



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

## **НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ**

**Практикум  
по выполнению лабораторных работ  
для студентов специальностей  
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»  
и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация  
энергооборудования организаций»  
дневной и заочной форм обучения**

**Электронный аналог печатного издания**

**Гомель 2018**

УДК 621.1:53.08(075.8)  
ББК 31.32я73  
Н16

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом  
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 10 от 27.06.2017 г.)*

Составители: *Н. А. Вальченко, А. В. Родин*

Рецензент: директор Института повышения квалификации  
и переподготовки ГГТУ им. П. О. Сухого канд. техн. наук,  
доцент *Ю. Н. Колесник*

Н16 **Нагнетатели** и тепловые двигатели : практикум по выполнению лаборатор. работ для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» днев. и заоч. форм обучения / сост. : Н. А. Вальченко, А. В. Родин. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2018. – 54 с. Систем. требования: РС не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-374-5.

Рассмотрены основные гидрогазодинамические и термодинамические процессы, протекающие в нагнетателях и тепловых двигателях, а также устройство насосов, компрессоров, вентиляторов и различных видов тепловых двигателей.

Приведены основы расчета нагнетателей, их характеристики и особенности эксплуатации.

Для студентов специальностей 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация энергооборудования организаций» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.1:53.08(075.8)  
ББК 31.32я73

ISBN 978-985-535-374-5

© Вальченко Н. А., Родин А. В.,  
составление, 2018  
© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2018

## Лабораторная работа № 1

### СНЯТИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА

*Цель работы:* изучение центробежного вентилятора на различных режимах и построение его характеристик:  $H = f(Q)$ ;  $N = f(Q)$ ;  $\eta = f(Q)$ .

#### Теоретическая часть

Характеристиками центробежной машины называют графически изображенные следующие зависимости:

$$\begin{aligned} H &= f(Q); \\ N &= f(Q); \\ \eta &= f(Q). \end{aligned} \quad (1.1)$$

Если эти зависимости даны при  $n = \text{const}$ , то они являются характеристиками при постоянной частоте вращения; если же они даны при  $n = \text{var}$ , то их называют характеристиками при переменной частоте вращения.

Наиболее важной характеристикой является зависимость между напором и подачей (или давлением и подачей).

Воспользовавшись уравнением Эйлера

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 \cdot C_{2U} - U_1 \cdot C_{1U}}{g}, \quad (1.2)$$

и условием, что закручивание потока осуществляется самим рабочим колесом центробежной машины или, что то же самое,  $\alpha = 90^\circ$ , получим:

$$H_{T\infty} = \frac{U_2 C_{2U}}{g}. \quad (1.3)$$

На рис. 1.1 показаны параллелограммы скоростей на входе и выходе центробежной машины.

Кроме того, согласно уравнению неразрывности для выходного сечения рабочего колеса расход определяется:

$$Q = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_2 \cdot r. \quad (1.4)$$

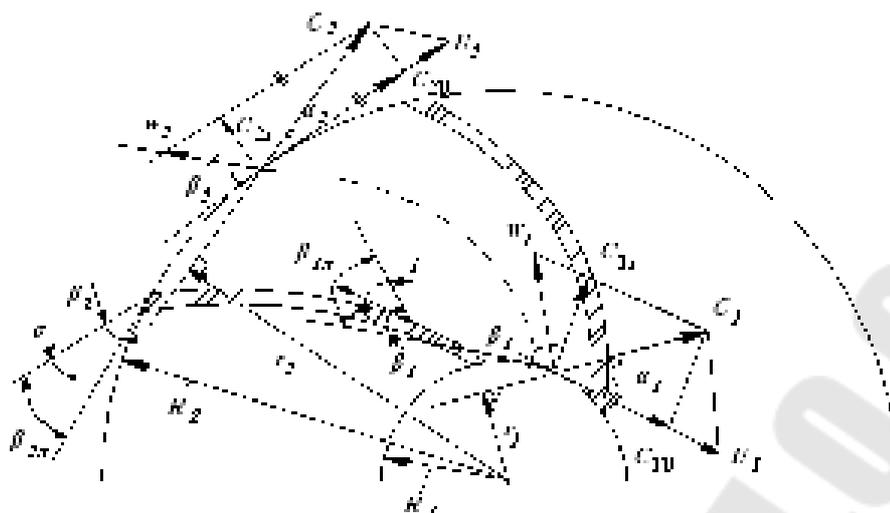


Рис. 1.1. Параллелограмм скоростей центробежной машины

Из плана скоростей следует, что

$$C_{2U} = U_2 - C_2 \cdot r \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (1.5)$$

Радиальная составляющая абсолютной скорости потока на выходе из (1.4) будет:

$$C_{2r} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2}, \quad (1.6)$$

где  $D_2$  – внешний диаметр рабочего колеса, м;  $b_2$  – ширина лопасти рабочего колеса на выходе, м.

Из (1.5) и (1.6) следует, что

$$C_{2U} = U_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} Q. \quad (1.7)$$

Подставив (1.7) в уравнение Эйлера, получим

$$H_{T\infty} = \left( U_2 - \frac{\operatorname{ctg} \beta_2}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} Q \right) \frac{U_2}{g}. \quad (1.8)$$

Выразив окружную скорость  $U_2$  через диаметр рабочего колеса и частоту вращения его вала, получим теоретический напор центробежной машины в виде

$$H_{T\infty} = \frac{(\pi \cdot D_2 \cdot n)^2}{3600g} - \frac{n \cdot \operatorname{ctg} \beta_2}{60 \cdot b_2 \cdot g} Q. \quad (1.9)$$

Для центробежной машины с заданными геометрическими размерами при  $n = \text{const}$

$$\frac{(\pi \cdot D_2 \cdot n)^2}{3600g} = c = \text{const}; \quad \frac{n \cdot \text{ctg}\beta_2}{60 \cdot b_2 \cdot g} = E = \text{const}, \quad (1.10)$$

следовательно  $H_{T\infty} = c - E \cdot Q$ .

Это уравнение прямой линии и ее положение в координатах  $Q - H$  при заданных  $n$ ,  $D_2$  и  $b_2$  зависят от угла  $\beta_2$ . Теоретические характеристики центробежных машин при различных углах  $\beta_2$  представлены на рис. 1.2.

