

§ 33. Источники шума и определение уровня звукового давления

Характер шума зависит от вида источника. В вентиляционных и гидравлических системах основным источником шума является нагнетатель.

При работе вентилятора различают: 1) механический шум, возникающий в результате вращения отдельных деталей и узлов с неуравновешенными массами; 2) аэродинамический шум, возникающий при больших скоростях движения газообразных сред.

Для вентилятора как источника шума характерно существование трех независимых путей распространения шума: по воздуховодам при всасывании и нагнетании и через стенки корпуса в окружающее пространство.

Уровень звуковой мощности, излучаемой вентилятором в воздуховод при всасывании или нагнетании, может быть выражен через полное давление p и расход L соотношением

$$L_p = \tau + 20 \lg p + 10 \lg L + \delta,$$

где δ — поправка на режим работы вентилятора, дБ, в зависимости от максимального КПД вентилятора η_{\max} :

$$\begin{array}{lll} \text{КПД} \dots\dots\dots \eta_{\max} & (0,91-1) \eta_{\max} & (0,8-0,9) \eta_{\max} > 0,8 \eta_{\max} \\ \delta \dots\dots\dots & 0 & 2 & 4 & 5 \end{array}$$

τ — критерий шумности, дБ, зависящий от типа и конструкции вентилятора (табл. 9.3).

Центробежный насос является генератором гидродинамического и воздушного шума. Источниками гидродинамического шума собственно насоса без привода являются прежде всего процессы, связанные с обтеканием его элементов: образование вихрей на лопатках и дисках, на стенках корпуса и в выходном патрубке, приводящее к возникновению вихревого шума; образование пограничного слоя на стенках проточной части насоса, приводящее к появлению шума, аналогичного вихревому; неоднородность потока вследствие конечности числа лопаток и асимметрии корпуса. Весьма значительным источником шума являются кавитационные процессы. Наличие вращающихся деталей приводит к шуму из-за дисбаланса.

Источниками воздушного шума, создаваемого собственно насосом, являются преимущественно вибрации корпуса и отчасти — вибрации труб и фундамента. Колебания труб и фундамента возбуждают колебания

Таблица 9.3. Критерии шумности ϵ для вентиляторов

Вентилятор			Критерий шумности ϵ , дБ		
тип	номер	диаметр рабочего колеса, % номинального	для стороны нагнетания	для стороны всасывания	вокруг вентилятора
Радиальные					
Ц4-70	2, 5; 3, 2;	95—100	53	50	51, 5
	4; 5; 6, 3; 8; 10;	105	56	52	54
	12, 5				
Ц4-76	8; 10; 12; 16; 20	100	50	47	48, 5
Ц14-46	2, 5; 3, 2; 4; 5;	100	54	51	52, 5
	6, 3; 8				
ВВД	8; 9; 11	100	60	52	56
Ц10-28	2, 5; 3, 2; 4; 5	100	58	53	55, 5
ЦП7-40	5; 6; 8	100	58	53	55, 5
Осевые					
06-300	5; 6, 3; 8; 10;	100	52	52	52
	12, 5				

строительных конструкций, интенсивно излучающих воздушный шум.

Зависимость уровней, дБ, основных составляющих шума насоса от угловой скорости рабочего колеса имеет вид

$$L_p = 10\alpha \lg \omega_0 + Q/nd,$$

где α — коэффициент, характеризующий зависимость общей звуковой мощности, излучаемой насосом в сторону входа или выхода, от числа Маха — $M = u_2/c$, здесь u_2 — окружная скорость, c — скорость звука (табл. 9.4)

Для зданий и помещений, обслуживаемых вентиляционными системами, после выбора типа вентилятора

Таблица 9.4. Значение коэффициента α

Причина колебаний	α
Механическая неуравновешенность ротора	3—4
Работа подшипников:	
качения	2—3
скольжения	2
Неоднородность потока	4—6
Кавитация	5—8
Вихревые процессы в жидкости	6

и места его установки, определения схемы вентиляционной системы, ее расположения, оптимальной скорости движения воздуха в воздуховодах и размеров их поперечных сечений производится акустический расчет вентиляционной системы, включающий определение уровней звукового давления в расчетных точках, требуемое снижение уровней звукового давления и выбор средств снижения его до допустимых значений.

Расчетные точки располагаются на месте установки вентилятора; в помещениях или зонах, граничащих с местом установки вентилятора; в помещениях, обслуживаемых системой, на рабочих местах, ближайших к источникам шума, или в зоне постоянного пребывания людей (на высоте 1,2—1,5 м от уровня пола); в помещениях, где воздуховоды проходят транзитом; на прилегающих территориях.

Октавные уровни звукового давления, дБ, в расчетных точках помещения, в котором имеется один источник шума, следует определять по формуле

$$L = L_p + 10 \lg \left(\frac{\Phi}{4\pi r^2} + \frac{4v}{B} \right),$$

где r — расстояние от источника шума до расчетной точки, м; Φ — фактор направленности излучения шума источником — воздухораспределителем или вытяжным устройством. Если источник расположен в пространстве (например, на колонне в большом помещении),

Таблица 9.5. Зависимость частотного множителя от объема помещения

Объем помещения W , м ³	Частотный множитель μ для среднегеометрических частот октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
До 200	0,8	0,75	0,7	0,8	1	1,4	1,8	2,5
200—1000	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
Более 1000	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3,0	6,0

то $\Phi=1$, в средней части поверхности стены — $\Phi=2$, в двугранном углу — $\Phi=4$, в трехгранном углу — $\Phi=8$; v — коэффициент, учитывающий форму помещения, определяемый в зависимости от параметров $(a+b)/2c$ и r/c_1 по графику на рис. 9.1; $(a, b, c$ — размеры, м, помещения; c — наибольший; c_1 — расстояние от источника шума до наиболее удаленного ограждения); B — постоянная помещения, м², которую следует определить по формуле $B = B_{1000}\mu$, где B_{1000} — постоянная помещения, м², на среднегеометрической частоте 1000 Гц, определяемая в зависимости от объема w , м³, и типа помещения; μ — частотный множитель, также определяемый по табл. 9.5

Значения постоянной помещения B_{1000} приведены в табл. 9.6.

Таблица 9.6. Зависимость постоянной помещения B_{1000} от типа помещения

Помещение	Постоянная помещения B_{1000} , м ²
С небольшим количеством людей (металлообрабатывающие цехи, вентиляционные камеры, генераторные и машинные залы, испытательные стенды и т. п.)	W/20
С жесткой мебелью и большим количеством людей или с небольшим количеством людей и мягкой мебелью (лаборатории, ткацкие и деревообрабатывающие цехи, кабинеты и т. п.)	W/10
С большим количеством людей и мягкой мебелью (рабочие помещения зданий управлений, залы конструкторских бюро, аудитории учебных заведений, залы ресторанов, торговые залы магазинов, залы ожидания аэропортов и вокзалов, номера гостиниц, классные помещения в школах, читальные залы библиотек, жилые помещения и т. п.)	W/6
Со звукопоглощающей облицовкой потолка и части стен	W/1,5

Уровни звукового давления в расчетной точке от нескольких одновременно действующих источников определяются энергетическим суммированием по формуле

$$L_c = 10 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{0,1L_i} \right),$$

где n — число складываемых величин.

Требуемое снижение октавных уровней звукового давления определяется отдельно для каждого источника шума, если в расчетную точку поступает шум от нескольких источников. Для единичного источника должно выполняться условие

$$\Delta L_T = L - L_d;$$

для n источников

$$\Delta L_{Ti} = L_i - L_d + 10 \lg n,$$

где L и L_i — октавные уровни звукового давления, дБ, создаваемые соответственно одним или отдельно взятым из нескольких источников в расчетной точке; L_d — допустимый октавный уровень звукового давления, дБ (см. табл. 9.2).

§ 34. Средства снижения шума

Одним из наиболее эффективных способов борьбы с шумом и вибрацией, возникающими при работе центробежных насосов и обусловленных неоднородностью потока при обтекании конструктивных элементов, является их эксплуатация на режимах, близких к режиму максимального КПД. Минимальные значения уровней лопастного шума соответствуют подаче насоса $Q = (0,8 - 1,0) Q_{\text{опт}}$. Отклонение эксплуатационной подачи насоса в ту или иную сторону от указанной области подач приводит к увеличению лопастного шума (и вибрации) на 10—15 дБ.

Для снижения шума, распространяющегося от вентилятора в окружающее пространство, используется звукоизолирующий корпус. Для вентилятора, расположенного в камере, с целью снижения шума применяют звукопоглощающую облицовку строительных ограждений. Для защиты от шума помещений, расположенных под камерой, пол камеры выполняют на упругом основании.

