

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ
УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ЛЕСОТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра химической технологии древесины

М.И. Ведерникова

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ РАСЧЁТЫ
РАСЧЁТ И ВЫБОР НАСОСОВ И ВЕНТИЛЯТОРОВ
Часть I

Руководство к курсовому и дипломному проектированию для
студентов специальностей 2603, 2513

Екатеринбург
2005

Печатается по рекомендации методической комиссии инженерно-экологического факультета.

Протокол №2 от 2 ноября 1999 г.

Рецензент канд. хим. наук Литвинцев Ю.И.

Редактор Михайлова Е.Л.

Переиздание

Подписано в печать 29.02.00.

Плоская печать

Заказ №12

Объем 2,32 п. л.

Поз. 70

Формат 60x84 1/16

Тираж 75 экз.

Цена 8 руб 00 коп

Редакционно-издательский отдел УГЛТА
Отдел оперативной полиграфии УГЛТА

ТРУБОПРОВОДЫ И АРМАТУРА

В химических производствах сеть коммуникаций для перемещения жидкостей и газов как внутри цеха, так и между цехами включает трубопроводы и газоходы [1-3].

Трубы соединяют посредством фланцев, сварки или резьбы. Плотность фланцевых соединений достигается посредством прокладок, которые зажимаются между фланцами болтами с гайками [2, с. 484]. Рекомендации по выбору прокладок приведены в табл. 1

Таблица 1

Выбор прокладок

Конструкция прокладки	Материал	P, МПа	t, °C
Плоская неметаллическая	Резина	До 0,6	От -30 до 100
	Асбест	До 1,6	До 550
	Паронит	До 2,5	От -200 до 400
	Фторопласт	2,5	От -200 до 300

Трубы также соединяют на фланцах посредством разнообразных фасонных частей фитингов: колен, тройников, крестовин и др. По способу крепления фланцы делят на приварные плоские (наиболее распространенные), приварные встык, резьбовые, свободные на отбортовке [2, с. 400]. Присоединение трубопроводов к сосудам и аппаратам осуществляют с помощью фланцевых штуцеров - это короткие куски труб с приваренными к ним фланцами [2, с. 431, 438, 477].

Арматура. Арматуру трубопроводов в зависимости от назначения подразделяют на запорную, регулирующую, предохранительную и специальную. **Запорная арматура** перекрывает трубопроводы в целях прекращения движения среды и открывает их для пропуса продукта. **Запорная арматура** подразделяется на **приводную** и **автоматическую**. По характеру работы затвора приводную запорную арматуру подразделяют на три типа: кран, вентиль и задвижка.

ГАЗОХОДЫ, ЗАПОРНЫЕ И РЕГУЛИРУЮЩИЕ ЗАСЛОНКИ

Газоходы необходимы для подвода газа или воздуха к аппаратам, к вентиляторам или дымососам. Конфигурация газоходов оказывает существенное влияние на расход электроэнергии, работоспособность и эффективность аппаратов (циклонов, сушилок, фильтров, вентиляторов и т.д.). Поэтому при проектировании следует избегать резких поворотов и изменений сечения газоходов, а также устройства длинных горизонтальных газоходов, в особенности при сильной запыленности газов, во избежание отло-

жения пыли в газоходах. При перемещениях по газоходам влажного газа с температурой, близкой к точке росы, газоходы надо теплоизолировать для устранения конденсации водяных паров и уменьшения коррозии.

Конструкции газоходов. Газоходы бывают *круглого и прямоугольного сечения*. Первые менее металлоемкие и более удобны в изготовлении. Трассы газоходов надо проектировать по возможности кратчайшими, с минимальным количеством фланцев, креплений и компенсаторов. Газоходы изготавливают из листовой стали толщиной 5 мм - для газоходов и 3 мм - для воздухопроводов. Круглые фланцы изготавливают: при D_y менее 500 мм - из листовой стали, при $D_y = 500-1400$ мм - из полосовой и угловой стали. Газоходы между собой соединяют сваркой или фланцевыми соединениями. Фланцы соединяют с газоходами отбортовкой конца газохода или сваркой. Размеры газоходов и фланцев даны в табл. 2.

Таблица 2

Размеры элементов воздухопроводов круглого сечения

Наружный диаметр, мм	Толщина листа, мм	Материал и размер фланцев	Овальные отверстия под болты во фланцах		Размер болтов, мм
			число	размер	
100	0,5	Листовая сталь $\delta=3$ мм	4	7x10	M6x20
110			4		
125			4		
140			6		
160			6		
180	0,5	Полосовая сталь	6	7x10	M6x10
200			6		
225	0,6	4x25 мм	6	7x10	M6x20
250			6		
280			8		
315			8		
355	0,6	Угловая сталь 25x25x3 мм	8	7x10	M6x20
400	0,6		10		
450	0,6		10		
500	0,7		10		
560	0,7		10		
630	0,7	Угловая сталь 25x25x4 мм	12	10x15	M8x25
710					
800					
900	1,0	Угловая сталь 32x32x4 мм	16	10x15	M8x25
1000					
1120	1,0	Угловая сталь 36x36x4 мм	18	12x18	M10x30
1250			18		
1400			22		
1600			26		
1800	1,4	Угловая сталь 40x40x4 мм	18	12x18	M10x30
2000					

Прокладочный материал, закладываемый между фланцами, следует применять в соответствии с данными табл.3.

Таблица 3

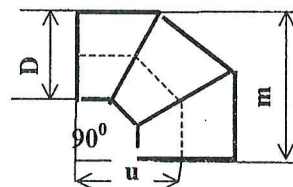
Рекомендуемый прокладочный материал

Диаметр газохода, мм	Материал	Зазор между фланцами, мм
До 1500	Асбестовый картон толщиной 4 мм	3
До 1500 - 2000	Асбестовый шнур диаметром 8 мм	5
Более 2500	Асбестовый шнур диаметром 10 мм	5
Газоход для холодного воздуха	Картон технический толщиной 4 мм	3

Сеть газоходов состоит из прямых участков, отводов (колен) и переходов. Размеры отводов и переходов круглого сечения приведены в табл.4, 5.

Таблица 4

Размеры отводов круглого сечения с центральным углом 90°, мм



Диаметр воздухо-вода D	u	m	Диаметр воздухо-вода D	u	m
100	195	245	500	545	795
125	233	295	560	605	885
140	255	325	630	675	990
160	285	365	710	710	1065
180	315	405	800	800	1200
200	345	445	900	900	1350
225	383	495	1000	1000	1500
250	420	545	1120	1120	1680
280	465	605	1250	1250	1875
315	518	675	1400	1400	2100
355	400	578	1600	1600	2400
400	445	645	1800	1800	2700
450	495	720	2000	2000	3000

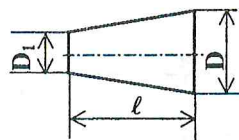


Таблица 5
Размеры переходов круглого сечения, мм

D	D ₁	ℓ	D	D ₁	ℓ
140	100	270	500	400	400
	125			450	270
				500	270
160	125	270	630	400	400
	140			500	270
				570	270
180	140	270	710	500	400
	160			560	270
				630	270
200	140	270	800	560	400
	160			630	400
	180			710	270
225	160	270	900	630	600
	180			710	400
	200			800	270
250	180	270	1000	800	400
	200			900	270
	225				
280	200	270	1120	800	400
	225			900	270
	250				
315	225	270	1250	900	600
	250			1000	600
	280			1120	270
356	250	270	1400	1000	800
	280			1120	600
				1250	270
400	280	270	1600	1250	600
	315			1400	400
450	315	270	1800	1400	800
	355			1600	400
	400				
500	355	270	2000	1800	400
	400				
	450				

Запорные и регулирующие заслонки (клапаны). Для регулирования расхода газовых потоков и отключения аппаратов (сушилок, циклонов, фильтров и т.п.) применяют заслонки (клапаны). В табл. 6 показаны воздушные заслонки и их размеры.

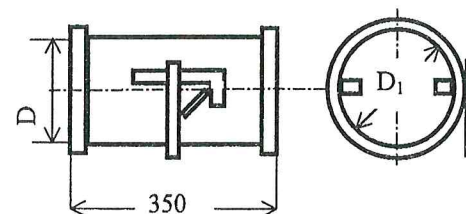


Таблица 6
Размеры воздушных неутепленных заслонок круглого сечения с ручным приводом, мм

D	D ₁	Болты		D	D ₁	Болты	
		резьба	число			резьба	число
200	230	M6	6	560	590	M8	12
225	255			630	660		
250	280			710	740		
				800	830		
280	310	M6	8	900	940	M8	16
315	345			1000	1040		
355	385						
400	430	M6	10				
450	480						
500	530						

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОГО ДИАМЕТРА ТРУБОПРОВОДА

Диаметр трубопровода. Внутренний диаметр трубопровода рассчитывают из уравнения расхода (1), зная производительность и задавая скорость потока: $V=Sw$, где V - объемный расход (производительность) перекачиваемой жидкости, м³/с; S - поперечное сечение трубопровода, м²; $S=0,785d^2$ для круглого сечения; w - скорость движения жидкости, м/с.

Чем больше скорость, тем меньше требуемый диаметр трубопровода, т.е. меньше стоимость трубопровода, его монтажа и ремонта. Однако с увеличением скорости растут потери напора в трубопроводе $H=(1+\lambda L/d+\sum \zeta)w^2/2g$, что приводит к увеличению перепада давления $\Delta P=H\rho g$, необходимого для перемещения жидкости, и, следовательно, к росту затрат энергии на ее перемещение. Оптимальный диаметр трубопровода (газохода), при котором суммарные затраты на перемещение жидкости (газа) минимальны, следует находить путем технико-экономических расчетов. На практике можно исходить из следующих значений скоростей (табл.7), обеспечивающих близкий к оптимальному диаметр трубопровода.

Таблица 7

Скорости жидкостей и газов	
Перекачиваемая среда	Скорость, м/с
Жидкости	
При движении самотеком:	
вязкие	0,1 - 0,5
маловязкие	0,5 - 1,0
отвод конденсата	0,5 - 0,75
При перекачивании насосами:	
во всасывающем трубопроводе	0,8 - 2,0
в нагнетательных трубопроводах	1,5 - 3,0
для мазута	0,1 - 0,8
Газы	
При естественной тяге	2 - 4
При небольшом давлении (от вентиляторов)	4 - 15
При больших давлениях (от компрессоров)	15 - 25
Пары	
Перегретые	30 - 50
Насыщенный при давлении, Па:	
Больше 10^5	15 - 25
$(1 - 0,5) \cdot 10^5$	20 - 40
$(5 - 2) \cdot 10^4$	40 - 60
$(2 - 0,5) \cdot 10^4$	60 - 75

После расчета диаметра трубопровода необходимо выбрать материал трубопровода в соответствии со свойствами перекачиваемой среды и по ГОСТ 301-44 (табл.8) выбрать ближайший диаметр трубопровода.