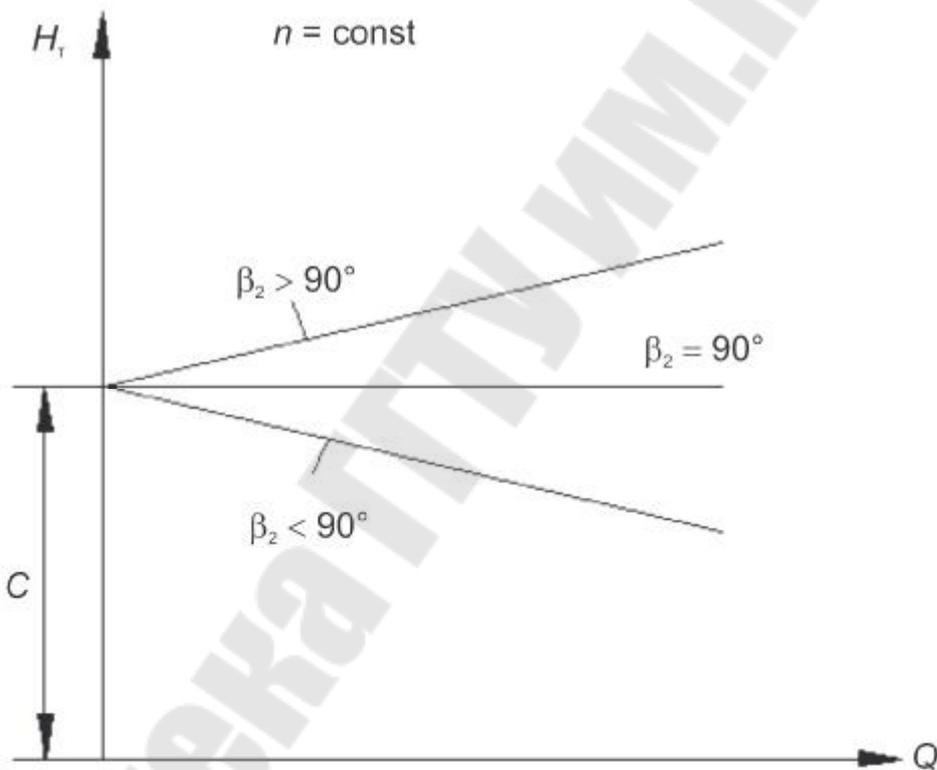


Рис. 1.2. Теоретические характеристики центробежных машин при различных углах  $\beta_2$

Из рис. 1.2 видно, что при заданной подаче теоретический напор тем выше, чем больше рабочая лопасть отогнута вперед.

Действительный напор отличается от теоретического, выражаемого уравнением Эйлера, на величину потерь напора в проточной части машины. В результате этого характеристика действительного напора располагается ниже характеристики теоретического напора.

В зависимости от угла  $\beta_2$  и конструктивной особенности прочной части центробежной машины действительная характеристика может иметь две основные типичные формы, представленные на рис. 1.3.

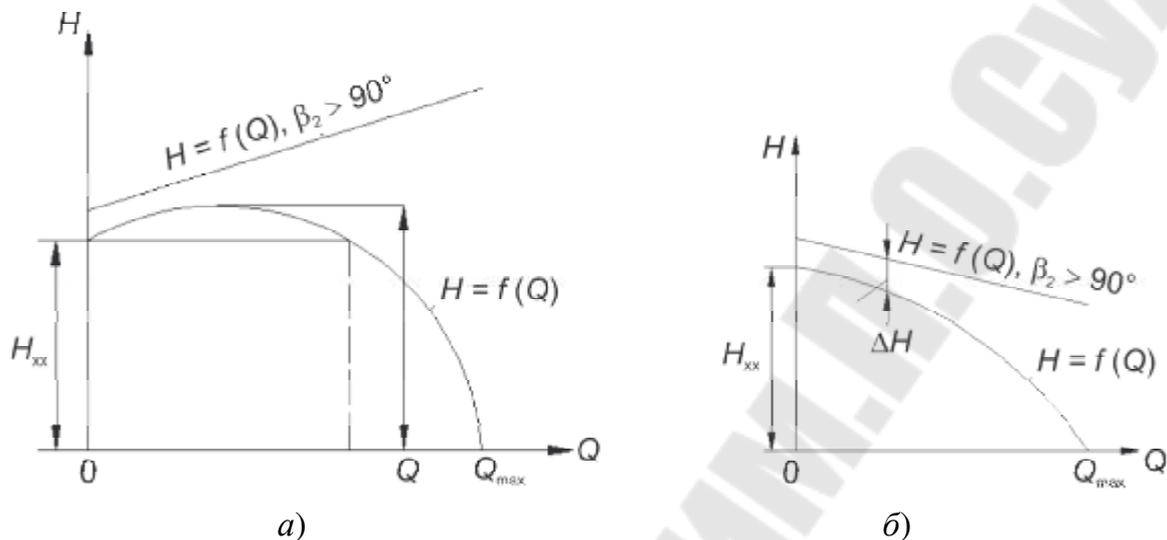


Рис. 1.3. Действительные характеристики центробежной машины

Характеристика, представленная на рис. 1.3, а, обычно получается при  $\beta_2 > 40^\circ$ , и ее особенностью является наличие максимума и, следовательно, неоднозначность зависимости  $H = f(Q)$  для данной машины в пределах напоров от  $H_{x.x}$  до  $H_{\text{макс}}$ . Машины с характеристикой такого типа могут работать неустойчиво, самопроизвольно изменяя расход. Поэтому такой тип характеристики нежелателен.

Другая форма характеристики, представленная на рис. 1.3, б, свойственна центробежным машинам с  $\beta_2 < 40^\circ$ . Зависимость  $H = f(Q)$  однозначна и работа машины может быть устойчива при любых режимах.

Действительная характеристика мощности машины может быть получена из теоретической характеристики путем вычитания потерь (при данных подачах) из значений теоретической мощности. Теоретическая мощность при  $Q = 0$  также равна нулю. Действительная мощность при  $Q = 0$  (при закрытой задвижке) равна мощности холостого хода  $H_{x.x}$ , затрачиваемой на покрытие потерь в этом режиме (рис. 1.4).