Выбор типа и конструкции глушителя для снижения шума, распространяющегося по воздуховодам, определяется частотным составом шума и требуемым снижением его уровня, размерами присоединительного воздуховода, допустимой скоростью воздушного потока и располагаемым местом для установки глушителя. При этом сам глушитель должен иметь незначительное сопротивление проходу воздуха. Применяются глушители следующих типов: камерные со звукопоглощающим материалом (ЗПМ) по внутренним поверхностям (несоосные и соосные); камерные соосные без ЗПМ; активного типа (трубчатые и пластинчатые); экранные. Простейший вид глушителя — канал, облицованный звукопоглощающим материалом.

В общем случае трубчатые глушители следует применять при размерах воздуховодов до 500×500 мм ($d = 500$ мм); при больших размерах целесообразнее применять пластинчатые или камерные глушители.

Пластинчатые глушители следует выполнять из звукопоглощающих пластин, устанавливаемых параллельно направлению потока на некотором расстоянии одна от другой в общем кожухе. Эффективность пластинчатых глушителей не зависит от числа и высоты пластин

$$(a + \theta) / 2c = 1$$

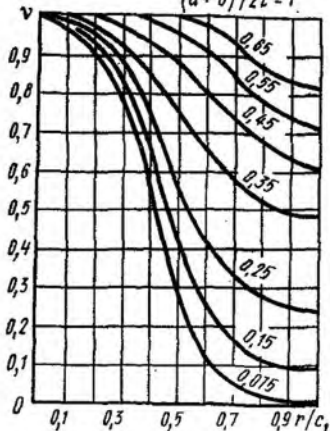


Рис. 9.1. Определение коэффициента v , учитывающего форму помещения

и от схемы компоновки. Длина глушителя не должна превышать 2 м. При расчетной длине более 3 м его следует делить на две части, при этом длина воздуховода между ними не должна быть менее 800 мм.

При выборе камерных глушителей, зная $\Delta L_{\text{тр}}$, необходимый объем камеры можно определить, воспользовавшись графиком, предложенным В. Д. Жариновым (рис. 9.1). Устанавливают камерные глушители так, чтобы длина воздуховода, соединяющего вентилятор с глушителем, была не менее $4,02 S/W$, где S — площадь поперечного сечения воздуховода, м^2 ; W — объем глушителя, м^3 .

Необходимую площадь свободного сечения глушителя определяют по формуле

$$F_{\text{св}} = L/v_{\text{д}}$$

где L — объемный расход воздуха через глушитель, $\text{м}^3/\text{с}$; $v_{\text{д}}$ — допустимая скорость воздуха в глушителе, $\text{м}/\text{с}$, зависящая от потерь давления, конструкции защитного покрытия звукопоглотителя, уровня звуковой мощности собственного шумообразования в глушителе:

допустимый уровень звука, дБ	30	40	50	55	80
$v_{\text{д}}$, $\text{м}/\text{с}$	4	6	8	10	15

Для обеспечения необходимой акустической эффективности устанавливают один или несколько глушителей

(эффективность глушителей активного типа не зависит от места установки).

Аэродинамическое сопротивление глушителя рассчитывается по формуле

$$p = \left(\sum \zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \frac{\rho v^2}{2}.$$

Значения коэффициентов местного сопротивления и трения следует принимать в соответствии с «Рекомендациями по расчету и проектированию шумоглушения вентиляционных установок» (М.: Стройиздат, 1982).

ПРИЛОЖЕНИЕ.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

ОБЩАЯ ЧАСТЬ

Каждый студент, изучая курс «Насосы и вентиляторы», должен выполнить несколько лабораторных работ в соответствии с настоящими методическими указаниями.

Выполняя работу «Испытание радиального вентилятора и построение его характеристики», студент знакомится с конструкцией камеры всасывания, методикой проведения аэродинамических испытаний вентилятора и измерения затраченной мощности, способами пересчета характеристик.

В работе «Совместная работа вентиляторов» рассматривается параллельное и последовательное включение двух вентиляторов, анализируется рабочий режим установки при отключении одного из вентиляторов.

Целью лабораторной работы «Испытание эжектора» является получение полной характеристики воздушного эжектора, выражающей зависимость полного давления, создаваемого на выходе, статического и полного КПД, коэффициента смещения от объема подсосываемого воздуха.

При выполнении лабораторной работы «Работа вентилятора в сети» студенты знакомятся с методикой проведения аэродинамических испытаний вентиляционных систем и определяют основные параметры работы вентилятора в сети.

Целью работы «Регулирование радиального вентилятора» является освоение студентами наиболее распространенных способов регулирования и оценка экономической эффективности каждого из этих способов.

В работе «Испытание центробежного насоса» студент знакомится с конструкцией насосной установки и методикой измерения напора, подачи насоса и мощности, а также построением его характеристики (включая кавитационную).

Для проведения работ необходимы следующие контрольно-измерительные приборы: микроанометр (2 шт.), U -образный манометр (1 шт.), тахометр (2 шт.), разновесы до 500 г (два комплекта), рулетка (1 шт.), трехфазный киловаттметр (1 шт.), трансформатор тока (2 шт.), пневмометрическая трубка (1 шт.).

РАБОТА № 1. ИСПЫТАНИЕ РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА И ПОСТРОЕНИЕ ЕГО ХАРАКТЕРИСТИКИ

Получаемая в лабораторных условиях полная аэродинамическая характеристика вентилятора представляет собой совокупность кривых (полного давления p , статического давления $p_{ст}$, динамического давления p_d , расходуемой вентилятором мощности N , коэффициентов полезного действия — полного η и статического $\eta_{ст}$) как функцию от подачи L при определенных диаметре колеса, частоте вращения и плотности перемещаемой среды.

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

В соответствии с рекомендациями ГОСТ 10921—74 с изм., лабораторные испытания вентиляторов проводятся с использованием камеры всасывания (рис. 1).

Установка состоит из следующих элементов: входного коллектора цилиндрической камеры всасывания; дросселирующего устройства в виде кольцевой диафрагмы для регулирования суммарных потерь в установке и режима работы вентилятора; диффузора; сеток для выравнивания потока в камере; испытываемого вентилятора, снабженного для измерения подачи входным коллектором ЦАГИ и соединенного с балансирным станком, состоящим из электродвигателя постоянного тока, вал которого вращается в подшипниках, а статор не прикреплен, как обычно, к основанию, а может колебаться вокруг вала электродвигателя, при этом колебаниям его препятствует балансир, представляющий собой рычаг с чашкой весов и грузом G . Для регулирования частоты вращения электродвигателя предназначен реостат.

Экспериментальным путем необходимо определить подачу вентилятора L , статическое давление $p_{ст}$, создаваемое вентилятором, и затраченную мощность N . Кроме того, необходимо вычислить полное давление вентилятора p , динамическое давление p_d и коэффициент полезного действия η .

Для более точного построения характеристик необходимо иметь не менее пяти экспериментальных точек на каждой кривой, т. е. во время испытания следует не менее пяти раз менять режим работы вентилятора. При переходе с одного режима на другой неизменность частоты вращения колеса контролируется с помощью тахометра.

Первый опыт выполняется при полном открытии диафрагмы,

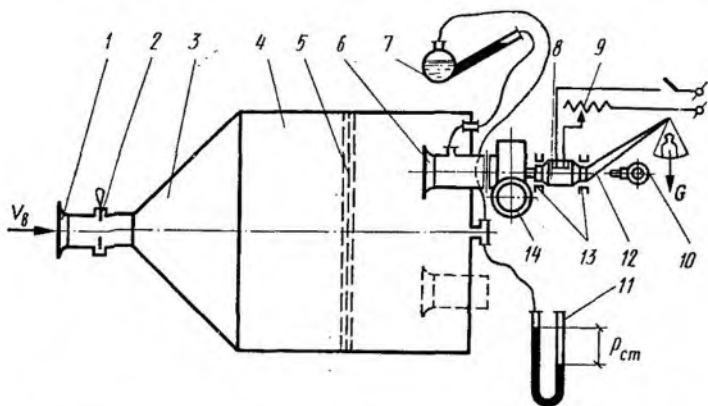


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

1 — входной коллектор камеры всасывания; 2 — кольцевая диафрагма; 3 — диффузор; 4 — цилиндрическая камера всасывания; 5 — выравнивающие сетки; 6 — входной коллектор вентилятора; 7 — микроманометр; 8 — электродвигатель постоянного тока; 9 — реостат; 10 — тахометр; 11 — U-образный манометр; 12 — рычаг; 13 — подшипники; 14 — вентилятор

т. е. при максимальном расходе воздуха. Остальные опыты ведутся при диафрагмированном сечении входного коллектора. Частота вращения вентилятора устанавливается в режиме максимальной подачи и в дальнейшем поддерживается на этом уровне с помощью реостата.

Подача вентилятора L ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется по формуле

$$L = \alpha F_k v, \quad (1)$$

где α — коэффициент коллектора, равный $0,985 \pm 0,005$; F_k — площадь поперечного сечения коллектора в месте измерения разрежения в нем, м^2 .

Площадь F_k вычисляется по формуле

$$F_k = \pi D_k^2 / 4,$$

где D_k — диаметр коллектора в месте измерения разрежения в нем, м; v — средняя скорость воздуха в рассматриваемом сечении коллектора, м/с.