Таблица 8

Трубы стальные бесшовные (углеродистые и легированные)
ГОСТ 301-44

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм										
5	0,5	0,75	1,0	-	-	-	-	-	-	-	-
6	0,5	0,75	1,0	1,5	-	-	-	-	-	-	-
8	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	-	-	-	-	-	-
10	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	-	-	-	-	-	-
12	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	-	-	-	-
14	0,5	0,75	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	-	-	-	-
16	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	-	-	-	-	-	-
18	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	-	-	-	-	-	-
20	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	-	-	-	-	-	-
22	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	-	-	-	-
24	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	-	-	-	-
26	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	-	-	-

Окончание табл. 8

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм										
28	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	4,0	4,5	5,0	5,5	-
30	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
32	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
33	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
35	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
38	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
40	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
42	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
44,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
48	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
51	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7
54	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7
57	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7
60	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7
63,5	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7
70	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7
76	-	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7
83	-	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7
89	2	2,5	3	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7
95	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	-
102	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12
108	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12
114	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12
127	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12
133	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12
140	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12
146	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	13
152	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	13
159	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	13
168	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	13
194	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	13
219	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	13
245	6	7	8	9	10	11	12	13	14	-	-
273	7	8	9	10	11	12	13	14	-	-	-
299	8	9	10	11	12	13	14	15	16	-	-
325	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
351	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
377	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
426	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19

Диаметр газохода также определяют из уравнения расхода:

$$V_t = Sw = 0,785D^2w, \quad (1)$$

где V_t - объемный расход газа при рабочих условиях, т.е. при температуре t и влагосодержании газа x .

$$V_t = L(1+x)/\rho_v, \quad (2)$$

где L - расход газа, кг/с (L определяют из теплового баланса); ρ_v - плотность влажного газа, кг/м³; w - скорость газа в газоход, м/с (принимают по табл. 9).

Таблица 9

Скорость газа в газоходах

Наименование	w, м/с	Наименование	w, м/с
В воздуховодах	8 - 12	В газоходах на входе в:	
В газоходах:		группу циклонов НИИОГаз	12 - 15
холодного газа	10 - 12	рукавный фильтр	12 - 14
горячего газа	2 - 3	пенный аппарат	12 - 14
		Электрофильтр	12 - 14

Расчет толщины тепловой изоляции

Оборудование и трубопроводы требуют изоляции, если температура нагретых поверхностей превышает 45°C, а трубопроводов - 60°C.

Цели нанесения теплоизоляции: поддержать заданный температурный режим в аппарате; исключить потери тепла в окружающую среду и создать нормальные санитарно-гигиенические условия работы обслуживающему персоналу.

Требования, предъявляемые при выборе изоляции: малая теплопроводность; небольшая теплоемкость; невысокая стоимость; легкость нанесения на трубы; малая масса и долговечность.

Выбор материала теплоизоляции проводят по данным табл.10.

Таблица 10

Свойства теплоизоляции

Материал	Предельная температура применения, °C	Теплопроводность, Вт/(м·K)
Асбест пушистый	700	0,13
Войлок строительный	90	0,465
Асбозурит	200 - 300	0,16
Совелит	400 - 450	0,09
Шлаковая вата	750	0,058
Диатомит молотый	800	0,091
Зонолит (вермикулит)	900 - 1000	0,072

Толщина теплоизоляции. Толщину тепловой изоляции δ_u (рис.1*) находят из равенства удельных тепловых потоков через слой изоляции $(\lambda_u/\delta_u)(t_{cm1}-t_{cm2})$ и от поверхности изоляции в окружающую среду $\alpha_2(t_{cm2}-t_{cp2})$, т.е. $(\lambda_u/\delta_u)(t_{cm1}-t_{cm2}) = \alpha_2(t_{cm2}-t_{cp2})$. (3)

Схема теплопередачи

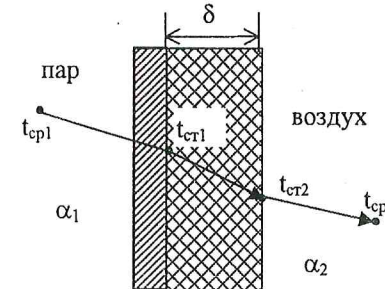


Рис. 1.

Материал тепловой изоляции и коэффициент теплопроводности λ_u принимают по табл.10.

Температуру изоляции со стороны аппарата (паропровода, газохода) t_{cm1} принимают равной температуре среды в аппарате t_{cp1} , т.к. термическое сопротивление стенки аппарата (трубы) незначительно по сравнению с термическим сопротивлением слоя изоляции.

Температуру изоляции со стороны окружающей среды (воздуха) принимают:

$t_{cm2} = 35-40^\circ\text{C}$ для аппаратов, работающих в закрытых помещениях;

$t_{cm2} = 0-10^\circ\text{C}$ для аппаратов, работающих на открытом воздухе в зимнее время.

Температуру воздуха принимают:

$t_{cp2} = 20^\circ\text{C}$ в закрытом помещении; на открытом воздухе t_{cp2} принимают равной средней температуре самого холодного месяца [1, с.538, табл.XL].

Коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности изоляции в окружающую среду, Вт/(м²·K): $\alpha_2 = 9,3 + 0,058t_{cm2}$. (4)

КОМПЕНСАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ УДЛИНЕНИЙ

Все трубопроводы подвержены температурным колебаниям в зависимости от состояния изоляции. В результате возникающих тепловых напряжений в жестко закрепленных трубопроводах происходит разрыв (при охлаждении) или выпучивание (при нагреве) труб и открыв фланцев. Поэтому на трубопроводах (при передаче по ним пара, горючих жидкостей) предусматривают специальные компенсирующие элементы.

* Рисунки оформлены в соответствии с требованиями, предъявляемыми к курсовому и дипломному проектированию.

Компенсаторы трубопроводов. Наиболее распространены компенсаторы, согнутые из труб (сталь, медь, алюминий, винипласт). Такие компенсаторы выполняют П-образными, реже лирообразными. Компенсаторы устанавливают на горизонтальном участке трубопровода между двумя «мертвыми» точками (опорами) в горизонтальной плоскости.

Компенсаторы газоходов. На всех газоходах, по которым подают газ с температурой выше 70°C, следует предусматривать компенсаторы температурных удлинений. Компенсаторы также устанавливают на газоходах перед дымососом или вентилятором (независимо от температуры газа) в непосредственной близости от последних во избежание передачи усилий на механизмы и вибраций от механизмов на газоходы. Наибольшее применение получили линзовые компенсаторы. Значение необходимой компенсации удлинения газохода, м, определяют по уравнению

$$l = 12,5 \cdot 10^{-6} t_{cm} L, \quad (5)$$

где $12,5 \cdot 10^{-6}$ - коэффициент объемного расширения стали, K^{-1} ; t_{cm} - температура стенки газохода, °C (при наличии теплоизоляции принимают равной температуре газа); L - длина газохода, м.

Если температурное удлинение значительное, то по всей длине газохода устанавливают два или более компенсаторов. В табл.11 приведены размеры компенсаторов круглого сечения, а на рис.2 указаны размеры линзовых компенсаторов.

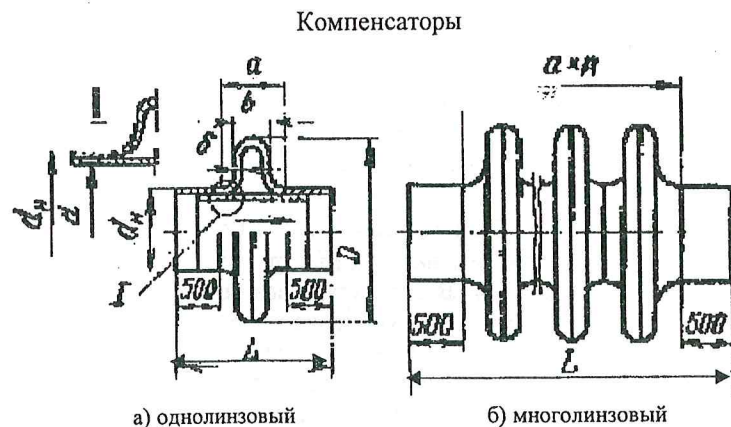


Рис. 2

Таблица 11

Компенсаторы на газоходах круглого сечения

d, мм	d _n , мм	D, мм	b, мм	d, мм	a, мм	b, мм
200	219	580	2,5	214	140	73
250	273	620	2,5	268	140	73
300	325	670	2,5	320	140	73
350	377	780	2,5	372	140	73
400	426	830	2,5	421	140	73
500	529	930	2,5	524	140	72
600	630	1025	2,5	625	140	72
700	720	1120	2,5	715	160	83
800	820	1220	2,5	815	160	83
900	920	1320	3,0	914	160	83
1000	1020	1420	3,0	1014	180	93
1100	1120	1520	3,0	1114	180	93
1200	1220	1620	3,0	1214	180	93
1400	1420	1820	3,0	1414	180	93
1500	1520	1920	3,0	1514	200	103
1600	1620	2020	3,0	1614	200	103
1800	1820	2220	3,0	1814	200	103
2000	2020	2420	3,0	2014	240	123
2200	2220	2620	3,0	2214	240	123
2400	2420	2820	3,0	2414	240	123

Расчет гидравлического сопротивления сети

Гидравлические сопротивления измеряют величиной разности давлений ΔP . Полное давление, необходимое для преодоления насосом (вентилятором) всех гидравлических сопротивлений сети (включающих трубопровод и аппаратуру) при изотермическом течении потока, складывается из следующих величин:

$$\sum \Delta P = \sum \Delta P_i + \sum \Delta P_{ani} + \Delta P_{под} + \Delta P_{доп} + \Delta P_{ск} \quad (6)$$

Давление, необходимое для создания скорости потока на выходе из трубопровода, Па: $\Delta P_{ск} = \rho w^2 / 2$, (7)

где ρ - плотность жидкости (газа), $кг/м^3$; w - скорость потока, $м/с$.

Гидравлическое сопротивление на каждом i -м участке трубопровода, Па:

$$\Delta P_i = \Delta P_{тр i} + \Delta P_{мс i} \quad (8)$$

Давление, необходимое для преодоления трения в прямой трубе, Па:

$$\Delta P_{тр} = \lambda L / d_s (\rho w^2 / 2). \quad (9)$$

Длину трубопровода L принимают конструктивно, м.

