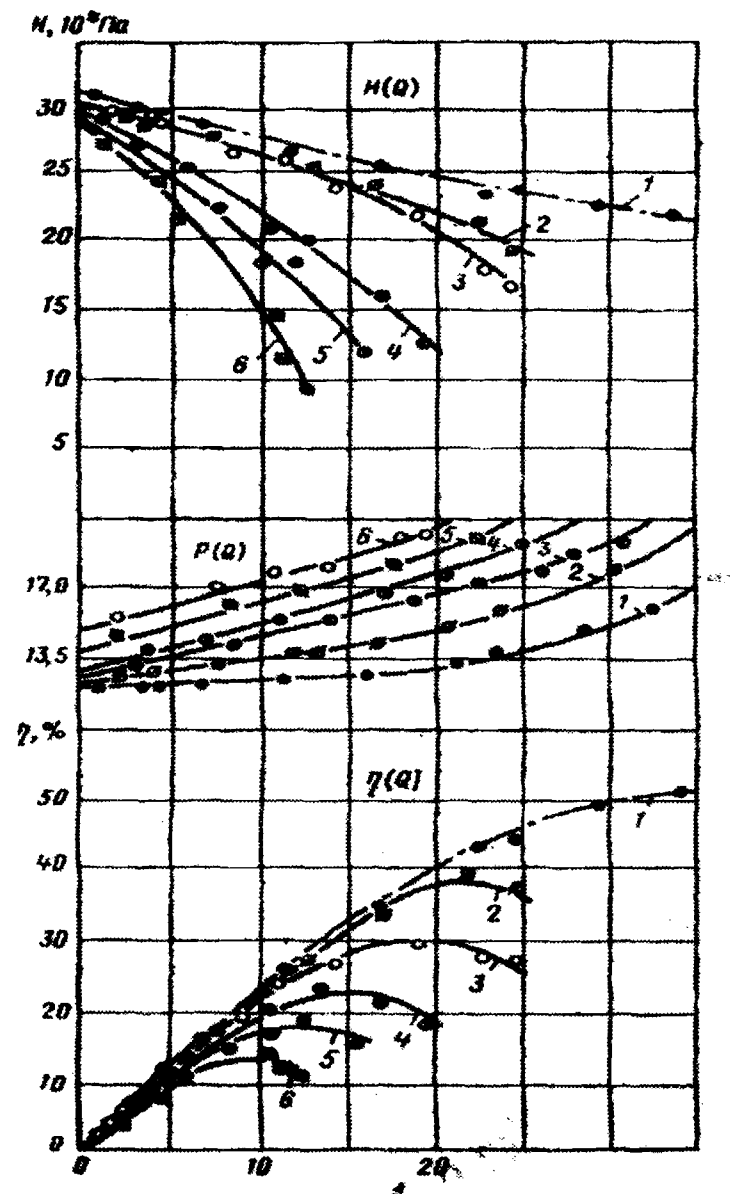


Рис. 19. Рабочие характеристики насоса типа 4НФ при работе на каолиновой суспензии различной плотности, г/см^3 : 1-вода; 2-1,2; 3-1,32; 4-1,36; 5-1,42; 6-1,47.