Средняя скорость v находится из выражения

$$v = \sqrt{2p_k / \rho_v},$$

где p_k — разрежение в коллекторе, Па, определяемое с помощью микроманометра.

Разрежение в коллекторе p_k определяется по формуле

$$p_k = \rho g \Delta h_k \sin \alpha 10^{-3},$$

где ρ — плотность жидкости, залитой в микроманометр, $\text{кг}/\text{м}^3$ (плотность спирта $800\text{--}820 \text{ кг}/\text{м}^3$); g — ускорение свободного падения, $\text{м}/\text{с}^2$; Δh_k — разность отсчетов по шкале микроманометра, мм; α — угол наклона трубки микроманометра к горизонту, град.

Полное давление, создаваемое вентилятором, складывается из полных давлений во всасывающем и нагнетательном отверстиях:

$$p_v = |p_n| + |p_{вс}| = (p_{ст} + p_d)_n + (p_{ст} - p_d)_{вс}.$$

Рассмотрим, как распределяется давление в камере всасывания при работе вентилятора (рис. 2). Так как диаметр входного коллектора в 10 раз меньше диаметра цилиндрической камеры (соответственно 80 и 800 мм), то, следовательно, динамическое давление потока в камере будет примерно в 10 000 раз меньше, чем в коллекторе, т. е. практически равно нулю. Тогда $p_{н.камеры} \approx p_{ст.вс}$.

Пренебрегая потерями давления $\Delta p_{вх}$ во входном коллекторе вентилятора, можем записать

$$p_v = p_{п.вых} + p_{ст.вс},$$

но

$$p_{п.вых} = p_{ст.вых} + p_{д.вых}.$$

Так как избыточное статическое давление на выходе равно нулю ($p_{ст} = p_{ат}$), то

$$p_v = p_{ст.вс} + p_{д.вых}.$$

Статическое давление на всасывании $p_{ст.вс}$ может достигать больших значений, поэтому для его измерения используют U-образный манометр (см. рис. 1).

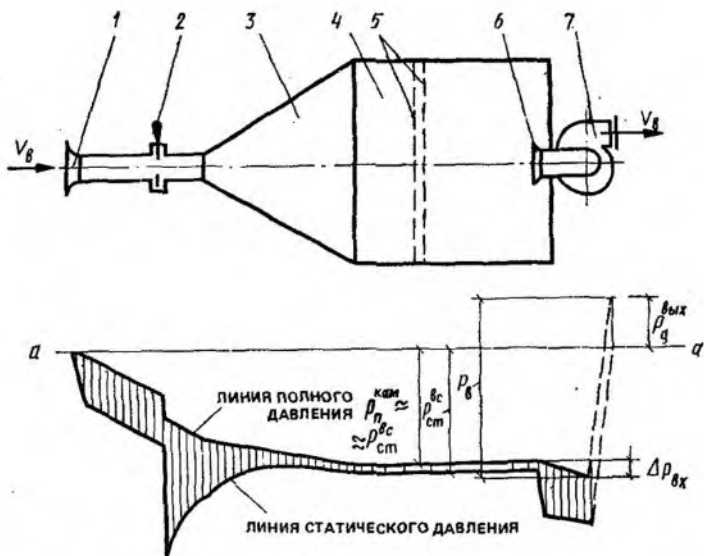


Рис. 2. Примерная эпюра распределения давлений в камере всасывания

1-6 — см. условные обозначения к рис. 1; 7 — вентилятор

Динамическое давление на выходе $p_{д.вых}$, Па, определяется расчетным путем:

$$p_{д.вых} = (L/F_{вых})^2 \rho_v / 2,$$

где $F_{вых}$ — площадь выходного отверстия вентилятора, м².

Затраченная мощность определяется с помощью балансирующего станка, в конструкции которого учтено следующее: при работе электродвигателя в его статоре возникает момент, равный крутящему моменту ротора, но с обратным знаком. Так как статор двигателя свободно качается, а ротор двигателя вращается в подшипниках, помещенных в неподвижных опорах вне статора, то в такой системе по силе G и плечу l можно определить момент, Н·м:

$$M = 9,81 Gl.$$

Зная частоту вращения ротора n , а следовательно, и угловую скорость, с⁻¹, равную:

$$\omega = \pi n / 30,$$

можно найти затраченную мощность, кВт:

$$N = M\omega = \frac{9,81 \pi Gl n}{30} 10^{-3}.$$

КПД определяется по формуле

$$\eta = N_{полезн} / N. \quad (2)$$

Результаты опытов и расчетов вносятся в таблицу.

2. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

После обработки экспериментальных данных и пересчета характеристик p , L и N на требуемую частоту вращения необходимо вычертить полные характеристики обоих вентиляторов. На характеристиках следует обозначить области эффективной работы вентиляторов.

РАБОТА № 2. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ

При проектировании вентиляционной системы, имеющей два или несколько вентиляторов, включенных в одну сеть, одной из задач является определение равновесного состояния системы, а следовательно, и режима работы каждого из вентиляторов. Поскольку характеристика давления вентилятора сложна и обычно задана графически в виде кривой $p(L)$, то наиболее простым способом анализа оказывается графический, для которого используют характеристики полного давления вентиляторов.

А. ПАРАЛЛЕЛЬНОЕ ВКЛЮЧЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Схема установки приведена на рис. 3. Установка, как и в предыдущей работе, представляет собой камеру всасывания, но с подключением не одного, а двух вентиляторов по полупараллельной схеме.

Экспериментальным путем необходимо определить подачу, статическое давление и затраченную мощность каждого вентилятора. Кроме того, необходимо вычислить динамическое и полное давление каждого вентилятора, суммарную подачу и суммарные затраты мощности, статические КПД каждого вентилятора и установки в целом.

Первый опыт выполняется при полном открытии диафрагмы, т. е. при максимальном расходе воздуха. Остальные опыты ведутся

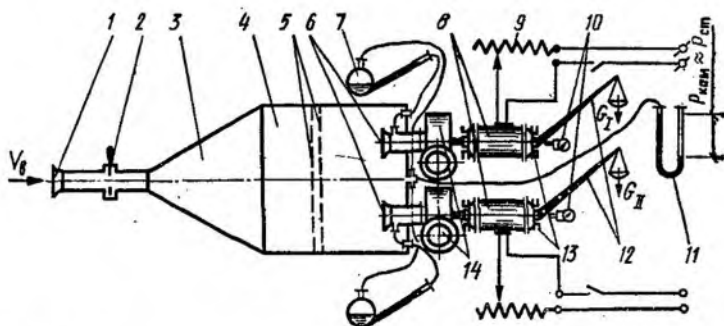


Рис. 3. Схема экспериментальной установки

1—14 — см. условные обозначения к рис. 1

при постепенном днафрагмировании сечения входного коллектора. Частоты вращения вентиляторов устанавливаются в режиме максимальных подач и в дальнейшем поддерживаются на этих уровнях с помощью реостатов.

Суммарная подача, м³/с, определяется как сумма подзч двух вентиляторов:

$$L_{I+II} = L_I + L_{II}.$$

Статические давления, создаваемые каждым вентилятором на входе, равны и измеряются с помощью U-образного манометра

$$p_{ст} \approx p_{кам}.$$

Динамическое давление на выходе для каждого вентилятора определяется расчетом по формуле

$$p_{д.вых} = (L/F_{вых})^2 \rho_B / 2.$$

Пренебрегая ввиду незначительной протяженности потерям давления во входных коллекторах, можем определять полные давления:

$$p_I = p_{ст} + p_{д.I\text{ вых}};$$

$$p_{II} = p_{ст} + p_{д.II\text{ вых}}.$$

Затраченную мощность, кВт, для каждого вентилятора определяют по формулам:

$$N_I = \frac{9,81 \pi G_I l_I n_I}{30} 10^{-8};$$

$$N_{II} = \frac{9,81 \pi G_{II} l_{II} n_{II}}{30} 10^{-8}.$$

Для упрощения экспериментальных расчетов целесообразно проводить испытания при одинаковой частоте вращения вентиляторов, т. е. $n_I = n_{II} = n$.

Суммарные затраты мощности определяются по формуле

$$N_{(I+II)} = N_I + N_{II}.$$

Статические КПД каждого вентилятора и установки в целом определяются по формуле (2).

Результаты экспериментов и расчетов вносятся в таблицу.

2. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1. После обработки опытных данных вычерчиваются характеристики статического КПД, полного и статического давлений для каждого вентилятора, суммарные характеристики.

2. Для каждого вентилятора вычерчивается характеристика затраченной мощности.

3. Полученная суммарная характеристика полного давления сопоставляется с суммарной характеристикой полного давления, построенной на основании экспериментальных данных лабораторной работы № 1 «Испытание радиального вентилятора».

В. ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЕ ВКЛЮЧЕНИЕ ВЕНТИЛЯТОРОВ

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Схема установки приведена на рис. 4. Установка также представляет собой камеру всасывания, но с подключением не одного, а двух последовательно соединенных вентиляторов.