Значения коэффициента трения λ для труб круглого сечения находят по рис.1.5 [1, с.22] или по формулам:

$$\text{ламинарное течение } (Re \leq 2300): \lambda = 64 / Re; \quad (10)$$

турбулентное течение ($10^5 \geq Re \geq 2300$):
 для гладких труб (стеклянные, медные, свинцовые) $\lambda = 0,316/Re^{0,25}$ (11)
 для шероховатых труб (стальные, чугунные) λ находят по рис.1.5 [1, с.22]
 по Re и по d_s/e ,

где d_s - эквивалентный диаметр, м [1, формула (1.24)];
 e - средняя высота выступов шероховатой стенки:
 $e=0,1-0,2$ мм для стальных новых труб;
 $e=0,3-0,5$ мм для чугунных новых труб;
 $e=0,8-2,0$ мм для загрязненных новых труб;
 $e=1-6$ мм для кирпичных каналов.

Значения шероховатостей приведены в табл. XII [1, с. 519].

Давление, расходуемое на преодоление местных сопротивлений
 (повороты, краны, вентили, сужения, расширения, диафрагмы и т.п.), Па:

$$\Delta P_{м.с.} = \sum \zeta (\rho w^2 / 2), \quad (12)$$

где ζ - коэффициент местного сопротивления, табл.12-14.

Таблица 12

Коэффициенты местных сопротивлений для газопроводов

Местные сопротивление	Коэффициенты местных сопротивлений
Выход из газопровода в атмосферу с зонтом	1,3
Выход из газопровода в атмосферу:	
при $Re \leq 2300$	2
при $Re \geq 10000$:	
длинная труба	1,06
короткая труба	1,13
Приточная шахта (для забора воздуха)	2,5
Отвод (колесо) при $\alpha=90^\circ$	0,39
Заслонка (открыта на 80 %)	1,54
Конфузор (сужающийся переход - вход газа в вентилятор)	0,21
Диффузор (расширяющийся переход - выход газа из вентилятора)	0,21
Тройник равного сечения:	
 разделение потока	1
 слияние потоков	1,5
Диафрагма при $m=0,6$, где $m=(d_0/D)^2$, а d_0 - диаметр отверстия, D- диаметр газопровода, м (см. табл. XIII [1, с. 520]).	2

Таблица 13

Коэффициенты местных сопротивлений для газопроводов

Местные сопротивления	Коэффициент местных сопротивлений
Вход в трубу	
при острой входной кромке	0,5
при острой входной кромке и выступе трубы внутрь аппарата	1,0
Выход из трубы в сосуд большего объема	1,0
Плавное закругление (отвод) при угле $\alpha=90^\circ$ и $R>3d$	0,14 (рис. 3)
Задвижка параллельная:	
при степени открытия $h/d=0,5$	2,8 (рис.4)
при полном открытии	0,1
Внезапное расширение	Рис. 5
Внезапное сужение	Рис. 5
Колесо (без закругления), $\alpha=90^\circ$	1,1 - 1,3
Кран:	
при угле открытия $\alpha=30^\circ - 40^\circ$	5-17
при полном открытии	0,2
Вентиль:	
нормальный	4,5 - 5,5
прямоточный с наклонным шпинделем	0,8 - 1,6
Компенсатор лирообразный при диаметре, мм: 50	1,7
500	2,6

Таблица 14

Коэффициенты местных сопротивлений в тройниках

Местные сопротивления	Отношение расходов $V_{отв.}/V_{общ.}$					
	0,0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Коэффициент местных сопротивлений						
Тройник собирающий (рис. 6)						
$\xi_{отв.}$	-1,2	-0,4	0,08	0,47	0,72	0,01
$\xi_{м.}$	0,04	0,17	0,30	0,41	1,51	0,60
Тройник распределяющий (рис.6)						
$\xi_{отв.}$	0,95	0,88	0,89	0,95	1,10	1,28
$\xi_{м.}$	0,04	-0,08	-0,05	0,07	0,21	0,35

Отвод

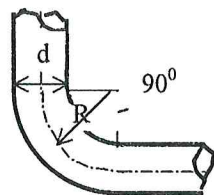


Рис.3

Степень открытия задвижки

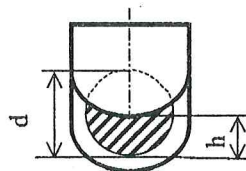


Рис.4

Коэффициенты местных сопротивлений при внезапном расширении и сжатии (сужении) труб

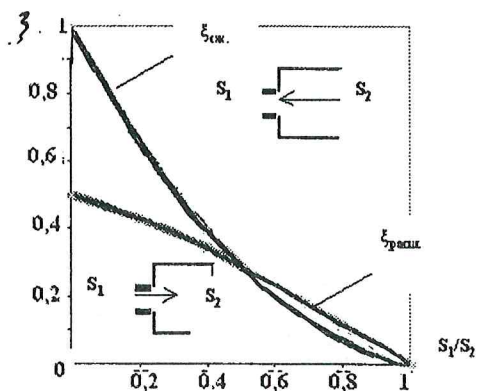
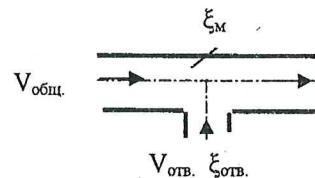


Рис.5

Собирающий тройник



Распределяющий тройник

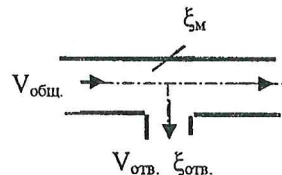


Рис.6

Давление, необходимое для подъема жидкости или для преодоления гидростатического давления, Па: $\Delta P_{\text{под}} = \rho g H$, (13)

где H – высота подъема жидкости, м;
 g – ускорение силы тяжести, м/с^2 .

Дополнительное давление: $\Delta P_{\text{доп}} = P_2 - P_1$. (14)

$\Delta P_{\text{доп}}$ – это разность давлений в пространстве нагнетания (P_2) и в пространстве всасывания (P_1). $\Delta P_{\text{доп}}$ учитывают, например, при распылении жидкости в сушилке, в скруббере, в топке или при подаче жидкости в аппарат, в котором давление выше атмосферного (P_2).

Методы расчета гидравлического сопротивления аппаратов (сушилки, циклона, фильтра, теплообменника, калорифера и т.д.), установленных в сети, например: $\sum \Delta P_{\text{ап}} = \Delta P_{\text{с}} + \Delta P_{\text{ц}} + \Delta P_{\text{ф}}$, где $\Delta P_{\text{с}}$, $\Delta P_{\text{ц}}$, $\Delta P_{\text{ф}}$ – сопротивления сушилки, циклона, фильтра, соответственно приведены далее.

Особенности расчета $\sum \Delta P$ при подборе вентилятора

Избыточное давление, которое должен обеспечить вентилятор для преодоления гидравлического сопротивления сети так же, как и для насоса, рассчитывают по уравнению (6). Если вентилятор подает газ, отличающийся от окружающего воздуха по плотности, то рассчитывают потерю давления на подъем газа: $\Delta P_{\text{под}} = H_r g (\rho_{\text{в}} - \rho_{\text{л}})$, (15)

где $\rho_{\text{л}}$, $\rho_{\text{в}}$, – плотность газа и воздуха, кг/м^3 ; H_r – разность высот точек всасывания и нагнетания, геометрическая высота [1, рис.2.1].

Характеристики подбора вентиляторов составлены для воздуха плотностью $\rho_{\text{в}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$, т.е. при $t = 20^\circ\text{C}$. При подаче горячего воздуха или газа с другой плотностью давление изменяется, поэтому рассчитывают приведенное сопротивление (давление): $\Delta P_{\text{пр}} = \sum \Delta P (273 + t) / 273 (P_0 / P)$, (16)

где t – температура газа, проходящего через вентилятор, $^\circ\text{C}$;

P_0 , P – давление атмосферного воздуха и газа, проходящего через вентилятор, Па ($P_0 = 10^5 \text{ Па}$); $P = P_0 + \sum \Delta P$.

Гидравлическое сопротивление на сложных участках трубопроводов (газоходов)

В технологических схемах движение жидкостей и газов осуществляется по сложной схеме. Так, для установок, состоящих из нескольких параллельно работающих аппаратов (фильтров, выпарных аппаратов и т.д.), к которым подводится поток от общего коллектора или из которых отводится поток в общий коллектор (рис.7), важно обеспечить равномерное распределение потока по всем аппаратам.

Схема коллектора с симметричным подводом или отводом потока

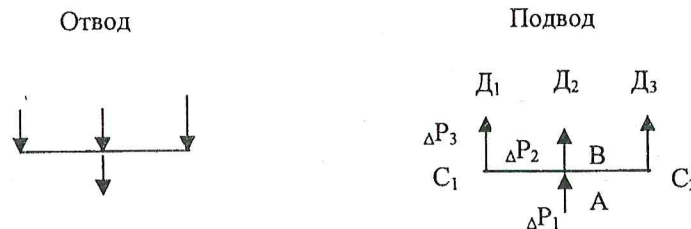


Рис.7

Симметричный подвод или отвод потока резко улучшает степень равномерности распределения скоростей (расходов) по ответвлениям. При этом чем больше количество подводящих или отводящих отверстий, тем выше равномерность.

Расчет гидравлического сопротивления сложной сети

Допустим, что потери давления на участке АВ (см. рис. 7) равны величине ΔP_1 , на участке ВС₁ - ΔP_2 и на участке С₁Д₁ - ΔP_3 .

При симметричном разделении потоков можно считать, что сопротивление на участках ВС₁ и ВС₂ равны, на участках С₁Д₁, С₂В и С₂Д₂ также равны, кроме этого, соответственно равны их диаметры и длины участков. Тогда сумма потерь давления сети будет равна:

$$\Sigma \Delta P = \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3, \quad (17)$$

т.е. расчет сопротивления достаточно провести только на участках АВ, ВС₁ и С₁Д₁.

РАСЧЕТ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ АППАРАТОВ

Такие расчеты приведены в следующей литературе.

Аппараты с пористыми и зернистыми слоями и насадками (осадки на фильтрах, гранулы катализаторов и сорбентов, насадки в абсорбционных и ректификационных колоннах, в скрубберах) - [1, с.27; 4, с.226; 2, с.17].

Пленочные аппараты - [2, с.37].

Тарельчатые колонные аппараты - [1, с. 27; 4, с.228].

Кожухотрубчатые теплообменники - [1, с. 26; 4 с.102].

Пластинчатые теплоуловители - [5].

Циклоны - [4, с. 296; 6; 8, с.483].

Сушилки кипящего слоя - [1, с.105; 2, с.310; 4, с.300; 6].