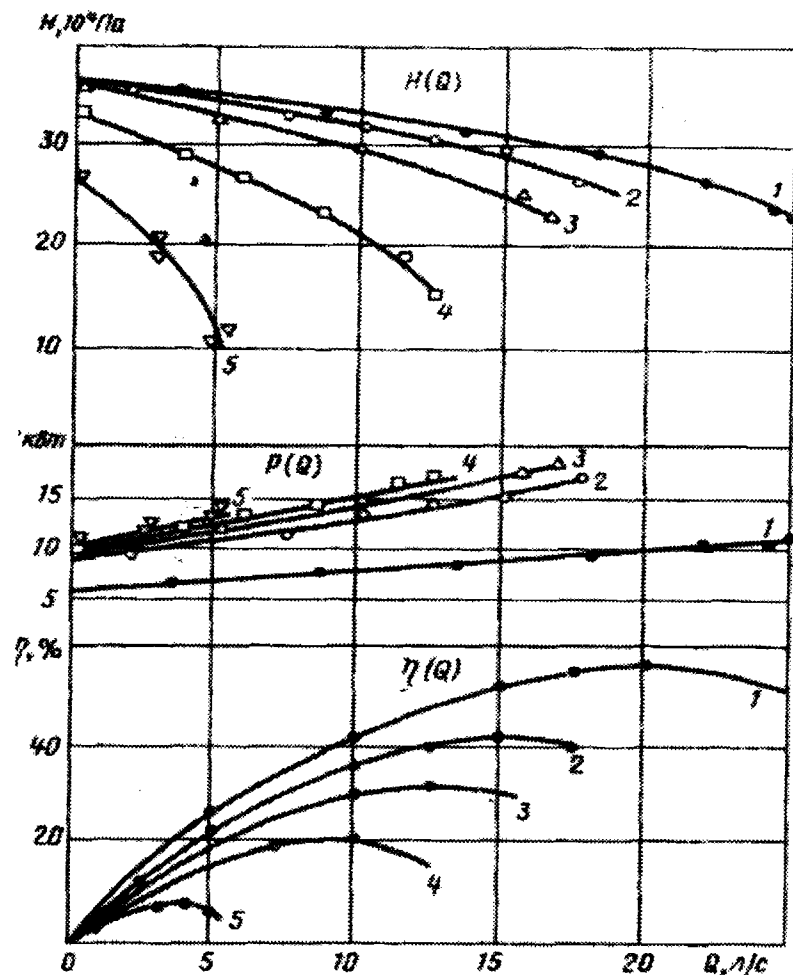


Рис.20. Влияние подпора каолиновой суспензии плотностью 1.45 г/см^3 на рабочие характеристики насоса типа 2,5 НФ (м): 1 – вода; 2 – 2,6; 3 – 2,0; 4 – 1,5; 5 – 0,9

Для обоснованного выбора насосов для транспортирования концентрированных суспензий химикатов необходимо разработать метод пересчета рабочих характеристик насосов с воды на суспензию. Существующие методы пересчета характеристик центробежных насосов с воды на вязкие жидкости не учитыва-

ют специфику вязкопластичного течения суспензий химикатов.