Экспериментальным путем необходимо вычислять суммарное динамическое и полное давление, затраты мощности и коэффициент полезного действия установки.

Полученную суммарную характеристику давления подлежит сопоставить с суммарной характеристикой, построенной по результатам лабораторной работы № 1 «Испытание радиального вентилятора». Далее, в одном из режимов совместной работы следует отключить один вентилятор и проанализировать работу включенного.

Первый опыт выполняется при полном открытии диафрагмы, т. е. при максимальном расходе воздуха. Остальные опыты ведутся при постепенном диафрагмировании сечения входного коллектора. Частоты вращения вентиляторов устанавливаются в режиме максимальной подачи и в дальнейшем поддерживаются на этом уровне с помощью реостатов.

Совместная работа вентиляторов. Суммарная подача, м³/с, равна подаче одного вентилятора:

$$L_I = L_{II} = L_{(I+II)} = \alpha F_R v.$$

Давление, создаваемое вентиляторами на всасывании, складывается из разрежения в камере и потерь давления в соединительном участке:

$$p_{вс} = |p_{кам}| + \Delta p_{с.у}$$

(при этом потерям во всасывающем коллекторе пренебрегаем).

Разрежение в камере измеряется с помощью U-образного манометра.

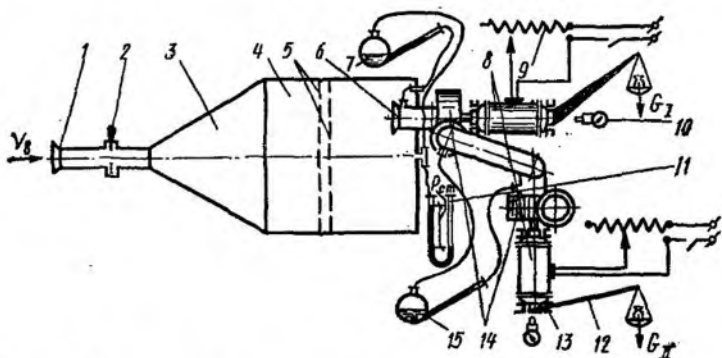


Рис. 4. Схема экспериментальной установки

1—14 — см, условные обозначения к рис. 1; 15 — микроманометр для измерения $\Delta h_{с.у}$

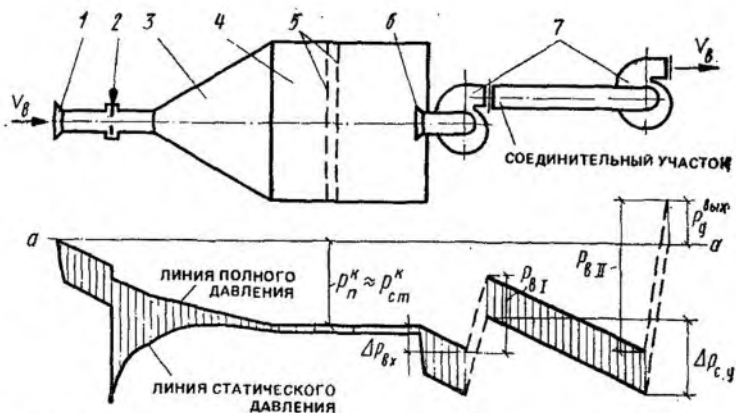


Рис. 5. Примерная эюра распределения давлений в установке
1—6 — см. условные обозначения к рис. 1; 7 — вентилятор

Потери давления в соединительном участке определяются по формуле

$$\Delta p_{с.у} = g \Delta h_{с.у} \rho \sin \alpha 10^{-3},$$

где $\Delta h_{с.у}$ — разность отсчетов по шкале микроманометра, мм.

Давление нагнетателя на выходе из установки вычисляется расчетным путем по формуле

$$p_n = p_{д.в.м.х} = (L_{(I+II)} / F_{в.м.х})^2 \rho_v / 2.$$

Полное давление, создаваемое вентиляторам, равно:

$$p_{(I+II)} = p_I + p_{II} = p_{вс} + p_n.$$

Примерная эюра распределения давлений в установке показана на рис. 5.

Затраченную каждым вентилятором мощность, кВт, определяют по формулам:

$$N_I = \frac{9,81 \pi G_I l_I n_I}{30} 10^{-3};$$

$$N_{II} = \frac{9,81 \pi G_{II} l_{II} n_{II}}{30} 10^{-3}.$$

Для упрощения экспериментальных расчетов целесообразно проводить испытания при одинаковой частоте вращения вентиляторов, т. е. $n_I = n_{II} = n$.

Суммарные затраты мощности

$$N_{(I+II)} = N_I + N_{II}.$$

Полный КПД установки определяют по формуле

$$\eta = \frac{P_{в(I+II)} L_{(I+II)}}{N_{(I+II)}} 10^{-3}.$$

Полученные результаты вносят в таблицу.

Работа установки при отключении одного из вентиляторов.
При проведении такого анализа необходимо для произвольного режима работы установки построить характеристику сети, воспользовавшись равенством

$$\Delta p_c = p_v (I + II) = k L_{(I+II)}^2$$

Затем следует отключить один из вентиляторов (при этом частота вращения работающего вентилятора не должна измениться).

Для включенного вентилятора необходимо определить экспериментально и расчетным путем по приведенным выше формулам параметры работы: подачу L , динамическое давление на выходе $p_{д.вых}$, статическое давление $p_{ст}$, полное давление p_v , затраты мощности N и η .

2. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

1. После обработки опытных данных вычерчиваются суммарные характеристики полного, статического и динамического давлений и кривая изменения разрежения в камере.

2. Для каждого вентилятора вычерчивается характеристика затраченной мощности.

3. Полученная суммарная характеристика полного давления сопоставляется с суммарной характеристикой полного давления, построенной на основании экспериментальных данных лабораторной работы № 1 «Испытание радиального вентилятора».

4. Для произвольного режима работы вентилятора вычерчивается характеристика сети и сравнивается с характеристикой сети при отключении на этом режиме одного из вентиляторов.

РАБОТА № 3. ИСПЫТАНИЕ ЭЖЕКТОРА *

1. ОПИСАНИЕ ЛАБОРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ И ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ

Схема экспериментальной установки для испытания эжектора и графики распределения давлений представлены на рис. 6.

На всасывающем воздуховоде на расстоянии пяти калибров от коллектора и пяти калибров от шибера установлена пневмометрическая трубка для измерения динамического давления $p'_{дII}$ и определения количества подсосываемого воздуха L'_{II} . На уровне среза рабочего сопла имеется штуцер для определения статического давления в кольце вокруг сопла $p_{стII}$. В центр сопла точно на срезе подведена трубка для определения полного давления $p_{вII}$. На воздуховоде за вентилятором находится штуцер для определения статического давления в напорном воздуховоде $p_{стI}$.

В начале смешительного воздуховода на стенке поставлен штуцер для определения статического давления $p_{стIII}$, а в центре смешительного воздуховода на расстоянии пяти калибров от диффузора установлена пневмометрическая трубка для определения динамического давления $p_{дIII}$ и расхода воздуха L_{III}^{**} .

* Описание работы выполнено доцентом, канд. техн. наук М. М. Барановым.

** Индекс I относится к потоку в рабочем воздуховоде, II' — к потоку во всасывающем воздуховоде до сопла, II — к потоку во всасывающем воздуховоде на срезе в кольце вокруг сопла. III — к общему потоку в смешительном воздуховоде.

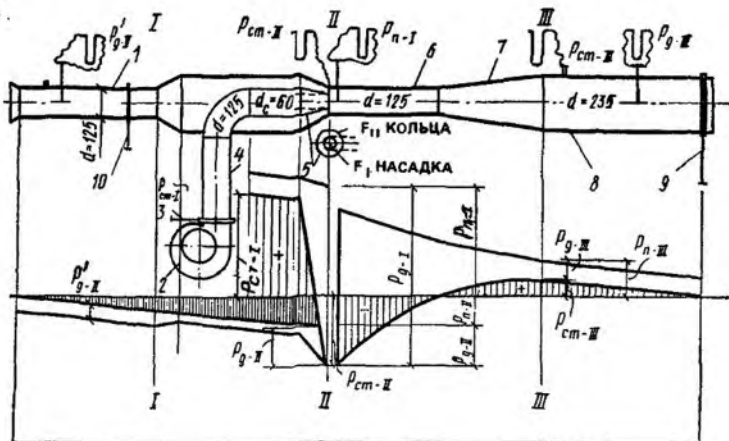


Рис. 6. Схема экспериментальной установки

1 — всасывающий воздуховод; 2 — радиальный вентилятор; 3 — шибер вентилятора; 4 — нагнетательный рабочий воздуховод; 5 — рабочее сопло; 6 — камера смещения (горловина); 7 — диффузор; 8 — смешительный воздуховод; 9 — шибер смешительного воздуховода; 10 — шибер всасывающего воздуховода

Динамическое давление на кромке сопла $p_{дI}$ определяется как сумма полного давления $p_{пI}$ и статического давления $p_{стII}$ в кольце на срезе сопла (истечение из сопла происходит в среду с отрицательным давлением $p_{стII}$).