Пневматические трубы - сушилки - [7; 8, с.451].

Рукавные фильтры - табл.15.

Гидравлическое сопротивление калориферов:

$\Delta P = 0,23m(w_p)^{1,7}g$ - для калориферов КФС;

$\Delta P = 0,28m(w_p)^{1,7}g$ - для калориферов КФБ;

$\Delta P = 0,37m(w_p)^{1,85}g$ - для калориферов КФСО;

$\Delta P = 0,45m(w_p)^{1,85}g$ - для калориферов КФБО,

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - ускорение силы тяжести, m - число последовательно включенных калориферов, шт.; w_p - допустимая массовая скорость воздуха принимается в пределах 7-10 кг/(м²с).

Таблица 15

Гидравлическое сопротивление рукавных фильтров

Материал	Запыленность газов, г/м ³	$\Delta P_{\text{ткань}}$, Па	Область применения
Шерстяные и синтетические ткани	(20 - 40) (0,02 - 0,04)	700 - 1300	Очистка технологических и вентиляционных газов
Синтетические ткани (гладкие)	(20 - 40) (0,02 - 0,04)	1000 - 1700	Очистка технологических и вентиляционных газов
Стеклоткани	(20 - 40) (0,02 - 0,04)	1200 - 2000	Очистка газов с температурой до 350 °С и повышенной агрессивностью
Нетканые материалы (фетры, войлоки)	(5 - 10) (0,01 - 0,02)	1500 - 2000	Очистка газов с невысокой запыленностью и легко удаляемой пылью

*Числитель - на входе, знаменатель - на выходе.

Гидравлическое сопротивление сушильного барабана:

$$\Delta P_c = \Delta P_6(1 + K \bar{Y}), \quad (18)$$

где ΔP_c - сопротивление сушильного барабана с учетом транспортирования материала вдоль барабана, Па; $\bar{Y}$ - относительная массовая концентрация материала в барабане, кг материала/кг газа.

$$\bar{Y} = (G_H + G_K) / 2L_2(1 + x_{cp}), \quad (19)$$

где $x_{cp} = (x_1 + x_2) / 2$ - среднее влагосодержание сушильного агента, кг влаги/кг газа, а x_1 и x_2 - влагосодержание газа на входе и выходе из сушилки; G_H, G_K - производительность сушилки по влажному и высушенному материалу, кг материала/с; L_2 - расход сушильного агента, кг газа/с; K - опытный коэффициент; $K=1,4$ для древесной стружки, опила;

ΔP_6 - сопротивление барабана без учета транспортировки материала, Па:

$$\Delta P_6 = \lambda_6 (L_6 / D_3) (w_{cp}^2 \rho_{cp} / 2), \quad (20)$$

где λ_6 - коэффициент трения [1, с.22], λ_6 определяют по $Re = (w_{cp} D_3 \rho_{cp}) / \mu_{cp}$;

L_6 - длина барабана, м; μ_{cp} - динамическая вязкость газа, Па·с;

D_3 - эквивалентный диаметр барабана:

$$D_3 = \pi D_6 \phi / (\pi + z) - \text{для секторной насадки}; \quad (21)$$

$$D_3 = D_6 \sqrt{\phi} - \text{для других конструкций насадки},$$

где D_6 - диаметр барабана, м; ϕ - относительно свободное сечение барабана:

$\phi = 1 - \Psi$, где Ψ - коэффициент заполнения барабана, $\Psi = 0,1 - 0,25$;

z - число секторов в барабане; $z = L_6 / D_6$;

w_{cp} - средняя скорость парогаза в барабане, м/с;

$$w_{cp} = 0,5(V_{11} + V_{12})/0,785D_6^2 \varphi, \quad (22)$$

где V_{11}, V_{12} – объемный расход сушильного агента (газа) на входе и выходе из сушилки, м³/с; ρ_{cp} – средняя плотность пара газа, кг/м³;

$$\rho_{cp} = P(1 + x_{cp})/462(273 + t_{cp})(0,62 + x_{cp}), \quad (23)$$

где P – давление в барабане, Па; $t_{cp} = (t_1 + t_2)/2$, (24)

где t_1 и t_2 – температура газов на входе и выходе из сушилки, °С.

ВЫБОР НАСОСА

Для правильного выбора насоса необходимо знать: плотность и вязкость перекачиваемой жидкости, температуру ее кипения при атмосферном давлении и разрежении; давление ее паров при температуре перекачивания; наличие в жидкости твердых частиц; максимально необходимую объемную производительность насоса V и создаваемый им напор H для преодоления гидравлического сопротивления сети трубопроводов и аппаратов $\Sigma \Delta P$.

Центробежные насосы оснащаются арматурой и контрольно-измерительными приборами, обеспечивающими безопасность при эксплуатации. *На всасывающем трубопроводе* ставится сетка, предохраняющая рабочее колесо от попадания в него посторонних предметов, а также устанавливается вакуумметр и запорный вентиль; *на нагнетающем трубопроводе* – манометр, предохранительный клапан, обратный клапан (для удержания столба жидкости во время остановки насоса и предотвращения обратного перетока жидкости), запорный вентиль (используют при остановке и пуске насоса), регулирующий вентиль (регулируют подачу жидкости). Запорные вентили также перекрывают при ремонте или замене насоса.

Зная V , $\Sigma \Delta P$ или H выбирают по табл. 16-19 насос с учетом свойств перекачиваемой жидкости, причем выбранный насос должен иметь производительность, напор и мощность электродвигателя, ближайшие большие по отношению к рассчитанным. Если насос не проходит по производительности, то устанавливают два насоса параллельно, если не подходит по напору – последовательно.

Параллельная и последовательная работа насосов (вентиляторов)

Необходимость в установке двух или более совместно работающих насосов или вентиляторов может возникнуть в тех случаях, если один насос (вентилятор) не удовлетворяет заданию, а замена его соответствующим большим невозможна.

При параллельной работе двух и более насосов или вентиляторов (рис.8), имеющих одинаковые характеристики, их производительности

складываются, т.е. параллельное соединение увеличивает в 2 раза производительность, а давление – несколько больше давления каждого вентилятора.

Параллельная работа насосов (вентиляторов)



Рис. 8

С целью увеличения давления в сети, сохранив производительность, устанавливают последовательно два или более вентилятора или насоса (рис.9). При последовательной работе двух вентиляторов (насосов) давление, создаваемое каждым, равно половине суммарного, т.е. $(\Delta P_1 + \Delta P_2)/2$. Производительность каждого вентилятора должна соответствовать суммарной производительности.

Последовательная работа насосов (вентиляторов)

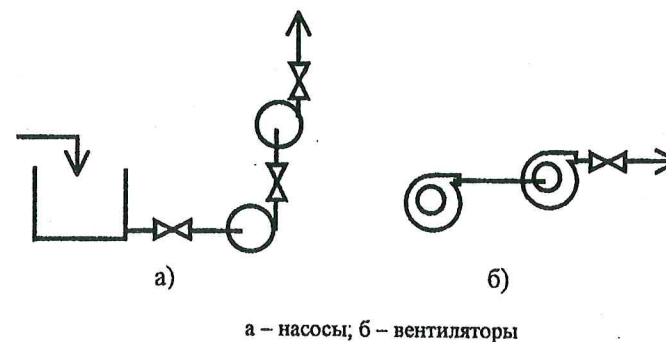


Рис. 9

Насосы

Центробежные насосы. В химических производствах наиболее распространены центробежные насосы. Технические характеристики *центробежных консольных насосов* общего назначения для воды типа К и КМ приведены в табл.16.

Таблица 16

Технические характеристики центробежных насосов

Марка	V, м³/ч	H, м	n, с⁻¹	Электродвигатель	
				тип	N, кВт
Консольные насосы общего назначения для воды					
К 8/18	8	18	48,3	4А80А2	1,5
КМ 20/18а	17	15	48,3	4АХ80А2	1,5
К 20/18	20	18	48,3	4А80В2	2,2
К 20/30	20	30	48,3	4А100S2	4,0
К 45/30	45	30	48,3	4А112М2	7,5
КМ 80-50-200	50	50	48,3	4А160S2	15,0
К 90/20	90	20	48,3	4А112М2	7,5
К 90/35	90	35	48,3	4А160S2	15,0
КМ 90/55а	90	43	48,3	4А160М2	18,5
КМ 100-65-200	100	50	48,3	4А180М2	30,0
К 160/30	160	30	60	4А160М4	15,0
КМ 150-125-315	200	32	60	4А180М4	30,0
К 290/18	290	18	60	4А180S4	22,0
К 290/30	290	30	60	4А200М4	37,0

Насосы типа Х (табл.17) коррозионно-стойкие, перекачивают агрессивные жидкости, не имеющие включений, кроме дымящихся и испаряющихся. Каждый насос может быть изготовлен с тремя различными диаметрами рабочего колеса, что соответствует трем значениям напора в области оптимального η .

Технические характеристики *центробежных питательных многоступенчатых насосов типа ПЭ* для перекачки воды, имеющей температуру не более 165⁰С и не содержащей твердых частиц, приведены в [2, с.39, табл.2].

Центробежные насосы для взвешенных веществ типа НФ (фекальные насосы) предназначены для подачи фекальных и других волокнистых и загрязненных жидкостей при температуре до 100⁰С. Технические характеристики этих насосов приведены в табл.18.

Поршневые насосы применяются при перекачивании высоковязких жидкостей, а также огне- и взрывоопасных жидкостей (паровые насосы) [3, рис.III-10, с.144].

Вакуум-насосы предназначены откачивать воздух или газ из емкостей с давлением ниже атмосферного и, сжимая его, выталкивать в атмо-

сферу. В химической промышленности широко применяются водокольцевые вакуум-насосы (КВН, РМК, ВВН) для создания разрежения в пределах 40-80% [3]. Технические характеристики вакуум-насосов приведены в табл.19.

Роторные насосы - насосы объемного типа: подача осуществляется вследствие вытеснения жидкости рабочими органами насоса, аналогично поршневому насосу. Роторные насосы применяют для перекачки чистых масел, нефтепродуктов и других масел с температурой не выше 80⁰С. К роторным насосам относятся шестеренчатые и винтовые насосы.

Винтовые насосы - это агрегаты, состоящие из насоса и электродвигателя, смонтированных на общей плите. Технические характеристики роторных насосов приведены в табл.20.

Обозначения винтовых насосов, например ЭМН-10/1: Э - электро, М- масляный, Н- насос, 10/1; 3/1; 5/1; 11/1 - электродвигатели переменного тока. Электродвигатель: МАФ-82-71/4 - вертикально-фланцевый морского исполнения переменного тока.