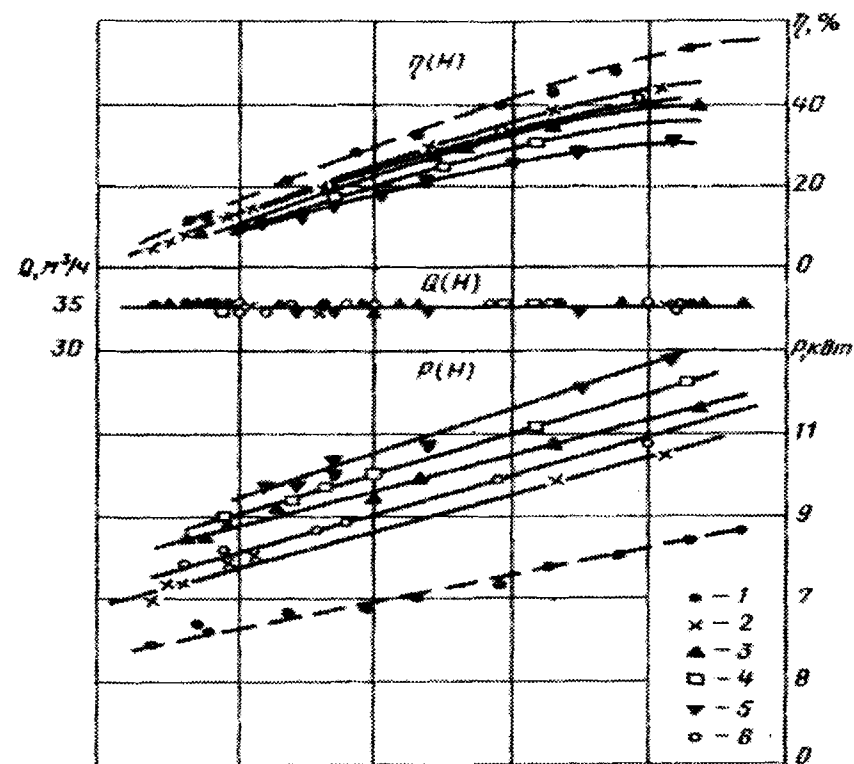


Рис.21. Рабочие характеристики винтового насоса при работе на каолиновой суспензии различной плотности, г/см^3 : 1-вода; 2-1,2; 3-1,32; 4-1,36; 5-1,42; 6-1,47

В основу рассматриваемого метода пересчета рабочих характеристик положены следующие предположки. Полагаем, что режим движения вязкопластичной суспензии характеризуется полностью разрушенной структурой и поэтому физические свойства гидросмеси определяются минимальным значением структурной вязкости η_m и плотностью. При постоянном числе оборотов рабочего колеса подача и напор насосов, отвечающие данному КПД,

для различных вязко-пластичных гидросмесей изменяются, не нарушая

коэффициента быстроходности η_s . Следовательно, из формулы (3) для

$$\eta_s = 3,5 \sqrt{Q/H^{3/4}} \quad (3)$$

можно записать $\sqrt{Q_0/H_0^{3/4}} = \sqrt{Q/H^{3/4}}$. (4)

Из формулы (4) можно получить

$$H = (Q/Q_0)^{2/3} H_0 \quad \text{или} \quad H = \kappa_H H_0, \quad (5)$$

где

$$\kappa_H = (Q/Q_0)^{2/3}. \quad (6)$$

Аналогично определяем

$$Q = \kappa_Q Q_0 \quad \text{и} \quad N = \kappa_N N_0 \quad (7)$$

Для обеспечения гидродинамического подобия потоков в насосах, транспортирующих вязко-пластичные гидросмеси при различных значениях, необходимо обеспечить геометрическое подобие каналов и подобие скоростных полей - кинематическое подобие. В центробежных насосах полное обеспечение гидродинамического подобия практически неосуществимо. Возможно лишь приближенное подобие, если в качестве сравнимых показателей принять данные, соответствующие максимальному значению КПД насосов [7].

В качестве определяющего параметра используем безразмерное число Re_1 взятое для потока с размерами рабочего колеса

$$Re_1 = Q \rho / D \eta_m, \quad (8)$$

где D — диаметр рабочего колеса.

На основании расчетных значений относительных коэффициентов подачи κ_Q ,

напора κ_H , мощности κ_N для режимов максимального КПД и параметра Re_1 можно построить зависимости

$$\kappa_Q, \kappa_H, \kappa_N = f(\lg Re_1), \quad (9)$$

причем величины $\kappa_Q, \kappa_H, \kappa_N = f(\lg Re_1)$ вычисляются на основании опытных рабочих характеристик.

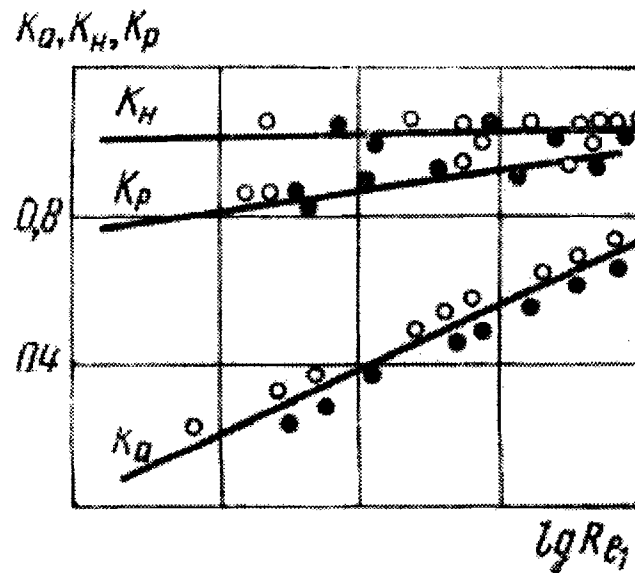


Рис. 22. Зависимость $\kappa_Q (Re_1)$, $\kappa_H (Re_1)$, $\kappa_N (Re_1)$ для различных насосов: $\circ$ - насос 4НФ; $\bullet$ - насос 2,5 НФ