Полное давление подсосываемого потока в кольце в сечении II на срезе насадки $p_{пII}$ определяется как разность $p_{стII}$ и $p_{дII}$.

Динамическое давление $p_{дII}$ определяют расчетным путем, так как измерить его не представляется возможным. Для этого предварительно находят расход подсосываемого воздуха L'_{II} до сопла. Зная $p_{дII}$, находят скорость воздуха v'_{II} , м/с, по формуле

$$v'_{II} = \sqrt{2p'_{дII} / \rho_{в.}}$$

Плотность воздуха можно определить по формуле

$$\rho_{в} = 353 / (t + 273),$$

где t — температура воздуха, °C.

Количество подсосываемого воздуха L'_{II} , м³/с, равно:

$$L'_{II} = v'_{II} F'_{II} k,$$

где v'_{II} — скорость во всасывающем воздуховоде, м/с; F'_{II} — площадь сечения всасывающего воздуховода, м²; k — коэффициент неравномерности поля скоростей.

Отсюда скорость в кольцевом сечении равна:

$$v_{II} = L'_{II} / F_{II-k},$$

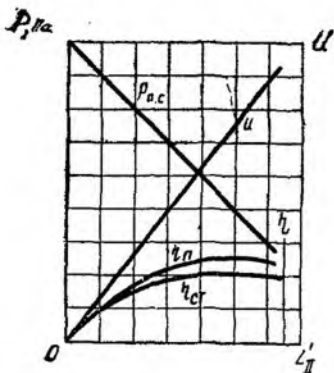


Рис. 7. Полная характеристика эжектора

$p_{в.с}$ — характеристика полного давления системы; u — коэффициент подмешивания; $\eta_{ст}$ — характеристика статического КПД; $\eta_{п}$ — характеристика полного КПД

где F_{II-k} — площадь кольцевого сечения, m^2 , равная:

$$F_{II-k} = F_{II} - F_I = \frac{\pi}{4} (d_k^2 - d_c^2),$$

здесь F_{II} и F_I — площадь сечения, m^2 , соответственно камеры смешения и сопла (насадки).

Динамическое давление в кольцевом сечении равно:

$$p_{дII} = \rho_v \frac{v_{II}^2}{2}.$$

Тогда полное давление на всасывании

$$p_{пII} = p_{стII} - p_{дII}$$

и полное давление системы

$$p_{в.с} = p_{пII} + p_{пIII},$$

где

$$p_{пIII} = p_{стIII} + p_{дIII}.$$

Полное давление в насадке $p_{пI}$ измеряют U -образным водяным манометром. Остальные давления измеряют с помощью микроманометра.

Расход рабочего воздуха равен:

$$L_I = v_I F_I,$$

где v_I — скорость воздуха при выходе из насадки, равная:

$$v_I = \sqrt{2 p_{дI} / \rho_v}.$$

Расход L_I можно определить и по разности количеств смешанного и всасываемого воздуха в сечении II':

$$L_I = L_{III} - L'_{II}.$$

Количество смешанного воздуха L_{III} :

$$L_{III} = v_{III} F_{III} k,$$

где v_{III} — скорость воздуха в смесительном воздуховоде, m/s ; F_{III} — площадь сечения смесительного воздуховода, m^2 .

Найдя расход воздуха по отдельным элементам системы эжектора и зная полные давления, определяем коэффициенты полезного действия:

статический КПД, характеризующий работу эжектора:

$$\eta_{ст} = L_{II}(\rho_{пII} + \rho_{пIII}) / L_I \rho_{пI};$$

полный КПД, характеризующий работу вентиляционной системы:

$$\eta_{п} = (L_{II} \rho_{пII} + L_{III} \rho_{пIII}) / L_I \rho_{пI}.$$

Коэффициент подмешивания u определяем как отношение количества подсасываемого воздуха L_{II} к количеству рабочего воздуха L_I

$$u = L_{II} / L_I.$$

При правильно рассчитанном и сконструированном эжекторе максимальный КПД будет при $u=1$.

Зависимости $\rho_{п.с}$, u , $\eta_{п}$ и $\eta_{ст}$ от расхода L'_{II} следует представить в виде графика (рис. 7).

РАБОТА № 4. РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРА В СЕТИ

1. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЙ В СЕТИ

Для того чтобы судить о распределении давления в вентиляционной сети, обычно строят эпюру давлений. Рассмотрим построение эпюры давлений в простом всасывающе-нагнетательном воздуховоде постоянного сечения, когда на входе и на выходе давления равно атмосферному (рис. 8). Давления, превышающие атмосферное, будем откладывать вверх от линии барометрического давления (линии $a-a$), а давления, меньшие атмосферного (разрежения), — вниз. Отрицательными могут быть полные и статические давления. Динамические давления всегда положительны. На всасывающей линии абсолютная величина $\Delta p_{ст} > \Delta p_{п}$, а в нагнетательной — $\Delta p_{п} > \Delta p_{ст}$.

При построении эпюры давлений относительно абсолютного вакуума (линия $O-O$) всегда

$$p_{п} = p_{ст} + p_{д}.$$

На входе в сеть (сечение $I-I$) полное давление складывается из динамического давления, которое положительно и равно $0,5\rho v^2$, и статического давления (отрицательного), необходимого для преодоления сопротивления входу. В данном случае полное давление оказывается равным нулю ($\Delta p_{стI} = \Delta p_{дI}$).

На выходе из сети (сечение $IV-IV$) полное давление используется для преодоления сопротивления выходу, статическое давление равно нулю и, следовательно, $\Delta p_{п} = \Delta p_{д}$.

На рис. 8 показано полное давление, развиваемое вентилятором $p_{в}$. Оно складывается из давления во всасывающей отверстии, равного потерям давления во всасывающей линии, и давления в нагнетательном отверстии, которое расходуется на преодоление сопротивлений в нагнетательной линии, т. е.

$$p_{в} = |\Delta p_{пII}| + |\Delta p_{пIII}|.$$



Рис. 8. Эпюра распределения давлений в воздуховоде
 0—0 — линия абсолютного вакуума; а—а — линия барометрического давления

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Экспериментальная установка включает в себя радиальный вентилятор, всасывающий и нагнетательный воздуховоды (рис. 9). На входе в сеть установлен входной коллектор. На нагнетательном участке имеются пластинчатый калорифер (постоянное местное сопротивление) и шиберная заслонка для изменения расхода воздуха.

В результате испытаний должны быть определены: 1) расход воздуха в вентиляционной сети; 2) основные параметры вентилятора, работающего в этой сети (полное давление, затрачиваемая мощность, коэффициент полезного действия, частота вращения рабочего колеса вентилятора); 3) эпюра давлений в сети, присоединенной к вентилятору; 4) характеристика сети.

Во время проведения эксперимента положение шиберной заслонки должно быть неизменным. Неизменной должна быть и частота вращения рабочего колеса вентилятора.

С помощью пневмометрической трубки и микроманометра определяется динамическое давление по оси воздушного потока в заданном сечении воздуховода. Микроманометр в заданных сечениях воздуховода служит для измерения статических давлений. Тахометр используют для определения частоты вращения рабочего колеса вентилятора.

Расход воздуха в системе (подача вентилятора) определяется по формуле

$$L = v_{oc} F k,$$

где v_{oc} — скорость на оси потока, м/с, равная:

$$v_{oc} = \sqrt{2 p_{d(oc)} / \rho_B};$$

F — площадь поперечного сечения воздуховода, m^2 ; k — коэффициент неравномерности потока.

Динамическое давление на оси потока вычисляется по известной формуле

$$p_{d(oc)} = g \Delta h_{др} \sin \alpha 10^{-3}.$$

Статические давления в заданных сечениях находят по формуле

$$p_{ст} = g \Delta h_{ст\rho} \sin \alpha 10^{-3}.$$

Динамические давления в этих сечениях равны:

$$p_{d(i)} = (L/F_i)^2 \rho_B / 2.$$

Полные давления в заданных сечениях определяют по формуле

$$p_{п} = p_{ст} \pm p_{д}$$

(знак « \leftarrow » — для сечений, расположенных на стороне всасывания).
Затраченная мощность, кВт, определяется по формуле

$$N = \frac{p_{п} L}{\eta_a \eta_{пер}} 10^{-3}.$$

Результаты эксперимента вносят в таблицу.

3. ГРАФИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

После обработки экспериментальных данных следует выполнять схематический чертеж установки с указанием заданных сечений и построить эпюру давлений. Пример такого построения приведен на рис. 9.