Таблица 17

Технические характеристики центробежных насосов

Марка	V, м ³ /с	H, м	n, с ⁻¹	η_n	Электродвигатель		
					тип	N _н , кВт	$\eta_{дв}$
X2/25	4,2·10 ⁻⁴	25	50	-	АОЛ-12-2	1,1	-
X8/18	2,4·10 ⁻³	11,3	48,3	0,40	АО2-31-2	3	-
		14,8			-	-	-
		18			BAO-31-2	3	0,82
X8/30	2,4·10 ⁻³	17,7	48,3	0,50	АО2-32-2	4	-
		24			-	-	-
		30			BAO-32-2	4	0,83
X20/18	5,5·10 ⁻³	10,5	48,3	0,60	АО2-31-2	3	-
		13,8			-	-	-
		18			BAO-31-2	3	0,82
X20/31	5,5·10 ⁻³	18	48,3	0,55	АО2-41-2	5,5	0,87
		25			-	-	-
		31			BAO-41-2	5,5	0,84
X20/53	5,5·10 ⁻³	34,4	48,3	0,50	АО2-52-2	13	0,89
		44			-	-	-
		53			BAO-52-2	13	0,87
X45/21	1,25·10 ⁻²	13,5	48,3	0,60	АО2-51-2	10	0,88
		17,3			-	-	-
		21			BAO-51-2	10	0,87
X45/31	1,25·10 ⁻²	19,8	48,3	0,60	АО2-52-2	13	0,89
		25			-	-	-
		31			BAO-52-2	13	0,87

Окончание табл. 17

Марка	V, м ³ /с	H, м	n, с ⁻¹	η _н	Электродвигатель		
					тип	N _н , кВт	η _{дв}
X45/54	1,25·10 ⁻²	32,6	48,3	0,60	AO2-62-2	17	0,88
		42			AO2-71-2	22	0,88
		54			AO2-72-2	30	0,89
X90/19	2,5·10 ⁻²	13	48,3	0,70	AO2-51-2	10	0,88
		16			AO2-52-2	13	0,89
		19			AO2-62-2	17	0,88
X90/33	2,5·10 ⁻²	25	48,3	0,70	AO2-62-2	17	0,88
		29,2			AO2-71-2	22	0,90
		33			AO2-72-2	30	0,90
X90/49	2,5·10 ⁻²	31,4	48,3	0,70	AO2-71-2	22	0,88
		40			AO2-72-2	30	0,89
		49			AO2-81-2	40	-
X90/85	2,5·10 ⁻²	56	48,3	0,65	AO2-81-2	40	-
		70			AO2-82-2	55	-
		85			AO2-91-2	75	0,89
X160/29/2	4,5·10 ⁻²	20	48,3	0,65	BAO-72-2	30	0,89
		24			AO2-72-2	30	0,89
		29			AO2-81-2	40	-
X160/49/2	4,5·10 ⁻²	33	48,3	0,75	AO2-81-2	40	-
		40,6			AO2-82-2	55	-
		49			AO2-91-2	75	0,89
X160/29 X280/29	4,5·10 ⁻² 8·10 ⁻²	29	24,15	0,60	AO2-81-4	40	-
		21	24,15	0,78	AO2-81-4	40	-
		25			AO2-82-4	55	-
		29			AO2-91-4	75	0,92
X280/42	8·10 ⁻²	29,6	24,15	0,70	AO2-91-4	75	0,92
		35			-	-	-
		42			AO2-92-4	100	0,93
X280/72	8·10 ⁻²	51	24,15	0,70	AO-101-4	125	0,91
		62			AO-102-4	160	0,92
		72			AO-103-4	200	0,93
X500/25	1,5·10 ⁻¹	19	16	0,80	AO2-91-6	55	0,92
		22			-	-	-
		25			AO2-92-6	75	-
X500/37	1,5·10 ⁻¹	25	16	0,70	AO-102-6	125	0,92
		31,2			-	-	-
		37			AO-103-6	160	0,93

Таблица 18

Технические характеристики фекальных насосов

Марка	V, м ³ /ч	H, м	n, с ⁻¹	N, кВт	η _н , %
2½ НФ	43	37	49	10	50
	43	42		14	50
	43	50		20	47
	72	33		14	59
	72	39		20	60
	72	47		20	59
	108	26		20	56
	108	34		20	64
	108	42		20	61
	36	9,8		2,8	43
	72	6,5		4,5	39
			24,17		
4НФ	108	26	24,17	20	51
	180	23		20	56
	72	11	16,25	7	49
6НФ		10		7	56
	252	24		40	59
	360	23	16,25	55	63
8НФ	504	20		55	59
	432	120	35	100	59
	576	160	34	100	62
	864	240	29	130	60

Таблица 19

Технические характеристики вакуум - насосов типа ВВН

Марка	Остаточное давление, кПа	Производительность, V·10 ² , м ³ /с	Мощность на валу, кВт
ВВН-0,75	14,6	1,2	1,3
ВВН-1,5	14,6	2,5	2,1
ВВН-3	10	5,0	6,5
ВВН-6	5	10	12,5
ВВН-12	3	20	20
ВВН-25	2	41,6	48
ВВН-50	2	83,3	94

Таблица 20

Технические характеристики роторных насосов

Марка	V, м ³ /ч	Давле- ние нагне- тания Р, кПа	Высота всасы- вания Н _{вс.} , м	n, с ⁻¹	η, %	Электродвигатель	
						тип	N, кВт
Шестеренчатые насосы							
РЗ-3 ^а	1,1	1450	5	0,4	45	ЭнпН-8 _{м/1}	2,8
РЗ-4,5 ^а	3,3	330	3	0,4	38	ЭнпН-8 _{м/1}	1,7
РЗ-7,5	5,0	330	3	0,4	42	ЭнпН-8 _{м/1}	2,8
РЗ-30 ^и	18	360	6,5	0,3	55	ЭнпН-8 _{м/1}	4,5
РЗ-60	38	280	7	0,27	38	ЭнпН-8 _{м/1}	9,5
Винтовые насосы							
ЭМН-10/1	12	1000	5	0,8	55	МР-42-2-ВЗ	6
ЭМН-11/1	45	800	5	0,4	55	МАФ-82-71/1	20
ЭМН-3/1	50	400	6	0,4	55	МАФ-82-62/4	13
ЭМН-5/1	90	400	6	0,4	55	МАФ-82-71/4	20

ВЫБОР ВЕНТИЛЯТОРОВ И ДЫМОСОСОВ

Вентиляторами называют компрессорные машины, применяемые для перемещения больших количеств различных газов при избыточном давлении не более 15 кПа. По конструкции вентиляторы делятся на осевые и центробежные.

Компрессоры – машины, предназначенные для перемещения и сжатия газов до избыточного давления более 0,2 МПа. По принципу действия компрессоры делятся на поршневые, центробежные и ротационные. В зависимости от давления нагнетания компрессоры подразделяются на три группы: низкого давления (0,2-1,0 МПа); среднего давления (1-10 МПа); высокого давления (10-300 МПа). По развиваемой производительности различают малые компрессоры (до 0,015 м³/с) и средние компрессоры (выше 1,5 м³/с).

К основным параметрам работы вентилятора относятся: производительность V, м³/с; создаваемое давление ΔP, Па, или напор H, м ст. ж.; затрачиваемая мощность N, кВт, и коэффициент полезного действия η, %.

При выборе вентиляторов следует исходить из заданных величин: производительности, давления (гидравлического сопротивления сети), содержания в воздухе пыли, температуры газа и т.п. Вентилятор подбирают по техническим характеристикам: по заданным значениям производительности и давления (напора) в области максимального значения КПД (не ниже 0,6 - 0,7).

Осевые вентиляторы

Осевые вентиляторы целесообразно применять для подачи больших объемов воздуха (10 - 50 тыс. м³/ч), при небольших давлениях (60 - 500 Па) и содержании пыли (10 - 100 мг/м³).

Осевые вентиляторы серии 06-300 предназначены для перемещения воздуха или взрывоопасных газозоодушных смесей с температурой до 40°С, не вызывающих коррозию и не содержащих пыли и липких веществ. Технические данные этих вентиляторов приведены на рис.10.

Осевые вентиляторы серии СВМ выпускаются во взрывобезопасном исполнении и применяются для проветривания больших промышленных зданий. Для увеличения напора вентиляторы могут быть включены последовательно по два и более. Технические характеристики этих вентиляторов приведены в табл.21.

Таблица 21

Основные параметры вентиляторов серии СВМ-М

Параметры	Типоразмеры		
	СВМ-4	СВМ-5М	СВМ-6М
Число ступеней	1	1	1
n, с ⁻¹	48	49,16	49,16
V, м ³ /с	1,08-2,15	1,85-3,82	3,17-7
ΔP, Па	400-850	700-1680	1200-2450
N, кВт	2,2	6,5	14

Осевые вентиляторы серии МЦ предназначены для приточно-вытяжной вентиляции. Технические характеристики этих вентиляторов приведены в табл.22.

Крупные осевые шахтные вентиляторы ЦАГИ серии ВОК и ВОКД (соответственно одноступенчатые и двухступенчатые) подают до 1350 тыс. м³/ч воздуха. У этих вентиляторов благодаря снижению скорости вращения рабочего колеса, значительно снижается уровень шума при работе. Технические характеристики осевых вентиляторов ВОК и ВОКД даны в табл.23.