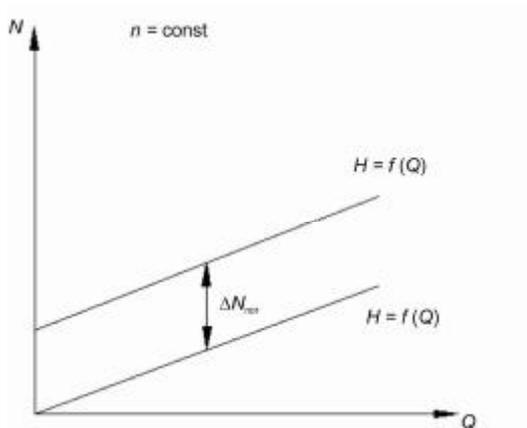


Рис. 1.4. Зависимость  $N = f(Q)$

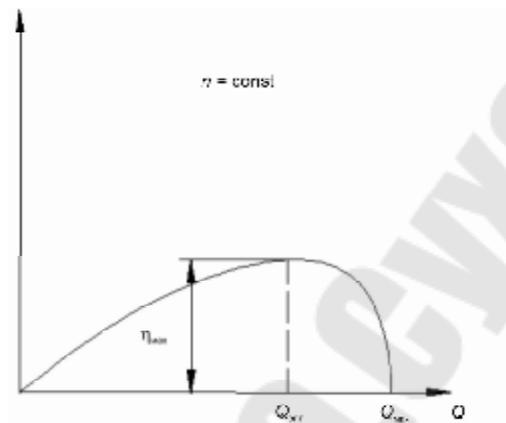


Рис. 1.5. Зависимость  $\eta = f(Q)$

По характеристикам действительного напора и действительной мощности определяется КПД центробежной машины.

$$\eta = \frac{M \cdot g \cdot H}{1000N} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{1000N}. \quad (1.11)$$

Очевидно, что КПД равен нулю при  $Q = 0$  или  $H = 0$ , так как при всех режимах работы машины  $H \neq 0$ .

В пределах между  $Q = 0$  и  $Q = Q_{\text{макс}}$  (рис. 1.5) КПД машины достигает максимального значения.

Режим машины, при котором ее КПД достигает максимальной величины, называют оптимальным режимом.

### Порядок выполнения работы

1. Установить все регуляторы и переключатели на панели управления в нижнее (крайнее левое) положение.
2. Включить питание стенда (три автоматических выключателя «Сеть»).
3. Открыть краны В2, В6 (рис. 1.6). Остальные краны закрыть.

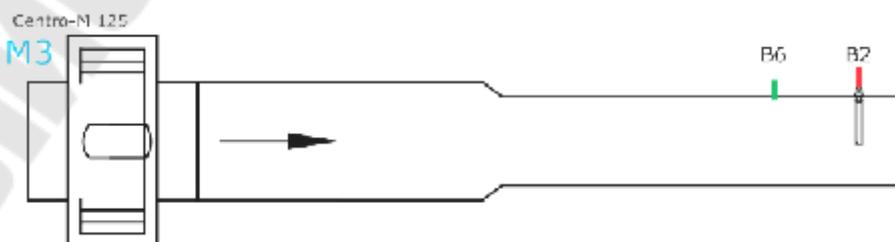


Рис. 1.6. Определение характеристик центробежного вентилятора

4. Подготовить систему измерения давления к работе.
5. Если на выходном отверстии канала установлена диафрагма – снять.
6. Ручки переключателей SA1 и SA6 установить в положение 2 «Центробежный вентилятор».
7. Подать питание на ЛАТР TV1 тумблером SA2.
8. Установить переключателями SA4.1–SA4.2 требуемое напряжение  $U$  питания. Напряжение контролировать по прибору PV1, скорость по  $P_{n1}$ .
9. Занести в табл. 1.2 следующие данные: напряжение питания ( $U$ ), величину тока ( $I$ ), активной мощности ( $N$ ), фактическую частоту вращения ( $n$ ), величину статического ( $P_c$ ) и динамического ( $P_d$ ) давления.
10. Установить на выходном отверстии воздушного канала диафрагму с требуемым диаметром проходного отверстия. В табл. 1.1 приведены диаметры всех используемых диафрагм. Диафрагмы устанавливаются в порядке убывания диаметра отверстия. Если диафрагма снята (полностью открытый канал), считать диаметр равным сечению канала ( $D = 100$  мм). При полностью закрытом канале (воздушный поток отсутствует)  $D = 0$ .

Таблица 1.1

Применяемые диафрагмы

N	откр.	1	2	3	4	5	6	закр.
Диаметр	100	96	80	65	55	50	40	0

11. Занести в табл. 1.2 данные (см. п. 9) после установки выбранной диафрагмы.
12. Повторить п. 11 для всех выбранных диафрагм.
13. Выключить питание вентилятора (тумблер SA2).
14. Повторить п. 7–13 для другой величины питающего напряжения. Данные занести в табл. 1.2.
15. Выключить питание стенда.
16. Используя расчетные формулы, определить для каждой строчки табл. 1.2 следующие величины: скорость потока воздуха ( $C$  и  $C_{cp}$ ), производительность вентилятора ( $Q$  и  $Q^*$ ), полное давление в канале ( $P_n$ ), полезную мощность ( $N_n$ ), коэффициент полезного действия вентилятора ( $\eta$ ). Рассчитанные значения занести в табл. 1.3 для каждой исследованной величины питающего напряжения.
17. Построить семейство характеристик вентилятора:  $P_c = f(Q^*)$ ,  $N = f(Q^*)$ ,  $\eta = f(Q^*)$ .

Таблица 1.2

## Опытные данные

Параметр	$U$	$D$	$I$	$N$	$n$	$P_c$	$P_d$
Единица измерения	В	мм	А	Вт	мин <sup>-1</sup>	Па	Па
1		100					
2							
3							
...							
1							
2							
3							
...							
1							
2							
3							
...							