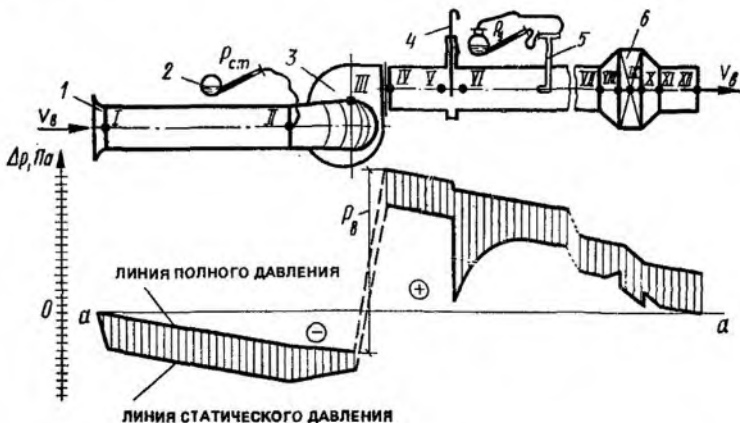


Рис. 9. Схема экспериментальной установки

1 — входной коллектор; 2 — манометр; 3 — радиальный вентилятор; 4 — шпунт; 5 — пневмометрическая трубка; 6 — пластинчатый калорифер; I—XII — точки замеров

РАБОТА № 5. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАДИАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

При подборе вентилятора для работы в сети всегда стремятся к тому, чтобы режим его работы соответствовал области эффективной работы, т. е. области с наибольшими значениями коэффициента полезного действия ($\eta = 0,9\eta_{max}$). Однако на практике в результате технологического процесса производства (или другой причине) часто возникает необходимость изменения режима работы вентилятора, т. е. изменения основных параметров его работы — подачи L , создаваемого давления p и потребляемой мощности N . Это достигается с помощью регулирования.

1. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

А. Регулирование с помощью осевого направляющего аппарата (ОНА). Экспериментальная установка включает в себя радиальный вентилятор, всасывающий и нагнетательный воздухопроводы (рис. 10). На входе в сеть установлен входной измерительный коллектор. На входе в вентилятор расположен ОНА. На нагнетательном участке имеются пластинчатый воздухоподогреватель (постоянное местное сопротивление) и шиберная заслонка для изменения расхода воздуха.

а) Проведение эксперимента и обработка полученных данных. Устанавливая с помощью ОНА определенные углы закручивания потока от 90 до 0° , определяем: 1) расход воздуха в вентиляционной сети; 2) основные параметры работы вентилятора (полное давление, затраченную мощность, частоту вращения рабочего колеса вентилятора).

Для более точного построения кривой регулирования необходимо иметь не менее пяти экспериментальных точек, т. е. во время испытания следует не менее пяти раз менять угол установки лопаток ОНА.

Первый опыт (режим I) выполняется при незакрученном потоке ($\alpha_1 = 90^\circ$)*, т. е. при максимальном расходе воздуха.

Подача вентилятора L , m^3/c , определяется по формуле (1).

Полное давление, создаваемое вентилятором, складывается из полных давлений во всасывающем и нагнетательном отверстиях:

$$p_B = |p_H| + |p_{вс}| = (p_{ст} + p_d)_H + (p_{ст} - p_d)_{вс}.$$

Статические давления определяются с помощью микроманометра

$$p_{ст} = g\Delta h_{ст} \rho \sin \alpha 10^{-3},$$

где $\Delta h_{ст}$ — разность отсчетов по шкале микроманометра, мм, измеренная соответственно на входе в вентилятор и выходе из него.

Динамические давления на входе и выходе определяются расчетным путем по формуле

$$p_d = v^2 c_p \rho_B / 2,$$

* При $\alpha_1 = 0^\circ$ действие ОНА аналогично действию закрытой заслонки.

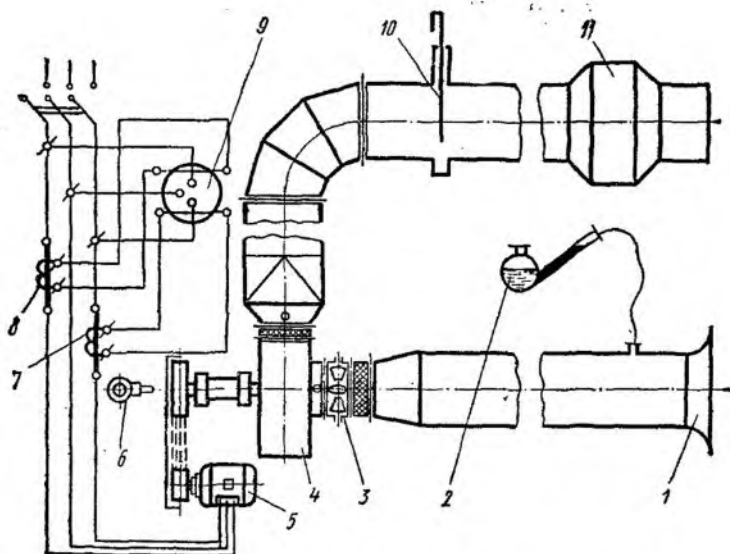


Рис. 10. Схема экспериментальной установки

1 — входной измерительный коллектор; 2 — микроанометр; 3 — осевой направляющий аппарат (ОНА); 4 — радиальный вентилятор; 5 — электродвигатель; 6 — тахометр; 7, 8 — трансформаторы тока; 9 — киловаттметр; 10 — шибер; 11 — пластинчатый воздухоподогреватель

где $v_{ср}$ — средняя скорость воздушного потока в рассматриваемом сечении, м/с, равная:

$$v_{ср} = L/F,$$

здесь F — площадь поперечного сечения, m^2 , воздушного потока соответственно на входе или выходе из вентилятора.

Затраченную мощность, кВт, для вентилятора определяем по формуле

$$N = k_{т.т} k_{W},$$

где k_{W} — показания трехфазного киловаттметра, кВт; $k_{т.т}$ — коэффициент трансформации трансформаторов тока, равный:

$$k_{т.т} = I_{1T}/I_{2T},$$

здесь I_{1T} и I_{2T} — номинальные токи первичной и вторичной обмоток трансформаторов тока, взятые из его паспортных данных.

Для режима $\alpha_1 = 90^\circ$ полученное значение мощности, кВт, можно сопоставить с потребляемой мощностью, определенной по формуле

$$N = \frac{P_B L}{\eta_B \eta_{пер}} 10^{-3},$$

где η_B — КПД вентилятора, определяемый по его характеристике; $\eta_{пер}$ — КПД передачи (для клиноременной передачи $\eta_{пер} = 0,95$).

Результаты экспериментальных наблюдений и расчетов вносятся в таблицу.

б) Графическая часть. После обработки экспериментальных данных следует начертить кривую регулирования вентилятора — $N_{\text{пер}}(L)$.

Б. Регулирование вентилятора с помощью шибера. Сопоставим этот способ регулирования с рассмотренным.

а) Проведение эксперимента и обработка полученных данных. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 10.

Перекрывая с помощью шиберной заслонки сечение потока воздуха в воздуховоде, определяем: 1) расход воздуха в вентиляционной сети; 2) основные параметры работы вентилятора (полное давление, затраченную мощность, частоту вращения рабочего колеса). Испытания проводятся на четырех-пяти режимах (для более точного построения характеристики затраченной мощности).

Первый опыт выполняется при максимальном расходе (шиберная заслонка выведена из потока); последний — при полностью перекрытом сечении потока. При остальных режимах шиберная заслонка устанавливается в какие-либо промежуточные положения.

Определение подачи вентилятора, полного давления и затраченной мощности аналогично изложенному выше.

Результаты экспериментальных наблюдений и расчетов вносятся в таблицу.

б) Графическая часть. После обработки экспериментальных данных следует начертить характеристику затраченной мощности вентилятора $N(L)$. Для оценки эффективности данного способа регулирования в сравнении с предыдущим следует сопоставить затраченную мощность при уменьшении в 2 раза первоначальной (максимальной) подачи вентилятора.

В. Регулирование вентилятора путем изменения частоты вращения рабочего колеса вентилятора. Для более наглядного сопоставления данного способа регулирования с рассмотренными ранее испытания проводятся при частотах вращения рабочего колеса вентилятора n_0 и $n_1 = 0,5n_0$.

а) Проведение эксперимента и обработка полученных результатов. Подробное описание экспериментальной установки балансирного станка приведено в работе № 1 (см. рис. 1). Экспериментальным путем необходимо определить подачу вентилятора L , статическое давление $p_{\text{ст}}$, создаваемое вентилятором, и затраченную мощность N . Кроме того, необходимо вычислить динамическое давление p_d и полное давление p_v вентилятора. Для более точного построения характеристик затраченной мощности необходимо иметь не менее четырех-пяти экспериментальных точек для каждой кривой, т. е. во время испытания следует не менее четырех-пяти раз менять режим работы вентилятора. При переходе с одного режима на другой заданная частота вращения колеса контролируется с помощью тахометра.

Подача вентилятора измеряется с помощью коллектора.