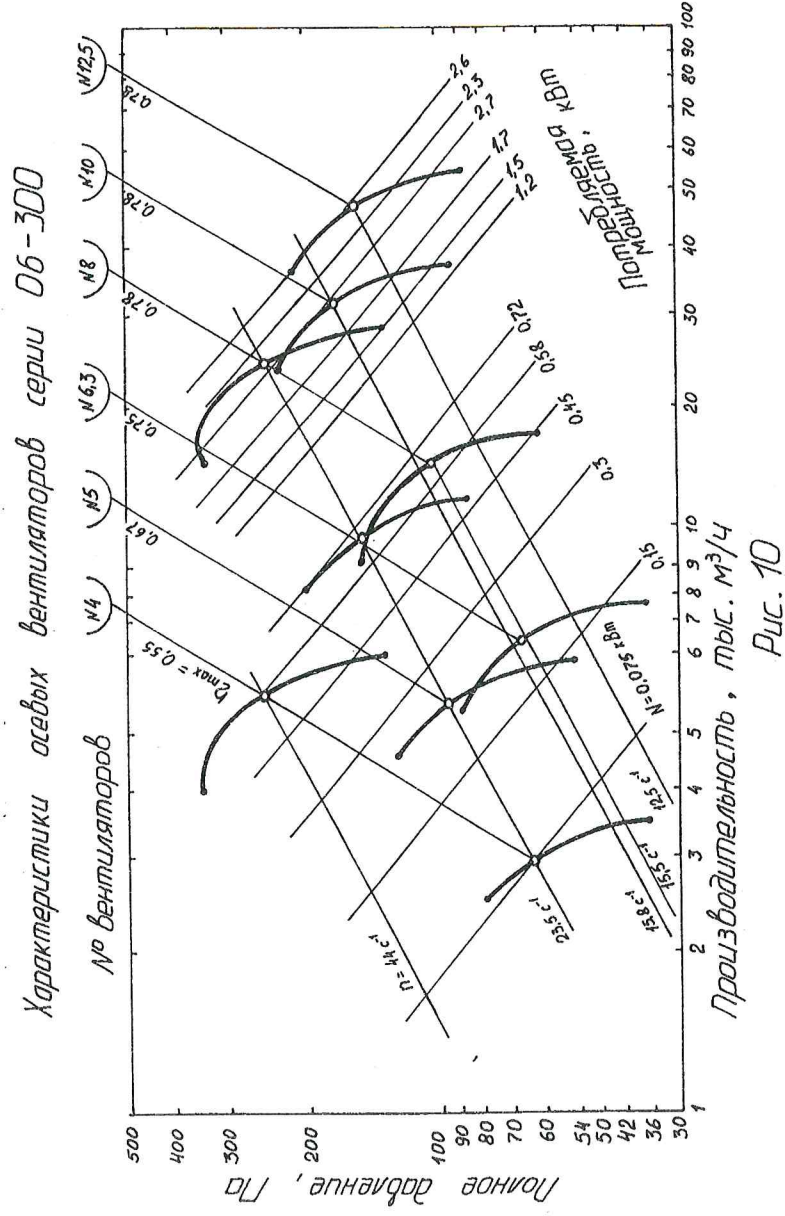


Таблица 22

Технические характеристики осевых вентиляторов серии МЦ при $\eta = 0.68$

Параметры	Номера вентиляторов											
	4		5		6		7		8		10	
П, м³/ч	25	50	16,6	25	16,6	25	16,6	25	16,6	25	16,6	16,6
V, м³/ч	1,8-3,8	4-7,5	2,5-5	3,5-8	4-9	6-14	7-12	9-21	9-21	14-30	18-40	30-65
ΔP, Па	100-47	360-170	67-27	160-50	100-30	230-60	140-50	307-113	168-62	380-200	262-97	320-200
N, кВт	0,096	1,0	0,088	0,32	0,23	0,79	0,48	1,6	0,95	3,3	2,9	7,7

Таблица 23

Технические характеристики шахтных осевых вентиляторов ЦАГИ серии ВОК и ВОКД ряда МГИ

Параметры	Типоразмеры									
	ВОК-1,0	ВОКД-1,0	ВОК-1,5	ВОКД-1,5	ВОКД-1,8	ВОКД-2,4	ВОКД-3,0	ВОКД-3,6		
Число ступеней	1	2	1	2	2	2	2	2		
П, с⁻¹	24,3	24,3	16,3	16,3	12,5	16,6	10	12,5	8,3	10
V, м³/с	5-20	5-23	11-47	13-53	16-70	23-94	32-134	40-166	43-222	52-265
N, кВт	10-37	15-70	20-85	40-170	35-190	100-450	82-400	180-780	116-820	200-1420
η	0,6-0,72	0,6-0,74	0,6-0,72	0,6-0,77	0,6-0,77	0,6-0,74	0,6-0,74	0,6-0,74	0,6-0,74	0,6-0,74

Центробежные вентиляторы

Центробежные вентиляторы по развиваемому давлению подразделяются на три группы: низкого давления - до 1000 Па, среднего - от 1000 до 3000 Па и высокого - от 3000 до 15000 Па. По направлению вращения колеса вентиляторы делятся на: *вентиляторы правого и левого вращения*. Центробежные вентиляторы поставляются комплектно с приводом. Технические характеристики центробежных вентиляторов (табл. 24-30) приведены в режиме максимального КПД ($\eta=0,55$). На рис.11 показан центробежный вентилятор, а его размеры приведены в табл. 25.

Центробежные вентиляторы типа Ц6-30 предназначены для транспортировки газов, содержащих неабразивные примеси и липкие вещества с концентрацией до 0,5 кг/кг. Технические характеристики вентиляторов типа Ц6-30 приведены в табл.24.

Таблица 24

Технические характеристики вентиляторов Ц6-30

№ вентилятора	V, м³/ч	Полное давление при различной температуре, Па			η	N, кВт при $n=50 \text{ с}^{-1}$
		20°C	150°C	250°C		
5,6	4300	5500	3800	3100	0,6	10
6,3	6200	6800	4800	3900	0,6	30
8	12700	11200	7800	6300	0,6	55

Центробежные вентиляторы высокого давления серии ВВД предназначены для перемещения воздуха и газов при температуре до 100°C, не содержащих липких и длинноволокнистых веществ. Содержание пыли в газах не должно превышать 150 мг/м³. Основные характеристики вентиляторов ВВД приведены на рис.12-14.

Мельничные вентиляторы ВМ предназначены для работы при температуре газа до 200°C и запыленности газов до 80 г/м³. Технические характеристики вентиляторов ВМ приведены в табл. 26.

Вентиляторы центробежные пылевые ЦП7-40 предназначены для перемещения воздуха с различными механическими примесями. Их применяют для систем пылеочистки и пневмотранспорта при гидравлическом сопротивлении сети не более 4000 Па и температуре газов до 200°C. Технические характеристики вентиляторов типа ЦП7-40 приведены в табл.27.

Таблица 25

Размеры центробежных вентиляторов

N вентилятора	Размеры, мм											
	H	b	b₁	b₂	b₃	b₄	b₅	c	c₁	c₂	c₃	c₄
2	250	190	166	215	165	100	320	132	140	135	20	290
3	370	278	227	316	240	205	360	197	195	150	27	320
4	450	366	292	416	316	262	450	262	230	220	27	410
5	600	454	355	516	392	327	510	327	260	380	30	470
6	720	541	420	616	466	420	594	392	300	400	100	540
												560
												1252

Продолжение табл. 25

N вентилятора	Размеры, мм											
	фланец выходного патрубка						фланец входного патрубка					
	A	A₁	C₅	d	n	n₁	D	D₁	b₆	d₁	n₂	d₂
	уголок	основание станины										
2	140	190	85	6	2	8	160	180	17,5	6	6	13
3	210	260	80	7	3	12	240	270	25	7	8	14,5
4	280	330	75	7	4	16	320	350	25	7	12	14,5
5	350	400	95	7	4	16	400	430	25	7	12	19
6	420	470	112,5	7	4	16	480	510	30	7	16	24

Таблица 26

Технические характеристики вентиляторов ВМ при $\eta=0,82$

Показатели	Типоразмер вентилятора					
	BM15	BM16	BM17	BM18	BM19A	BM20A
V, тыс. м³/ч	38	48	58	70	108	150
ΔP , Па, при 70°C	7300	8100	9200	10200	11600	12900
N, кВт (при $t=70^\circ\text{C}$ и $n=25 \text{ с}^{-1}$)	95	130	175	240	370	500
Максимально допустимая температура газа, °C	200	200	200	200	200	200

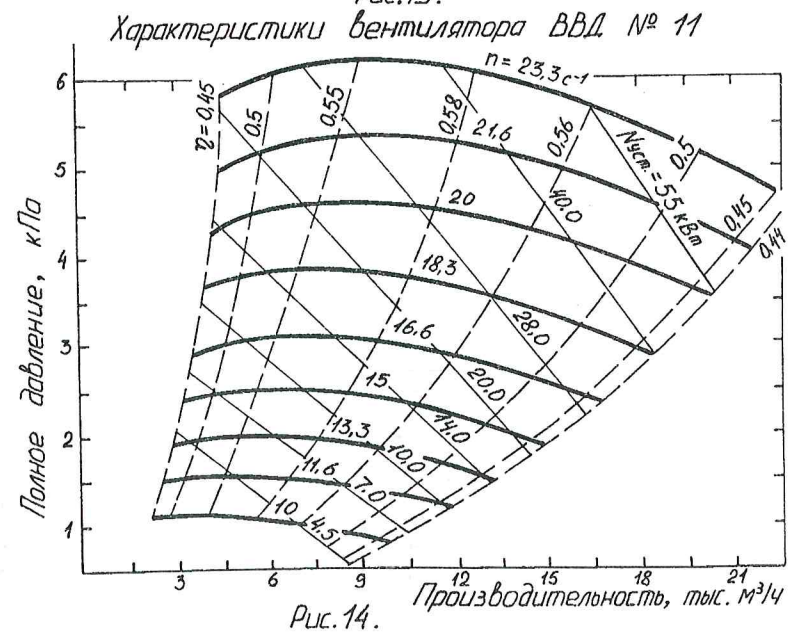
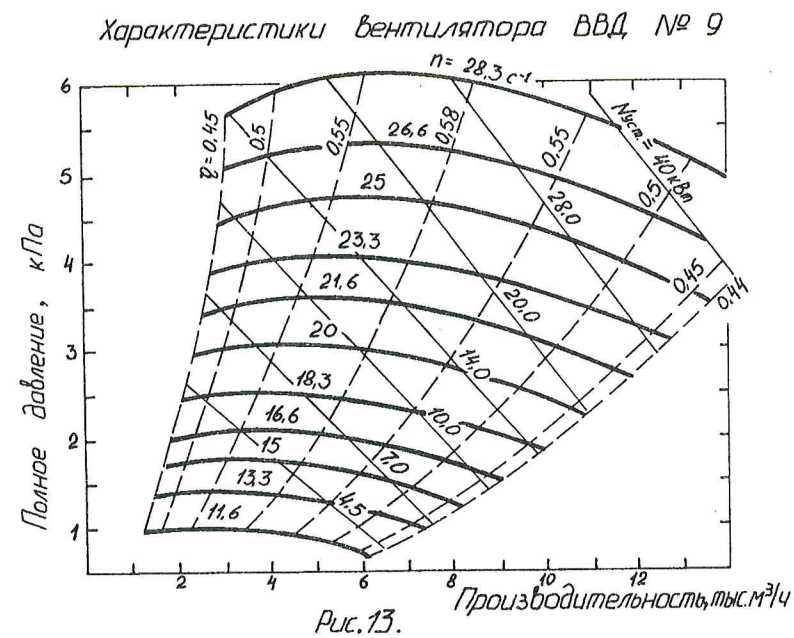
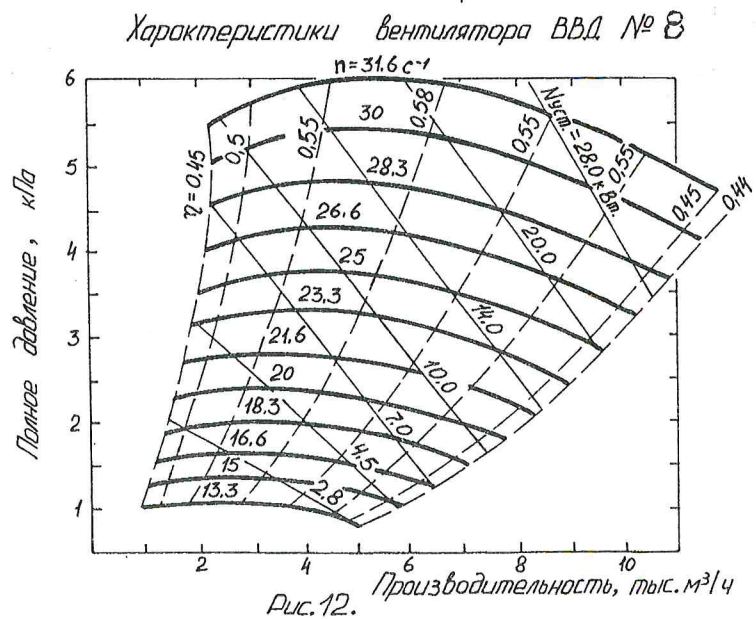
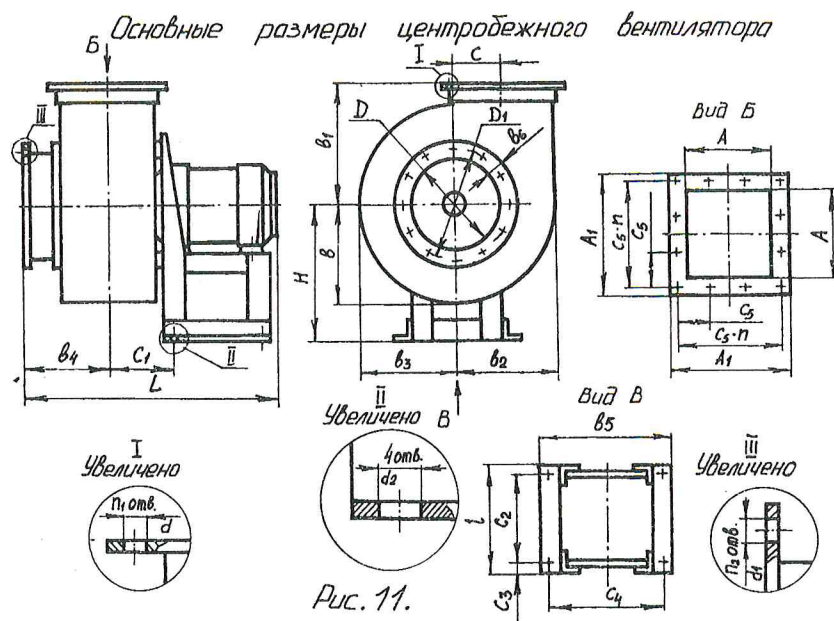