На рис. 22 представлены данные, полученные при перекачке каолиновых суспензий разными насосами. Расположение опытных точек показывает, что принятый метод пересчета удовлетворительно обобщает показатели работы исследованных насосов и подтверждает теоретические предпосылки. Таким образом, метод пересчета рабочих характеристик с использованием зависимостей $\kappa_Q, \kappa_H, \kappa_N = f(\lg Re_1)$ сводится к следующему.

Для предварительно выбранного насоса выписывают значения Q_0, H_0, N_0 соответствующие максимальному КПД, а также диаметр рабочего колеса насоса D . Затем подсчитывают условную величину числа Re_1 по формуле (8),

подставляя в нее Q_0 и значения ρ , η_m для гидросмеси $Re_1 = Q_0 \rho / D \eta_m$. По значению параметра Re_1 на основании зависимости $k_Q, k_H, k_N = f(\lg Re_1)$ определяют условные значения коэффициентов k_Q, k_H, k_N и вычисляют ориентировочные значения Q, H, N по формулам (6), (7), (8). Далее по полученному значению Q' определяют условный параметр Re'_1 , а затем величины k_Q, k_H, k_N и опять по формулам (6), (7), (8) - Q, H, N . Количество таких повторных вычислений зависит от величины η_m , чем больше значение η_m , тем значительнее ошибка при определении приближенных значений Q, H, N . Поэтому, увеличивая число приближений, получают результаты, близкие к фактическим.

Необходимость расчета коэффициентов k_Q, k_H, k_N методом последовательных приближений вызвана тем, что истинное значение $Re_1 = Q \rho / D \eta$ всегда меньше величины Re'_1 . И эта разница тем существеннее, чем больше значение η , поэтому за большее количество приближений число Re'_1 можно приблизить к величине Re_1 . По найденным значениям Q и H на рабочую характеристику насоса наносится соответствующая рабочая точка. Через эту точку и точку H_0 при $Q = 0$ (задвигка закрыта) проводится кривая $H_r - Q_r$. Причем величина H_r вычисляется по формуле

$$H_r = H_0 \rho / \rho_0 \quad (10)$$

где: H_0 — напор насоса на воде при $Q = 0$; ρ_0 — плотность воды.

Кривая мощности для гидросмеси проводится параллельно кривой мощности для воды через точку, соответствующую значению N .

Оптимальный режим работы насосной установки определяют путем совместного анализа полученной рабочей характеристики насоса и сети.

При работе на волокнистых суспензиях потребляемая мощность на валу насоса будет больше, чем при работе на воде, при одной и той же производительности. Это увеличение мощности зависит от концентрации перекачиваемой массы.

По данным ВИГМ, потребляемая насосами БМ мощность на воде должна быть увеличена на 5,9 и 15 % соответственно при концентрации массы 4,6 и

8 %.

Коэффициент запаса принимается в пределах 5-30 %, в зависимости от условий эксплуатации. Для условий целлюлозно-бумажного производства повышение коэффициента запаса следует обосновать неравномерностью подачи и концентрации перекачиваемой среды. Для меньших габаритов принимается больший коэффициент запаса, для крупных насосов — меньший.