Таблица 1.3

## Расчетные значения

Параметры	$C$	$C_{cp}$	$Q$	$Q^*$	$P_{п}$	$N_{п}$	$\eta$
Единица измерения	м/с	м/с	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /ч	Па	Вт	%
1							
2							
3							
...							

## Методика расчета

Связь скорости потока, м/с, и давления, Па, вентилятора:

$$C = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho}}, \quad (1.12)$$

где  $P_d$  – динамическое давление в напорном трубопроводе, Па;  $\rho$  – плотность вещества\*, кг/м<sup>3</sup>;  $C$  – скорость потока воздуха, м/с.

\*Плотность воздуха можно принять равной 1,2 кг/м<sup>3</sup> или определить по таблице с учетом температуры и влажности.

Производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/с:

$$Q = C_{\text{cp}} \cdot S; \quad (1.13)$$

$$S = \frac{\pi \cdot D_0^2}{4}; \quad (1.14)$$

$$C_{\text{cp}} = C \cdot k, \quad (1.15)$$

где  $S$  – площадь поперечного сечения напорного трубопровода, м<sup>2</sup>;  $D_0$  – диаметр напорного трубопровода, м;  $C_{\text{cp}}$  – усредненная скорость потока воздуха, м/с;  $k$  – коэффициент, зависящий от трубопровода\*.

\*При диаметре напорного трубопровода  $D = 100$  мм,  $S = 0,00785$  м<sup>2</sup>. Коэффициент принимается  $k = 0,8-1$ .

Производительность вентилятора, м<sup>3</sup>/ч:

$$Q^* = 3600 \cdot C_{\text{cp}} \cdot S. \quad (1.16)$$

Полезная мощность вентилятора, Вт:

$$N_{\text{п}} = Q \cdot P_{\text{п}}; \quad (1.17)$$

$$P_{\text{п}} = P_{\text{c}} + P_{\text{д}}, \quad (1.18)$$

где  $P_{\text{п}}$  – полное давление, Па;  $P_{\text{c}}$  – статическое давление в напорном трубопроводе, Па.

Коэффициент полезного действия вентилятора:

$$\eta = \frac{N_{\text{п}}}{N}, \quad (1.19)$$

где  $N$  – электрическая мощность, потребляемая вентилятором, Вт.

### Контрольные вопросы

1. Параллелограмм скоростей центробежной машины.
2. Основные уравнения центробежной машины.
3. Уравнения Эйлера (различные виды).
4. Теоретические характеристики центробежной машины.

## Лабораторная работа № 2

# ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАСОСА

*Цель работы:* ознакомиться с устройством и принципом действия центробежного насоса, рассчитать его приведенный диаметр, допустимую высоту всасывания насоса, кавитационную высоту всасывания, геометрическую высоту всасывания и приблизительно определить его КПД.

### Теоретическая часть

Передача энергии потоку жидкости с вала центробежной машины осуществляется рабочим колесом с профилированными лопатками. Жидкость, поступающая в межлопастные каналы, вращается вокруг оси рабочего колеса и под воздействием центробежных сил перемещается к периферии колеса и выталкивается в канал, окружающий колесо (напорную камеру). В насосах наблюдается явление, называемое кавитацией, т. е. вскипание жидкости на лопатках рабочего колеса, что приводит к разрушению металла лопаток, снижению КПД, нарушению режима регулирования.

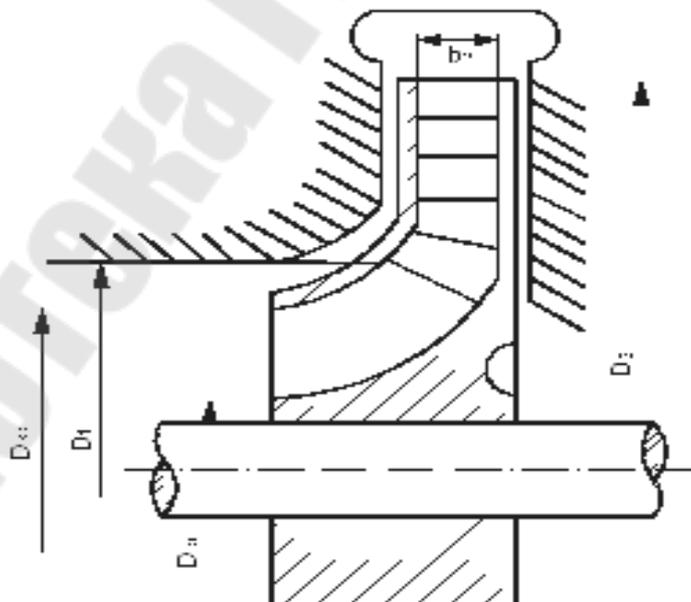


Рис. 2.1. Основные геометрические размеры рабочего колеса центробежного насоса

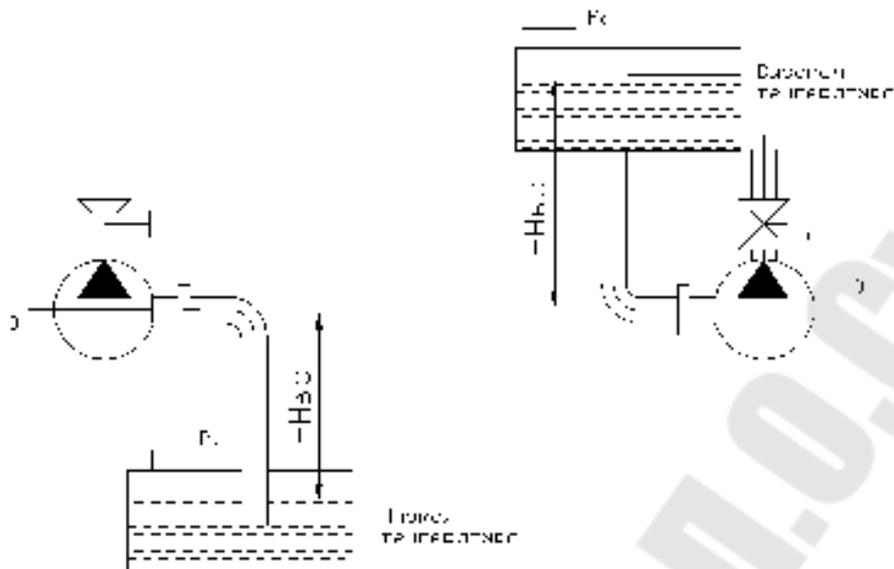


Рис. 2.2. Допустимая геометрическая высота всасывания

Главной мерой борьбы против кавитации является соблюдение такой высоты всасывания насоса, при которой не возникает явление кавитации. Такая высота называется допустимой высотой всасывания.