Таблица 27

Технические характеристики пылевых центробежных вентиляторов
типа ЦП7 – 40

№ вентилятора	V, тыс. м ³ /ч	ΔP, кПа	n, с ⁻¹	η	Электродвигатель	
					тип	N, кВт
№ 5	9	3	43,3	0,5 - 0,565	A02 71-2	22
	3,2	3,8	43,3		A02 52-2	13
	8,5	2,5	40		A02 62-2	17
	3,1	3,25	40		A02 51-2	10
	7,8	2,15	36,6		A02 52-2	13
	2,9	2,7	36,6		A02 42-2	7,5
	7,2	1,75	33,3		A02 51-2	10
	2,6	2,25	33,3		A02 41-2	5,5
	6,4	1,45	30		A02 42-2	7,5
	2,3	1,8	30		A02 41-2	5,5
№ 6	14,7	3,15	35,3	0,5 - 0,565	A02 81-4	40
	7	3,85	35,3		A02 71-4	22
	14	2,8	33,3		A02 72-4	30
	6,7	3,4	33,3		A02 62-4	17
	12,5	2,25	30		A02 71-4	22
	6,1	2,8	30		A02 61-4	13
	11,2	1,75	26,6		A02 62-4	17
	5,4	2,2	26,6		A02 52-4	10
	9,8	1,35	23,3		A02 52-4	10
	4,8	1,7	23,3		A02 51-4	7,5
	8,3	1	20		A02 51-4	7,5
	4	1,25	20		A02 42-4	5,5
№ 8	23,5	3,3	28,3	0,5 - 0,565	A02 82-4	55
	9	4	28,3		A02 81-4	40
	23	2,9	26,6		A02 81-4	40
	8,5	3,7	26,6		A02 72-4	30
	22	2,6	25		A02 51-4	40
	7,7	3,25	25		A02 72-4	30
	20	2,25	23,3		A02 72-4	30
	7,4	2,85	23,3		A02 71-4	22
	18,5	2	21,6		A02 72-4	30
	7	2,45	21,6		A02 62-4	17
	17,5	1,65	20		A02 71-4	22
	6,5	2,1	20		A02 62-4	17
	16	1,4	18,3		A02 62-4	17
	6	1,75	18,3		A02 61-4	13
	14	1,15	16,6		A02 61-4	13

Вентиляторы центробежные искрозащищенного исполнения Ц4-70 и Ц4-76 изготавливают из алюминиевых сплавов, применяют для перемещения газопаровоздушной смеси, не вызывающей коррозии, не содержащей взрывчатых веществ и взрывоопасной пыли, с температурой не более 50°С. Сводный график для подбора вентиляторов Ц4-70 и Ц4-76 приведен на рис.15. В обозначении над линией буква А указывает вентилятор Ц4-70, буква Б – Ц4-76; цифры – номер вентилятора, диаметр колеса в процентах от номинального; после дефиса – тип исполнения. Например, А2,5 100-2 – центробежный вентилятор Ц4-70 N2,5; диаметр рабочего колеса 100% от номинального; исполнение 2.

Дутьевые вентиляторы. Технические характеристики дутьевых вентиляторов ВДН приведены в табл.28. Эти вентиляторы в основном предназначены для подачи воздуха в топку, а также в системы пылеулавливания.

Таблица 28

Технические характеристики дутьевых вентиляторов ВДН

Тип машины	n, с ⁻¹	Параметры на режиме максимального КПД при t=30° С		
		V, тыс. м ³ /ч	ΔP, Па	N, кВт
ВДН-8	12,5	4,8	600	1,0
	16,6	6,3	1060	2,4
	25	9,0	2500	7,7
ВДН-9	12,5	7,0	760	1,8
	16,6	9,5	1320	4,3
	25	14,0	3000	13,5
ВДН-10	12,5	9,5	940	3,2
	16,6	13,0	1640	7,2
	25	18,0	3800	22,3
ВДН-11,2	12,5	14,0	1180	5,5
	16,6	18,0	2070	12,8
	25	25,0	4800	41
ВДН-12,5	12,5	18,5	1480	9,5
	16,6	25,0	2580	22
	25	35,0	6000	72
ВДН-15	16,6	54	3200	60
ВДН-17	16,6	60	4800	90

Вентиляторы горячего дутья ВГДН отличаются от вентиляторов ВДН тем, что конструктивные особенности позволяют применять их при температуре газов до 400°С. Технические характеристики вентиляторов ВГДН даны в табл. 29.

Дымососы типа ДН допускают длительную работу при температуре до 250°С. Технические характеристики дымососов даны в табл. 30.

Таблица 29

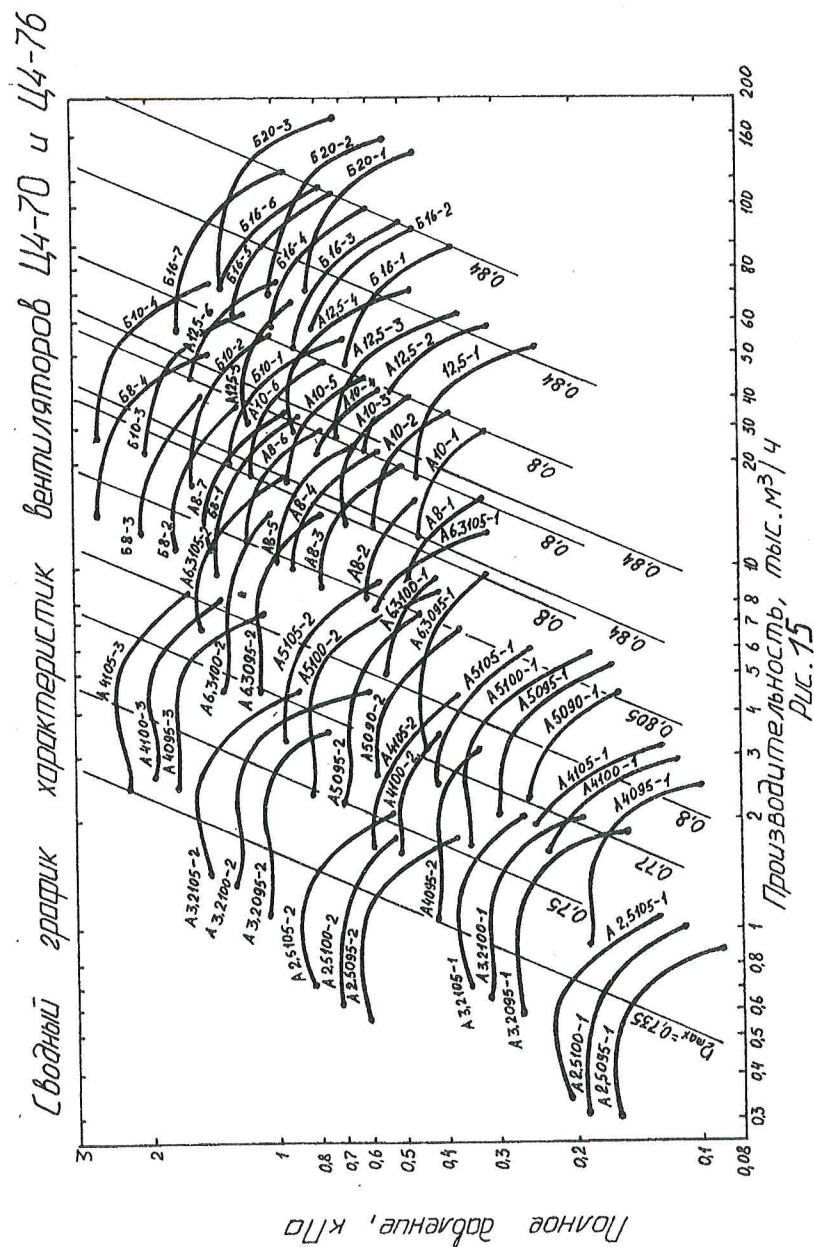
Технические характеристики дутьевых вентиляторов ВДН и ВГД