При проектировании для подбора насосов и трубопроводов широко пользуются номограммными методами (рис.23) в зависимости от суточной производительности, концентрации и скорости движения массы в рассматриваемом потоке. В номограмме верхнее поле служит для определения производительности насоса, а нижнее - для укрупненного определения диаметра массных трубопроводов основного потока. На вертикальной оси отложена производительность потока по воздушносухому волокну, а по горизонтальной оси - требуемая подача насоса. Пример пользования номограммой показан на рис. 2 пунктирной линией со стрелками. Например, для перекачивания 108 т абсолютно сухого вещества за 24 ч при концентрации 1,5 % требуется насос производительностью 5 м³/мин и трубопроводы диаметром 400 мм при скорости движения массы в нем 0,70 м/с.

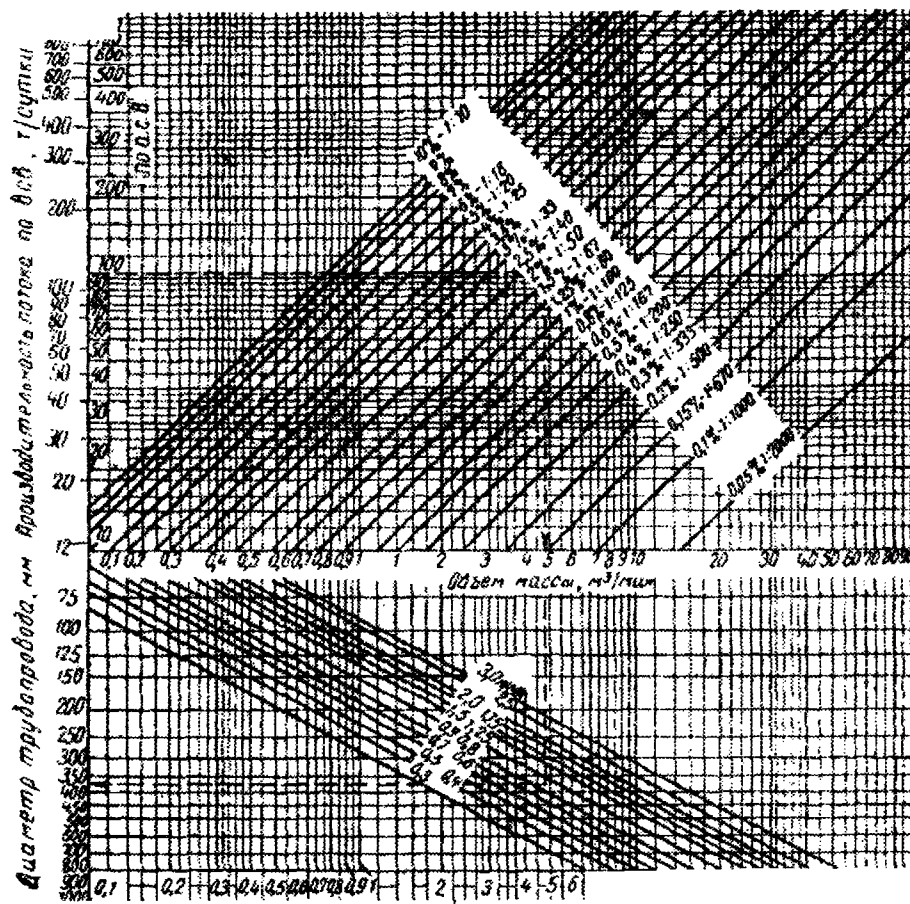
Характеристики и условия эксплуатации центробежных насосов влияют на выбор двигателей и их пусковой и регулирующей аппаратуры. При частичном или полном дросселировании в напорном трубопроводе во время эксплуатации выбор двигателя производится с учетом коэффициента быстроходности, так как потребляемая мощность при дросселировании возрастает с увеличением коэффициента быстроходности. При полном дросселировании потока, например у осевых насосов, потребляемая мощность возрастает на 200 % и более по сравнению с потребляемой мощностью при номинальных параметрах эксплуатации. Это обстоятельство необходимо учитывать при выборе двигателей и пусковой аппаратуры, если по условиям

эксплуатации и технологии требуется полное дросселирование потока.