### Порядок выполнения работы

Снимаем основные характеристики насоса:

Насос: типа К-80-65-160-С-УЗ ТУ26-06-1390–84;  $Q = 50 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $H = 32 \text{ м}$ ;  $\sum \Delta h_{\text{доп}} = 3,8 \text{ м}$ ;  $n = 2800 \text{ об/мин}$ ;  $D_{\text{вс}} = \text{мм}$  (измерить);  $D_{\text{вс}}$  – диаметр всасывания.

Двигатель насоса: асинхронный тип АИР 112 М2У2:  $N = 7,5 \text{ кВт}$ ;  $\eta = 87,5 \%$ ;  $n = 2895 \text{ об/мин}$ ;  $\cos \varphi = 0,88$ .

### Методика расчета

1. Определим КПД центробежного насоса.

Объемный КПД равен:

$$\eta_0 = \frac{1}{1 + a \cdot n_s^{-0,66}}, \quad (2.1)$$

где  $n_s$  – коэффициент быстроходности;  $a$  – коэффициент пропорциональности,  $a = 0,68$ .

Коэффициент быстроходности определяется по формуле

$$n_s = 3,65n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}}, \quad (2.2)$$

где  $n$  – частота вращения вала насоса, об/мин;  $Q$  – подача насоса, м<sup>3</sup>/с;  $H$  – напор насоса, м вод. ст.

2. Определим гидравлический КПД насоса

$$\eta_{\Gamma} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{1п} - 0,172)^2}, \quad (2.3)$$

где  $D_{1п}$  – приведенный диаметр рабочего колеса

$$D_{1п} = R \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}, \quad (2.4)$$

где  $R$  – коэффициент входной воронки, для большинства насосов  $R = 3,6-3,9$ ;  $n$  – частота вращения вала насоса, об/мин.

3. Механический КПД мелких насосов лежит в пределах:  $\eta = 0,8-0,85$ .

4. Общий КПД центробежного насоса определяется:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{\text{мех}}. \quad (2.5)$$

5. Определим мощность на валу центробежного насоса:

$$N = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{1000\eta}, \quad (2.6)$$

где  $\rho$  – плотность прокачиваемой среды, принимаем ее равной плотности воды,  $\rho = \rho_{\text{в}} = 1000$  кг/м<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение свободного падения.

6. Для определения допустимой геометрической высоты всасывания величин:

а) кавитационную высоту, м в. ст.

$$H_{\text{кав}} = \frac{P_0 - P_{\text{нас}}}{\rho g}, \quad (2.7)$$

где  $P_0$  – давление на нижнем уровне всасываемой жидкости;  $P_{\text{нас}}$  – давление насыщения при температуре перемещаемой жидкости;

$t_{\text{ж}}$  – температура перемещаемой жидкости,  $t_{\text{ж}} = 18$  °С (температура в лаборатории);

б) критическую высоту всасывания

$$H_{\text{вс}}^{\text{кр}} = H_{\text{кав}} - 10 \left( \frac{n\sqrt{Q}}{c} \right)^{4/3}, \quad (2.8)$$

где  $c$  – коэффициент, определяющий стойкость насоса к кавитационным изменениям,  $c = 500-1500$ ;  $n$  – частота вращения вала насоса, об/мин;  $Q$  – производительность насоса, м<sup>3</sup>/с;

в) допустимую высоту всасывания:

$$H_{\text{доп}}^{\text{вс}} = H_{\text{вс}}^{\text{кр}} - 0,25(H_{\text{нав}} - H_{\text{вс}}^{\text{кр}}), \quad (2.9)$$

где  $0,25(H_{\text{нав}} - H_{\text{вс}}^{\text{кр}})$  – 25 % – запас, обеспечивающий надежность работы насоса;

г) скорость перемещаемой жидкости во всасывающем патрубке насоса:

$$v_{\text{вс}} = \frac{Q}{F}, \quad (2.10)$$

где  $F$  – площадь всасывания, м<sup>2</sup>.

7. Допускаемая геометрическая высота всасывания определяется:

$$H_{(\text{вс})\Gamma}^{\text{доп}} = H_{\text{вс}}^{\text{доп}} - \sum h_{\text{доп}} - \frac{v_{\text{вс}}}{2g} - \frac{D_1}{2}, \quad (2.11)$$

где  $\sum h_{\text{доп}}$  – гидравлические потери во всасывающем патрубке насоса;

$D_1$  – диаметр входа на лопатку рабочего колеса насоса,

$$D_1 = (0,7 - 1,0)D_0, \text{ м}; \quad D_0 = \sqrt{d_{\text{вт}}^2 + D_1^2}, \text{ м},$$

где  $d_{\text{вт}}$  – диаметр втулки рабочего колеса насоса,  $d_{\text{вт}} = (1,2 - 1,25)d_{\text{в}}$ , м,

где  $d_{\text{в}}$  – диаметр вала рабочего колеса насоса:

$$d_{\text{в}} = 57,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n \cdot \tau_{\text{кр}}}}, \quad (2.12)$$

где  $\tau_{кр}$  – напряжение кручения,  $\tau_{кр} = (1,2-2) \cdot 10^7$  Па;  $n$  – частота вращения вала насоса, об/мин;  $N$  – мощность на валу центробежного насоса, кВт.

Результаты расчетов заносим в табл. 2.1 и 2.2.