Тип машины	п, с ⁻¹	V, тыс. м ³ /ч	ΔP, Па	η	N, кВт
ВДН-18-П	12,5/16,6	130/170	2300/3900	0,83	95/200
ВДН-18-Пу	12,5/16,6	85/115	2100/3650	0,82	65/140
ВДН-20-П	12,5/16,6	175/225	2800/4700	0,83	160/360
ВДН-20-Пу	12,5/16,6	125/165	2600/4500	0,82	110/255
ВДН-22-П	9,8/12,6	190/210	2100/3300	0,85	115/230
ВДН-24-П	9,8/12,6	210/275	2250/3550	0,85	180/355
ВДН-26-П	9,8/12,6	280/350	2950/4650	0,85	260/530
ВДН-28-Пу	9,8/12,6	240/300	3600/5500	0,85	350/700

Таблица 30

Технические характеристики дымососов и вентиляторов горячего дутья

Типоразмер машины	п, с ⁻¹	Параметры на режиме максималь- ного КПД ($\eta = 0,55$)			
		V, ³ /ч тыс.м	ΔP , Па	N, кВт	t ⁰ C
Дымососы					
ДН-9	12,5	6,8	500	1,2	200
	16,6	9,5	850	2,7	
	25	14,0	1900	9,1	
ДН-10	12,5	9,3	620	2,0	200
	16,6	13,0	1050	4,8	
	25	18,0	2400	15,0	
ДН-11,2	12,5	13,5	770	3,5	200
	16,6	17,6	1320	8,2	
	25	25	2900	25,0	
ДН-12,5	12,5	18,5	960	6	200
	16,6	24,2	1540	14	
	25	35,0	3800	45,0	
ДН-15	16,6	50	2300	40	200
ДН-17	16,6	76	3000	73	200
ДН-17	12,5	57	1700	31	200
ДН-19	16,6	105	4800	172	100
	12,5	79	2700	72	
	10	63	1730	38	
ДН-21	16,6	144	5800	276	100
	12,5	110	3300	124	
	10	90	2120	65	
ДН-22, ДН-22ГМ	12,5	144	3400	172	100
ДН-24, ДН-24ГМ	12,5	185	4000	262	100
ДН-26, ДН-26ГМ	12,5	237	4700	395	100
	10	190	3000	210	



Окончание табл. 30

Типоразмер машины	n, с ⁻¹	Параметры на режиме максималь- ного КПД ($\eta = 0,55$)			
		V, м ³ /ч тыс.м ³ /ч	ΔP , Па	N, кВт	t ⁰ C
ДН-22×2-0,62	12,5	285	3400	349	100
ДН-22×2-0,62ГМ	10	230	2190	183	
ДН-24×2-0,62	12,5	370	4000	525	100
ДН-24×2-0,62ГМ					
ДН-26×2-0,62	12,5	475	4700	790	100
ДН-26×2-0,62ГМ					
Вентиляторы горячего дутья					
ВГДН-11,2	25	30	1930	20	200
ВГДН-12,5	25	42	2400	34,2	
ВГДН-15	25	68	3800	85	
ВГДН-17	16,6	68	2100	50	
ВГДН-19	16,6	106	2720	98	
ВГДН-21	16,6	144	3320	162	
Дымососы для агрессивных газов					
ДН-11,2НЖ	25	30	1930	30	200
ДН-12,5НЖ	25	42	2400	34,2	
ДН-15НЖ	25	68	3800	85	
ДН-17НЖ	16,6	68	2100	50	
ДН-19НЖ	16,6	106	2720	98	

Газодувки. Турбогазодувки [3, рис. IV-12, IV-13, с.176] по принципу действия не отличаются от центробежных насосов, но вследствие сжатия газа в ряде последовательно соединенных лопастных колес (ступеней) достигают значительно более высоких давлений.

Технические характеристики газодувок даны в табл.31.

Таблица 31

Технические характеристики газодувок

Марка	V, м ³ /с	ΔP, Па	n, с ⁻¹	Электродвигатель		
				тип	N, кВт	η _{дв}
ТВ-25-1,1	0,833	10 000	48,3	АО2-71-2	22	0,88
ТВ-100-1,12	1,67	12 000	48,3	АО2-81-2	40	-
ТВ-150-1,12	2,50	12 000	48,3	АО2-82-2	55	-
ТВ-200-1,12	3,33	12 000	48,3	АО2-91-2	75	0,89
ТВ-250-1,12	4,16	12 000	49,3	АО2-92-2	100	0,91
ТВ-350-1,06	5,86	6 000	48,3	АО2-82-2	55	-
ТВ-450-1,08	7,50	8 000	49,5	А2-92-2	125	0,94
ТВ-500-1,08	8,33	8 000	50,0	ВАО-315S-2	132	-
ТВ-600-1,1	10,0	10 000	49,4	А3-315М-2	200	-
РГН-1200А	0,167	30 000	16,7	АО2-62-6	13	-
2А-34	0,630	80 000	25,0	4А250-S443	75	-
ТВ-42-1,4	1,0	40 000	48,3	АО2-82-2	55	-

Окончание табл. 31

Марка	V, м ³ /с	ΔP, Па	n, с ⁻¹	Электродвигатель		
				тип	N, кВт	η _{дв}
ТВ-50-1,6	1,0	60 000	49,3	АО2-92-2	100	-
ТВ-80-1,2	1,67	20 000	48,3	АО2-82-2	55	-
ТГ-170-1,1	2,86	28 000	49,3	АО2-92-2	100	-
ТГ-300-1,18	5,0	18 000	50,0	ВАО-315М-2	160	-

РАСЧЕТ И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Требования к выбору электродвигателей

Выбор исполнений и типов электродвигателей зависит от технологических данных, требования привода и характеристик окружающих их сред. Наибольшее применение имеют асинхронные электродвигатели единой серии АО 2. На базе этих электродвигателей изготавливаются электродвигатели единой серии ВАО во взрывозащитном исполнении. По взрывозащите они могут быть в исполнении В1Г, В2Г, В3Г, В1А, В2Б, где В - взрывонепроницаемое; а А, Б, Г, Д - группа взрывоопасной смеси (табл.32).

Таблица 32

Группа	Температура самовоспламенения смеси, °С
А	Более 450
Б	300-450
Г	175-300
Д	120-175

Уровень электрозащиты электродвигателей:

2 – повышенной надежности против взрыва;

1 – взрывобезопасное;

0 – особо взрывобезопасное.

Другие обозначения электродвигателей: S – специальный вид взрывозащиты; О - масляное заполнение оболочки; МНГ: М - маслonaполнение исполнение; Н - пыленепроницаемое присоединительное устройство; НОГ: Н - исполнение повышенной надежности против взрыва; О - указывает на отсутствие других взрывозащитных элементов.

Расчет мощности, потребляемой электродвигателем насоса

Полезная мощность насоса, кВт: $N_n = V \Sigma \Delta P / 1000 = V N_p g / 1000$. (25)

Мощность электродвигателя, кВт: $N_d = N_n / \eta_n \eta_{пер}$, (26)

где η_n - КПД насоса, $\eta_n = 0,6$ - для центробежных насосов.

$\eta_{пер}$ - КПД передачи, $\eta_{пер} = 1$ - для центробежных и осевых насосов, т.к. вал электродвигателя непосредственно соединен с валом насоса.

Двигатель к насосу устанавливается большей мощности с запасом на возможные перегрузки: $N_{уст} = \beta N_d$. (27)

Коэффициент запаса β берется в зависимости от величины N_d :

N_d , кВт	<1	1 - 5	5 - 50	> 50
...	2 - 1,5	1,5 - 1,2	1,2 - 1,15	1,1

По установочной мощности $N_{уст}$ и требованиям к выбору электродвигателям по табл.16, 17 подбираем электродвигатель к насосу.

Расчет мощности, потребляемой электродвигателем вентилятора

Мощность электродвигателя, кВт: $N_0 = V_t \Delta P_{пр} / 1000 \eta$,

где $\eta = \eta_a \eta_{пв} \eta_{пр}$ - КПД вентилятора и привода;

$\eta_{пв}$ - КПД, учитывающий потери на трение в подшипниках; $\eta_{пв} = 0,96 - 0,97$;

$\eta_{пр}$ - КПД, учитывающий потери в клиноременной передаче; $\eta_{пр} = 0,9 - 0,95$;

η_a - КПД вентилятора принимается по характеристике вентилятора.

Установочная мощность электродвигателя: $N_{уст} = \beta N_0$.

В табл.33 приведена величина коэффициента запаса мощности β в зависимости от расчетной мощности.

Таблица 33

Тип вентилятора	Коэффициент запаса мощности β				
	Расчетная мощность, N_0 , кВт				
	Менее 0,5	0,5 - 1	1 - 2	2 - 5	Более 5
Центробежный	1,5	1,3	1,2	1,15	1,1
Осевой	1,2	1,15	1,1	1,05	1,05

По $N_{уст}$ и требованиям, изложенным выше, по табл. 27, 31 выбирают электродвигатель и записывают его характеристику.

Список литературы

1. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, 1987. 576 с.
2. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию / Под ред. Ю.И. Дытнерского. М.: Химия, 1991. 496 с.
3. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. М.: Химия, 1973. 745 с.
4. Иоффе И.Л. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии. Л.: Химия, 1991. 352 с.
5. Орлов В.П., Кожевников Н.П. Расчет вентиляции сушильной части бумаго- и картоноделательных машин. Свердловск, 1999. 44 с.
6. Ведерникова М.И. Расчет циклов НИИГаз. Свердловск, 1980. 37 с.
7. Орлов В.П., Кожевников Н.П. Расчет сушилок для сушки измельченной древесины. Свердловск, 1985. 92 с.
8. Справочник химика / Под ред. Никольского Б.Н. Т.5. М.: Химия, 1966. 974 с.

Содержание

Трубопроводы и арматура.....	3
Газоходы, запорные и регулирующие заслонки.....	3
Расчет оптимального диаметра трубопровода.....	7
Компенсация тепловых удлинений.....	11
Расчет гидравлического сопротивления аппаратов.....	18
Выбор насоса.....	20
Выбор вентиляторов и дымососов.....	26
Расчет и выбор электродвигателей.....	38
Список литературы.....	40