Полное давление, P_a , создаваемое вентилятором:

$$P_v = p_{\text{ст.в.х}} + p_{\text{д.в.х.}}$$

где $p_{\text{ст.в.х}}$ — статическое давление, создаваемое вентилятором на стороне всасывания и измеряемое с помощью U-образного манометра

ра, Па; $p_{д.вых}$ — динамическое давление на выходе, Па, определяемое расчетным путем:

$$p_{д.вых} = (L/F_{вых})^2 \rho_v / 2,$$

где $F_{вых}$ — площадь выходного отверстия вентилятора, м².

Затраченная мощность определяется с помощью мотор-весов

$$N = 9,81 \pi G l n \cdot 10^{-3} / 30,$$

где n — частота вращения ротора привода, мин⁻¹; G — сила взаимодействия электромагнитных полей статора и ротора, Н; l — длина рычага, м.

Полученные результаты вносятся в таблицу.

б) Графическая часть. После обработки полученных данных необходимо вычертить характеристики затраченной мощности при n_0 и n_1 . Дать краткий анализ рассмотренных способов регулирования.

РАБОТА № 6. ИСПЫТАНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

1. ИСПЫТАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

Стенды для испытаний динамических насосов могут выполняться как по открытой схеме (т. е. со свободным уровнем перекачиваемой среды, соединенным с атмосферой), так и по закрытой. Вакуум на входе в насос (при проведении кавитационных испытаний) должен создаваться с помощью вакуумнасоса или задвижки на подводящем трубопроводе или путем изменения положения уровня свободной поверхности на входе в насос.

У стендов для параметрических и кавитационных испытаний перед фланцем входного патрубка насоса должен быть выполнен прямолинейный участок трубопровода длиной не менее шести внутренних диаметров патрубка. На этом участке должны отсутствовать изменения проходного сечения трубопровода и задвижки, с помощью которых регулируется подача насоса или давления на входе в насос. Прямолинейные участки трубопроводов, примыкающие к насосу, должны иметь внутренний диаметр, равный внутреннему диаметру соответствующего патрубка; допускается отклонение не более $\pm 5\%$.

2. МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЙ

Частота вращения привода должна определяться с помощью приборов или устройств, измеряющих непосредственно частоту вращения вала. К ним относятся тахометры и строботахометры.

Подача насоса измеряется за насосом с помощью приборов или устройств, непосредственно измеряющих расход жидкости в трубопроводе.

Статическое давление, необходимое для определения напора насоса, должно измеряться на расстоянии 1,5—2,5 внутренних диаметров трубопровода от соответствующего патрубка. При испытании на стендах насосов, у которых входной патрубок соединен непосредственно с баком (резервуаром) со свободным уровнем перекачиваемой жидкости, давление на входе в насос определяется

путем измерения положения уровня и давления воздуха под ним. Трубки соединительных линий между отверстиями для отбора давления и измерительными приборами (манометрами, вакуумметрами) должны иметь внутренний диаметр не менее 3 мм.

Мощность насоса определяется с помощью измерения крутящего момента на валу и частоты его вращения. При определении мощности насоса путем измерения электрической мощности привода двигателя следует пользоваться зависимостью КПД от мощности для данного электродвигателя.

Средства измерений должны выбираться таким образом, чтобы относительные предельные погрешности результатов испытаний на номинальном режиме не превышали в среднем 2 %.

3. ПРОВЕДЕНИЕ ИСПЫТАНИЙ

Напорная характеристика представляет собой зависимость напора насоса от его подачи. На каждом режиме работы насоса должны измеряться и записываться в соответствующие таблицы: частота вращения вала, подача насоса, давление на входе и выходе из насоса (или разность указанных давлений), температура перекачиваемой жидкости.

Энергетическая характеристика представляет собой зависимость потребляемой мощности насоса и его КПД от подачи, на каждом режиме должны измеряться и записываться значения, названных выше показателей, а также мощность приводящего двигателя или крутящий момент на его валу.

Напорная и энергетическая характеристики насоса должны быть определены в интервале от нулевой подачи до подачи, превышающей не менее чем на 10 % наибольшую подачу рабочего интервала при обеспечении бескавитационного режима.

Кавитационная характеристика представляет собой зависимость допустимого кавитационного запаса от подачи насоса. Кавитационная характеристика должна быть получена в результате снятия частных кавитационных характеристик (представляющих собой зависимость напора насоса от кавитационного запаса) при постоянных значениях подачи насоса.

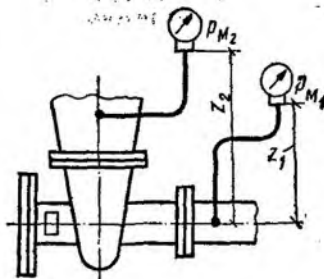
4. ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЙ

При испытании насоса по схеме, приведенной на рис. 11, напор H_n , м, вычисляется по формуле:

$$H_n = 0,102 \frac{p_{m2} - p_{m1}}{\rho} + 0,0827 Q_n^2 \left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) + \Delta Z_m,$$

где Q_n — подача, м³/с; p_{m1} , p_{m2} — давление жидкости соответственно на входе и выходе из насоса, Па; ρ — плотность перекачиваемой жидкости, кг/м³; d_1 и d_2 — внутренний диаметр соответственно подводящего и отводящего трубопроводов в местах измерения давления, м; $\Delta Z_m = Z_{m2} - Z_{m1}$ — расстояние по вертикали между отметками положения приборов измерения давления на выходе и входе в насос, м. Индекс «и» присваивается параметром, полученным для условий проведенного испытания.

Рис. 11. Схема подключения приборов для снятия характеристик насоса



КПД насоса при испытании, %, определяется по формуле

$$\eta_n = 0,981 \frac{\rho Q_n H_n}{N_n},$$

где N_n — мощность насоса, кВт.

Кавитационный запас Δh_k , м, находится по формуле

$$\Delta h_k = 0,102 \frac{\pm p_{M1} + p_b - p_n}{\rho} + Z_{M1} + 0,0827 \frac{Q_n^2}{d_1^4},$$

где p_b — барометрическое давление, Па; p_n — давление насыщенного пара перекачиваемой жидкости на входе в насос, Па.

Допускаемый кавитационный запас Δh_d определяется по формуле

$$\Delta h_d = R \Delta h_k,$$

где Δh_k — критическое значение кавитационного запаса Δh .

Величина K характеризует тип насоса и определяется по формуле

$$K = 2\pi n_n \frac{\sqrt{Q_n}}{(gH_n)^{3/4}},$$

где Q_n и H_n — подача и напор при номинальном режиме; n_n — номинальная частота вращения.

Коэффициент запаса R при отсутствии специальных требований к всасывающей способности насоса принимается равным 1,0—1,3.

Напорная, энергетическая и кавитационная характеристики строятся на одном поле чертежа и называются характеристикой насоса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Байбаков О. В.** Вихревые гидравлические машины. — М.: Машиностроение, 1981. — 197 с.
- Борьба с шумом на производстве: Справочник /** Под ред. Е. Я. Юдина. — М.: Машиностроение, 1985. — 399 с.
- Вахвахов Г. Г.** Работа вентиляторов в сети. — М.: Стройиздат, 1987. — 101 с.
- Калинушкин М. П.** Насосы и вентиляторы. — М.: Высш. школа, 1987. — 176 с.
- Лагунов Л. Ф., Осипов Г. Л.** Борьба с шумом в машиностроении. — М.: Машиностроение, 1980. — 150 с.
- Соломахова Т. С., Чебышева К. В.** Центробежные вентиляторы. Аэродинамические схемы и характеристики. — М.: Машиностроение, 1980. — 176 с.
- Стасюк В. М., Слоимский И. Б.** Вентиляционные схемы АЭС — М.: Энергоатомиздат, 1985. — 96 с.
- Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам /** Под ред. Б. Б. Некрасова. — Минск.: Высшейш. школа, 1983. — 382 с.
- Черкасский В. М. и др.** Насосы, вентиляторы, компрессоры. — М.: Энергоатомиздат, 1984. — 415 с.
- Эльтерман Е. М., Эльтерман Л. Е.** Эксплуатация вентиляционных систем химических производств. — Л.: Химия, 1986. — 112 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

При пользовании предметным указателем следует иметь в виду, что в рубриках, представляющих собой сочетание прилагательного и существительного, применена инверсия — существительное поставлено на первое место.