Таблица 2.1

**Характеристики электрического двигателя центробежного насоса**

Типоразмер электродвигателя насоса	Мощность электродвигателя насоса $N$ , кВт	Частота вращения $n$ , об/мин	КПД насоса $\eta$

Таблица 2.2

**Характеристики центробежного насоса**

Типоразмер центробежного насоса	Подача $Q$ , м <sup>3</sup> /ч	Напор $H$ , м вод. ст.	Диаметр всасывания $D_{вс}$ , м	Частота вращения вала насоса $n$ , об/мин	Мощность на валу $N$ , кВт	Диаметр входа на лопатку $D_0$ , м	Допустимая геометрическая высота всасывания $H^1(вс)$ г, м вод. ст.

**Контрольные вопросы**

1. Типы рабочих лопаток центробежной машины.
2. Действительные и теоретические графические характеристики центробежной машины.
3. Формулы для расчета высот всасывания центробежного насоса.
4. Последовательное и параллельное соединение насосов (схема соединения, зависимости  $H = f(Q)$ ).

### Лабораторная работа № 3

## СНЯТИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВОГО ВЕНТИЛЯТОРА

*Цель работы:* изучение работы осевого вентилятора на различных режимах и построение следующих характеристик осевого вентилятора:  $H = f(Q)$ ;  $N = f(Q)$ ;  $\eta = f(Q)$ .

### Теоретическая часть

Вентиляторы подразделяются на два вида: центробежные и осевые.

Осевые вентиляторы – это вентиляторы, в которых поток движется по оси вращения колеса, не изменяя своего направления. Для осевого вентилятора существует четыре основных параметра, которые характеризуют его работу: производительность, коэффициент полезного действия, напор и мощность.

Передача энергии с вала осевого вентилятора потоку газа происходит с помощью рабочего колеса, состоящего из консольных лопастей, закрепленных на втулке. Так как лопасти осевого вентилятора закреплены под углом к плоскости вращения колеса машины, которое вращаясь, удерживается в осевом направлении, то рабочее колесо осевого вентилятора перемещает газ вдоль своей оси.

Решетка профилей осевого вентилятора получается сечением колеса цилиндрической поверхностью радиусом  $r$  и разворачиванием этой поверхности (рис. 3.1).

Величины, характеризующие геометрию решетки:  $t$  – шаг лопастей;  $b$  – длина хорды сечения лопастей;  $B$  – ширина решетки;  $\beta_{1л}$ ,  $\beta_{2л}$  – лопастные углы на входе и выходе;  $\beta_y$  – угол установки, угол между хордой лопасти и осью решетки.

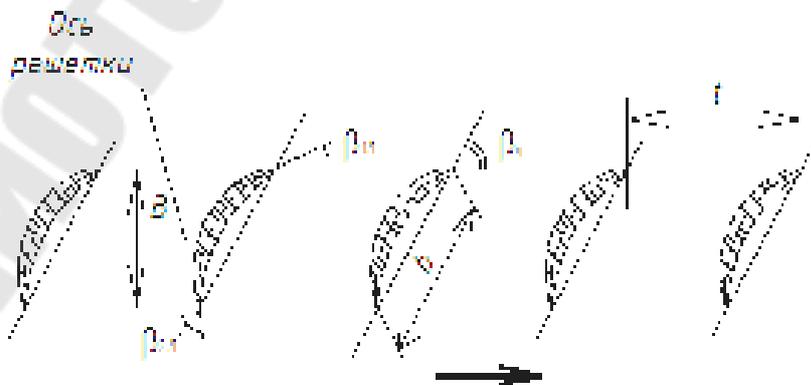


Рис. 3.1. Решетка профилей осевого вентилятора

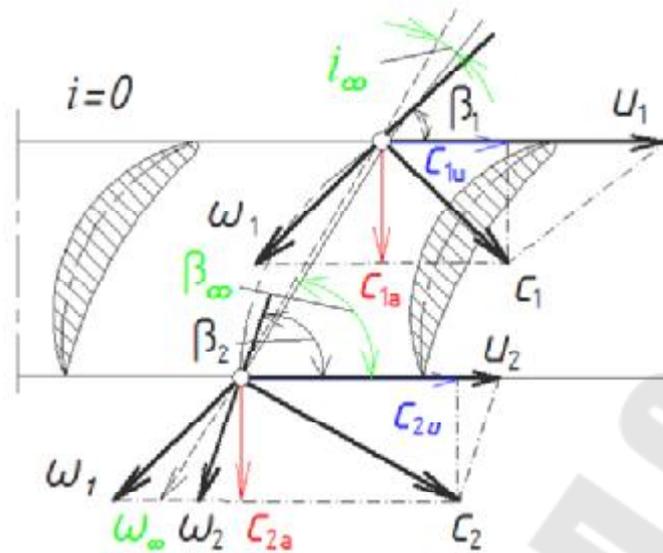


Рис. 3.2. Паралелограмм скоростей осевого нагнетателя:

$u_1, w_1, c_1$  – переносная, относительная и абсолютная скорости на входе;  
 $u_2, w_2, c_2$  – переносная, относительная и абсолютная скорости на выходе;  
 $\beta_1$  и  $\beta_2$  – углы входа и выхода или углы между осью решетки и относительными скоростями на входе и выходе;  
 $i$  – угол атаки или угол между касательной и средней линиями лопасти и относительной скорости на входе;  
 $\sigma$  – угол отставания или угол между касательной и средней линиями лопасти и относительной скоростью на выходе;  
 $w_\infty$  – средняя векторная относительная скорость

Теоретический напор, создаваемый рабочим колесом осевого вентилятора при условии  $u_1 = u_2 = u$ , м вод. ст.:

$$H_T = \frac{U^2}{g} \varphi (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2), \quad (3.1)$$

где  $\varphi$  – коэффициент расхода, определяющий объемный расход, приходящийся на единицу площади поперечного сечения решетки лопастей.

Теоретическое давление, создаваемое рабочим колесом осевого нагнетателя, Па:

$$p_T = \rho U^2 \varphi (\operatorname{ctg} \beta_1 - \operatorname{ctg} \beta_2), \quad (3.2)$$

где  $\rho$  – плотность газа.

Коэффициент полезного действия решетки профилей осевого нагнетателя:

$$\eta_{\text{реш}} = \frac{p_2 - p_1}{p_2 - p_1 + \Delta p}, \quad (3.3)$$

где  $p_1$  – давление потока газа на входе в вентилятор, Па;  $p_2$  – давление потока газа на выходе из вентилятора, Па.