6. ПРИМЕРЫ ВЫБОРА НАСОСОВ

6.1 Выбор насоса для перекачивания каолиновой суспензии

Определить потери давления, диаметр трубопровода и подобрать оборудование для гидротранспорта каолиновой суспензии плотностью 1100 кг/м^3 , класса 0—1 мм при содержании исходных фракций 0—0,063 мм—85 %; 0,063—0,12 мм—12 %; 0,12—1 мм—3 %. Расход суспензии 20 л/сек, протяженность горизонтального трубопровода 500 м.



Производительность насоса, $\text{м}^3/\text{мин}$

Рис. 23. Номограмма для определения производительности массового насоса и диаметров трубопроводов

Из условия обеспечения заданного расхода выбираем ориентировочно по нормам для водопроводов диаметр трубопровода $D = 150 \text{ мм}$.

Скорость движения каолиновой суспензии

$$u = 4Q / \pi D^2 = 4 \cdot 20 / 3,14 \cdot 15^2 = 113 \text{ см/с}.$$

По опытным данным определяем значения реологических параметров каолиновой суспензии: $\eta_m = 0,045 \text{ Н·с/м}^2$ (0,45 пз), $\tau_0 = 13,3 \text{ Н/м}^2$ (133 дин/см²). Находим значение обобщенного параметра Рейнольдса [1]:

$$Re^* = 1 : (\eta_m / u D \rho + \tau_0 / 8 u^2 \rho) = 1 : (0,45 / 113 \cdot 15 \cdot 1,1 + 133 / 8 \cdot 113^2 \cdot 1,1) = 705.$$

Движение каолиновой суспензии будет происходить при структурном режиме, так как число $Re^* < 2300$.

Безразмерный коэффициент сопротивления

$$\lambda = 64 / Re^* = 64 / 705 = 0,0906.$$

Потери давления (напора) по длине

$$H_d = \lambda (1/D) (u^2/2g) = 0,0906 (500/0,15) (1,13^2 / 2 \cdot 9,81) = 19,5 \text{ Н/см}^2 \text{ (19,5 м вод. ст.)}.$$

Полный необходимый напор

$$H_d = 1,1 \cdot 19,5 = 21,6 \text{ Н/см}^2 \text{ (21,6 м вод. ст.)},$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий влияние местных гидравлических сопротивлений. Для заданных условий $H_m = 0$.

Для расхода гидросмеси 20 л/с выбираем насос типа 4НФ (при частоте вращения насоса 1450 об/мин) со следующими параметрами рабочей характеристики при перекачивании воды в режиме максимального КПД: $Q_0 = 37 \text{ л/с}$, $H_0 = 24 \text{ м вод. ст.}$ (напор при $Q=0$ $H_0 = 31,5 \text{ м вод. ст.}$), $N = 13 \text{ кВт}$, диаметр рабочего колеса насоса $D = 0,3 \text{ м}$.

Учитывая, что величины η_m и τ_0 значительны, пересчет рабочей

характеристики с воды на гидросмесь производим по методу последовательных приближений.

Приближенное значение параметра Рейнольдса:

$$Re'_1 = Q_0 \rho / D \eta_m = 37 \cdot 10^3 / 1,1 / 30 \cdot 0,45 = 3020, \lg Re'_1 = 3,48.$$

Согласно графику на рис. 23 относительные коэффициенты будут равны следующим значениям:

$$k_Q = 0,97; k_H = 1,05; k_N = 1,04.$$

По формулам (5) (7) и (10) вычисляем подачу, напор, мощность:

$$Q = 0,97 \cdot 37 = 35,9 \text{ л/с}; H = 1,05 \cdot 24 = 25,2 \text{ н/см}^2; N = 1,04 \cdot 13 = 13,5 \text{ кВт}.$$

Находим значение H_0 (при $Q=0$):

$$H'_0 = H_0 \rho / p_0 = 31,5 - 1,1 / 1,0 = 34,6 \text{ н/см}^2 (34,6 \text{ м вод. ст.}).$$

Через точки с координатами $H_0 = 34,6$; $Q=0$ и $H = 25,2$; $Q = 35,9$ проводим кривую $H-Q$. Для трех различных расходов каолиновой суспензии рассчитываем характеристику трубопровода и переносим ее на рабочую характеристику насоса. Пересечение характеристики трубопровода с кривой $H-Q$ определит рабочий режим насосной установки в данных условиях.