А

- Аппарат направляющий 156
 - — встроенный 212
 - — осевой 210—211
 - — радиальный 211
 - — упрощенный 211—212
 - — цилиндрический 212—213
- Аэродинамическая схема 180

Б

- Балансировка динамическая 294
 - статическая 293—294
- Борьба с шумом 298—307
- Быстроходность 153

В

- Вариатор частоты вращения ременный 205
- Вентилятор 5, 6, 28
 - высокого давления 153
 - диаметральный 6, 33—34, 43, 194—198
 - дисковый 31, 42
 - дутьевой 40, 41
 - искрозащищенный 42, 148—150
 - коррозионно-стойкий 147—148
 - крышный 144—145
 - мельничный 40, 151
 - низкого давления 152
 - общего назначения 145—146, 182
 - осевой 30, 180—188

- переносной 153
- полустационарный 154
- потолочный (фен) 183—184
- пылевой 146—147
- радиальный 29, 140—154
- — малогабаритный, 42, 151
- — прямоточный 31, 42
- смерчевой 31, 42
- Вентилятор специального назначения 146—152, 182—183
- среднего давления 152
- стационарный 154
- судовой 151—152
- шахтный 6, 152, 183—185
- Вентиляторостроение 6
- Вибрация 293
- Виброизоляторы 295—297
- Включение нагнетателей параллельное 101—109
- — последовательное 109—113
- — смешанное (комбинированное) 113—117
- Воздуходувка 5
- Вращение левое 142
- правое 142
- Вредное пространство 251
- Вставки мягкие 297
- Выбор нагнетателей 286—291
- Высота всасывания 234—236

Г

- Газлифт (эрлифт) 38—39, 43—44
- Гидромуфта 203—204
- Гидропередача 5

Д

- Давление вентилятора 25
- — теоретическое 55
- Давление действительное 67
- динамическое 64
- полное 64
- Двигатель гидравлический 5, 27
- Диаграмма насоса индикаторная 236—238
- Дросселирование 199—201
- Дымосос 40, 41, 150—151

Ж

Жидкость 8, 12, 13

З

Закручивание потока перед рабочим колесом 207—215
Запас кавитационный 136—139, 170

И

Источники шума 301

К

Кавитация 133—139
Квадрат конструкторский 71—72
Классификация нагнетателей 27—40
— рабочих колес по коэффициенту быстроходности 80
Колесо рабочее 29—36, 46, 50—51, 140—141, 215
Компрессор 5, 6, 28, 44, 171, 190—194, 243—263, 278—285
Корпус спиральный 29—36, 141
Коэффициент быстроходности 79—81
— гидравлического трения 14
— давления динамического 86
— — полного 86, 65—66
— — статического 86
— закручивания 62
— запаса 171—179
— местного сопротивления 16
— мощности 86
— подачи 85
— подмешивания 221
— полезного действия 26
— — — гидравлический 27, 68, 73
— — — компрессора 254—255
— — — механический 26, 27
— — — объемный 26, 27
— — — полный 86
— — — статический 86
— — — элеватора 224
— полного давления 65—66

Л

- Лопатка, загнутая вперед 63, 67
- — назад 63, 67
- листовая 62
- профильная 62
- радиальная 63, 67

М

- Машина гидравлическая 5, 27
- воздуходувная 5, 27
- Метод наложения характеристик 93—94
- Стодолы — Майзеля 56—58
- Мощность 25
- Муфта скольжения индукторная 204—205

Н

Нагнетатель 27

- динамический 28
- объемный 28
- осевой 42, 188—190
- пластинчатый 36
- пневматический 37—40
- поршневой 34—35
- роторный 43
- струйный 36—37, 43, 221—226

Напор 13, 21, 24

- теоретический 55

Насос 5, 6, 28

- багерный 41
- винтовой 269—270
- вихревой 32—33, 43, 215—221
- двухстороннего всасывания 159
- зубчатый (шестеренный) 35—36, 266
- конденсатный 41, 164
- многоступенчатый 162—164
- одностороннего всасывания 159
- одноступенчатый 155, 162
- питательный 41
- пластинчатый 36, 270—272
- поршневой 5, 43, 226—243
- сетевой 41, 164, 169

- центробежный 5, 6, 29—30, 154—171
- циркуляционный 41, 164, 168—169

Насосостроение 6

Нормирование шума 298—300

О

Области применения нагнетателей 40—44

Особенности работы (эксплуатационные) нагнетателей 117—129

П

Параметры основные 21—27

Патрубки входные 68

Подача 21

Подбор электродвигателей 291—292

Подбор лопастных нагнетателей 76—81

— насосов 169—171

Помпаж 132

Потери в зазоре 70—71

— давления 14, 68—75

— напора 14—16

Присоединение нагнетателя к сети 91—100

Профиль аэродинамический 19

Р

Работа нагнетателя в сети 87—139

— нагнетателей совместная 100—117

— сил давления 22

— — трения 22

— совершаемая рабочим органом 23

— удельная 11

Расход потока массовый 9

— — — объемный 9

Регулирование осевых вентиляторов 187—188

— — — насосов 190

— поршневых компрессоров 260—263

— радиальных вентиляторов 198—215

— центробежных насосов 201—202

Режим работы нагнетателя 93, 220

Решетки профиль 45

- Сеть гидравлическая 16
- Сила лобового сопротивления 46
 - осевая 158—162
 - подъемная 46
- Скорость абсолютная 51, 61
 - закручивания 62
 - окружная 52, 61
 - относительная 52, 61
 - угловая 57
- Скорости циркуляции 17, 50, 54—55
- Соединение вентилятора с электродвигателем 142—145, 184, 185
- Сопротивление гидравлическое 14, 87
 - местное 16
- Средства снижения шума 305—307

Т

- Теорема Н. Е. Жуковского 47—50
 - Томсона 18—19
- Требования, предъявляемые к нагнетателям 28

У

- Уравнение Д. Бернулли 13
 - движения 9
 - неразрывности потока 8
 - сохранения импульса 16
 - — энергии 10
 - Эйлера 53—60
- Уровень звукового давления 301—305
- Установка нагнетателей 292—297
- Устойчивость работы нагнетателей 130—133

Ф

- Формула Дарси — Вейсбаха 14
- Формулы пересчета 78—79

Х

- Характеристика в квадрантах 104—105
 - действительная 73—75

—	кавитационная	137
—	КПД	76
—	полная	75—76, 180
—	полного давления	75—76
—	сети	87—90
—	теоретическая	61—62
—	универсальная безразмерная (отвлеченная)	85
—	—	индивидуальная 81—84, 157
—	—	совмещенная 83—85

Характеристики лопастных нагнетателей 61—76

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Основные условные обозначения	4
Введение	5
Глава 1. Основные понятия и определения	8
§ 1. Основные сведения из технической механики жидкости	8
§ 2. Основные параметры работы нагнетателей	21
Глава 2. Классификация нагнетателей и область их применения	27
§ 3. Классификация нагнетателей	27
§ 4. Области применения различных нагнетателей	40
Глава 3. Теоретические основы работы лопастных нагнетателей	44
§ 5. Принцип работы и основы гидродинамики лопастных нагнетателей	44
§ 6. Теорема Н. Е. Жуковского	47
§ 7. Кинематика потока в рабочем колесе нагнетателя	50
§ 8. Уравнение Эйлера для работы лопастного колеса	53
§ 9. Характеристики лопастных нагнетателей	61
§ 10. Подобие лопастных нагнетателей	76
§ 11. Универсальные характеристики	81
§ 12. Работа нагнетателей в сети	87
§ 13. Совместная работа нагнетателей	100
§ 14. Устойчивость работы нагнетателей	130
Глава 4. Конструкции лопастных нагнетателей	140
§ 15. Радиальные вентиляторы	140
§ 16. Центробежные насосы	154
§ 17. Центробежные компрессоры	171
§ 18. Осевые вентиляторы	180
§ 19. Осевые насосы	188
§ 20. Осевые компрессоры	190
§ 21. Диаметральные вентиляторы	194
§ 22. Регулирование нагнетателей	198

Глава 5. Нагнетатели трения	215
✓ § 23. Вихревые насосы	215
§ 24. Струйные нагнетатели	221
Глава 6. Поршневые нагнетатели	226
§ 25. Поршневые насосы	226
§ 26. Поршневые компрессоры	243
Глава 7. Роторные нагнетатели	263
§ 27. Роторные насосы	263
§ 28. Ротационные компрессоры	278
Глава 8. Установка нагнетателей	286
§ 29. Выбор радиальных (центробежных) и осевых нагнетателей	286
§ 30. Подбор электродвигателей	291
§ 31. Установка нагнетателей	292
Глава 9. Борьба с шумом	298
§ 32. Нормирование шума	298
§ 33. Источники шума и определение уровня звукового давления	301
§ 34. Средства снижения шума	305
Приложение. Методические указания по выполнению лабораторных работ	308
Список литературы	328
Предметный указатель	329

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Поляков Вадим Владимирович
Скворцов Лев Серафимович

НАСОСЫ И ВЕНТИЛЯТОРЫ

Мл. редактор *И. Б. Волкова*
Технический редактор *Л. Ю. Калева*
Корректор *Г. А. Кравченко*

ИБ № 4797

Сдано в набор 16.02.90. Подписано в печать 9.08.90. Формат 84×108¹/₃₂.
Бумага № 2. Гарнитура «Литературная». Печать высокая. Усл. печ. л. 17,64.
Усл. кр.-отт. 17,64. Уч.-изд. л. 18,08. Тираж 37 000 экз. Изд. № А1—2556.
Заказ № 630. Цена 90 коп.

Стройиздат, 101442, Москва, Каляевская, 23а

Московская типография № 13 ПО «Периодика» Государственного комитета СССР по печати, 107005, Москва, Денисовский пер., д. 30

Отпечатано с матриц во Владимирской типографии Госкомитета СССР по печати, 600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7