Действительное давление, создаваемое рабочим колесом осевой машины:

$$p_d = p_T \cdot \eta_{\text{реш}} = \rho \cdot U^2 - \varphi(\text{ctg}\beta_1 - \text{ctg}\beta_2)\eta_{\text{реш}}. \quad (3.4)$$

Механический КПД учитывает потери энергии от трения в подшипниках и уплотнениях осевой машины:  $\eta_{\text{мех}} = 0,94-0,98$ .

Объемные потери малы и, следовательно, ими можно пренебречь:  $\eta_o \approx 1$ .

Гидравлический КПД ступени осевого вентилятора:  $\eta_r = 0,75-0,92$ .

Полный КПД ступени вентилятора:

$$\eta = \eta_r \eta_{\text{мех}}. \quad (3.5)$$

Мощность на валу осевого вентилятора, Вт:

$$N = \frac{m \cdot g \cdot H}{1000\eta}, \quad (3.6)$$

где  $m$  – массовый расход газа.

### Порядок выполнения работы

1. Установить все регуляторы и переключатели на панели управления в нижнее (крайнее левое) положение.
2. Включить питание стенда (три автоматических выключателя «Сеть»).
3. Открыть краны В3, В7 (рис. 3.3). Остальные краны закрыть.

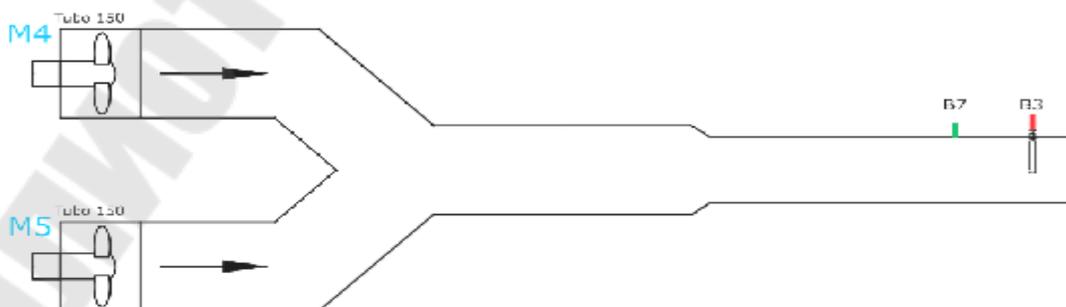


Рис. 3.3. Определение характеристик осевого вентилятора

4. Подготовить систему измерения давления к работе.
5. Если на выходном отверстии канала установлена диафрагма – снять.
6. Ручки переключателей SA1 и SA6 установить в положение 3 «Параллельная работа осевых вентиляторов».
7. На вход вентилятора M5 установить заглушку.
8. Подать питание на ЛАТР TV1 тумблером SA2.
9. Установить переключателями SA4.1–SA4.2 требуемое напряжение  $U$  питания. Напряжение контролировать по прибору PV1, скорость по  $Pn1$ .
10. Занести в табл. 3.1 следующие данные: напряжение питания ( $U$ ), величину тока ( $I$ ), активной мощности ( $N$ ), фактическую частоту вращения ( $n$ ), величину статического ( $P_c$ ) и динамического ( $P_d$ ) давления.
11. Установить на выходном отверстии воздушного канала диафрагму с требуемым диаметром проходного отверстия.
12. Занести в табл. 3.1 данные (см. п. 10) после установки выбранной диафрагмы.
13. Повторить п. 12 для всех выбранных диафрагм.
14. Выключить питание вентилятора (тумблер SA3).
15. Повторить п. 8–14 для другой величины питающего напряжения. Данные занести в табл. 3.1.
16. Выключить питание стенда.
17. Используя расчетные формулы, определить для каждой строчки табл. 3.1 следующие величины: скорость потока воздуха ( $C$  и  $C_{cp}$ ), производительность вентилятора ( $Q$  и  $Q^*$ ), полное давление в канале ( $P_n$ ), полезную мощность ( $N_n$ ), коэффициент полезного действия вентилятора ( $\eta$ ). Рассчитанные значения занести в табл. 3.2 для каждой исследованной величины питающего напряжения.
18. Построить семейство характеристик вентилятора:  $P_c = f(Q^*)$ ,  $N = f(Q^*)$ ,  $\eta = f(Q^*)$ .

Таблица 3.1

**Опытные данные**

Параметр	$U$	$D$	$I$	$N$	$n$	$P_c$	$P_d$
Единица измерения	В	мм	А	Вт	мин <sup>-1</sup>	Па	Па
1		100					
2							

Окончание табл. 3.1

Параметр	$U$	$D$	$I$	$N$	$n$	$P_c$	$P_d$
Единица измерения	В	мм	А	Вт	мин <sup>-1</sup>	Па	Па
3							
...							
1							
2							
3							
...							

Таблица 3.2

### Расчетные значения

Параметр	$C$	$C_{cp}$	$Q$	$Q^*$	$P_{II}$	$N_{II}$	$\eta$
Единица измерения	м/с	м/с	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /ч	Па	Вт	%
1							
2							
3							
...							

### Контрольные вопросы

1. Решетка профиля осевого вентилятора.
2. Параллелограмм скоростей осевой машины.
3.  $N$ ,  $H$ ,  $\eta$  и  $P$  осевых вентиляторов.
4. Графическая характеристика осевых вентиляторов.
5. Степень реактивности осевой машины  $\rho$  (определение и формула).

## Лабораторная работа № 4

### ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНАЯ РАБОТА ОСЕВЫХ ВЕНТИЛЯТОРОВ

*Цель работы:* изучение последовательной работы осевых вентиляторов на различных режимах и построение характеристик работы осевых вентиляторов.

#### Теоретическая часть

Схема последовательной работы вентиляторов применяется для увеличения величины давления. При последовательной работе двух вентиляторов они имеют одинаковую производительность. Обычно последовательно включают в работу осевые вентиляторы, имеющие относительно небольшие давления. При этом вентиляторы работают последовательно на единую сеть. Это многоступенчатый вентилятор с одинаковыми рабочими колесами, между которыми установлены спрямляющие аппараты для раскручивания потока до осевого направления перед последующим колесом. Чтобы получить суммарную характеристику системы из двух вентиляторов, необходимо сложить их давления (ординаты) при фиксированной производительности.