Полезная мощность насоса

$$N_n = Q H \rho / 102 = 0,02 \cdot 21,6 \cdot 1100 / 102 = 4,76 \text{ кВт}.$$

6.2. Выбор насоса для перекачивания волокнистой суспензии

Определить диаметр трубопровода и подобрать оборудование для перекачивания волокнистой суспензии концентрацией 1,5 % в количестве 5,4 м³/мин.

Находим суточный расход суспензии

$$5,4 \cdot 60 \cdot 24 = 7776 \text{ м}^3/\text{сут}.$$

Определяем производительность потока по абсолютно сухому веществу

$$7776 / 76 = 99,6 \text{ т/сут},$$

где 76 – коэффициент пересчета на абсолютно сухое вещество для суспензии концентрацией 1,5 % в соответствии с номограммой (рис. 23).

На нижней части номограммы для расхода 5,4 м³/мин находим скорость потока $U=1,25 \text{ м/с}$ и диаметр трубопровода $D=300 \text{ мм}$.

Выбираем масснй насос типа 12 БМ – 14 (табл. 1) с расходом 324 м³/ч (5,4 м³/мин) и диаметром всасывающего патрубка 300 мм.

Библиографический список

1. Сафонов Ю.К. Хранение и транспортировка химикатов в ЦБП.- М.: Лесная промышленность, 1989.
2. Смолдырев А.Е., Сафонов Ю.К. Трубопроводный транспорт концентрированных суспензий.- М.: Машиностроение, 1989.
3. Климов В.И. Гидротранспорт волокнистых суспензий в ЦБП.- М.: Лесная промышленность, 1971.
4. Климов В.И., Шумейко И.А. Гидравлика волокнистых суспензий целлолозно-бумажных производств: учеб. пособие/ ЛТИ ЦБП. Л., 1991.
5. Климов В.И. Расчет и проектирование массопроводных коммуникаций целлолозно-бумажного производства: учеб. пособие/ ЛТА. Л., 1986.
6. Животовский Л.С., Самойловская Г.Н. Грунтовые насосы.- М.: Машиностроение, 1989.
7. Бережковский М.И. Хранение и транспортировка химических продуктов.- М.: Химия, 1982.
8. Киприанов А.И., Калинин Н.Н., Храмов Ю.В. Процессы и аппараты производства древесных плит и пластиков.- М.: Лесная промышленность, 1985.
9. Сафонов Ю.К. Механизация работ на складах жидкого хранения химикатов: учеб. пособие/ СПбГТУРП. СПб, 2007.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Центробежные насосы	3
2. Объемные насосы	21
3. Особенности гидротранспорта волокнистых суспензий	35
4. Особенности гидротранспорта суспензий химикатов.....	38
5. Выбор насосов для перекачивания суспензий	46
6. Примеры выбора насосов.....	55
6.1. Выбор насоса для перекачивания каолиновой суспензии	55
6.2. Выбор насоса для перекачивания волокнистой суспензии	58
Библиографический список	59

Редактор и техн. редактор Титова Л.Я. Темплан 2011 г., поз. 121

Подп. к печати 12.12.2011 г. Печать офсетная. Формат 60х84/16. Бумага тип. №1. Объем 3,75 п.л. Уч.-изд. л. 3,75. Тираж 50 экз.
Изд. № 121. Цена "С". Заказ № 50

Отпечатано методом ризографии в ЗАО «Издательство «СКИФ»
191014, СПб., ул. Восстания, д. 32