Для упрощения анализа совместной работы вентиляторов в дальнейшем не учитываем увеличение сопротивления сети при установке второго вентилятора. Аэродинамическая характеристика суммарной работы двух одинаковых вентиляторов приведена на рис. 4.1.

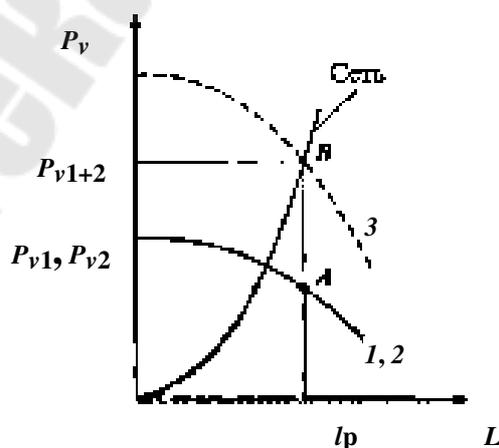


Рис. 4.1. Последовательная работа двух одинаковых вентиляторов:  
1, 2 – характеристики дополнительного и основного вентиляторов;  
3 – характеристика совместной работы двух вентиляторов

Оба вентилятора имеют производительность  $L_p$ , рабочим режимом каждого из вентиляторов является точка  $A$ , а системы из двух вентиляторов – точка  $B$ , давление в которой равно сумме давлений двух вентиляторов.

Рассмотрим совместную работу двух вентиляторов, которые имеют различные аэродинамические характеристики (рис. 4.2). Вентилятор 2 является основным, а вентилятор 1 – дополнительным, служащим для увеличения производительности основного вентилятора. Режимом совместной работы вентиляторов является точка  $C$ , рабочим режимом основного вентилятора – точка  $B$ , а дополнительного – точка  $A$ , при этом каждый из вентиляторов имеет производительность  $L_p$ . Если бы основной вентилятор работал один, то его рабочим режимом была бы точка  $D$ , а производительность вентилятора –  $L_D$ . За счет установки дополнительного вентилятора производительность возросла на величину  $L_R - L_D$ . Как видно, если производительность основного вентилятора при работе в данной сети  $L_D$  меньше максимальной производительности дополнительного вентилятора  $L_{1\max}$ , то установка дополнительного вентилятора приводит к увеличению производительности.

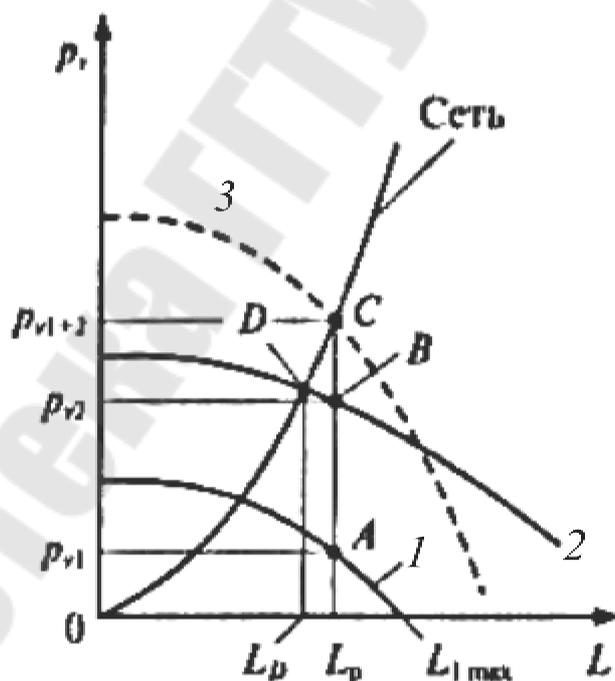


Рис. 4.2. Последовательная работа двух вентиляторов с различными характеристиками: 1, 2 – характеристики дополнительного и основного вентиляторов; 3 – характеристики совместной работы двух вентиляторов

## Порядок выполнения работы

1. Установить все регуляторы и переключатели на панели управления в нижнее (крайнее левое) положение.
2. Включить питание стенда (три автоматических выключателя «Сеть»).
3. Открыть краны В4, В8 (рис. 4.3). Остальные краны закрыть.

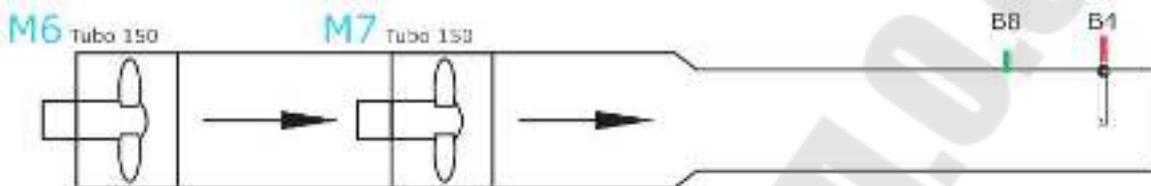


Рис. 4.3. Последовательная работа вентиляторов

4. Подготовить систему измерения давления к работе.
5. Если на выходном отверстии канала установлена диафрагма – снять.
6. Ручки переключателей SA1 и SA6 установить в положение 4 «Последовательная работа осевых вентиляторов».
7. Подать питание на ЛАТР TV1 тумблером SA2.
8. Установить переключателями SA4.1–SA4.2 требуемое напряжение  $U$  питания двигателя М6. Напряжение контролировать по прибору PV1, скорость по  $P_n1$ .
9. Занести в табл. 4.1 следующие данные: напряжение питания ( $U$ ), величину тока ( $I$ ), активной мощности ( $N$ ), фактическую частоту вращения ( $n$ ), величину статического ( $P_c$ ) и динамического ( $P_d$ ) давления.
10. Установить на выходном отверстии воздушного канала диафрагму с требуемым диаметром проходного отверстия.
11. Занести в табл. 4.1 данные (см. п. 9) после установки выбранной диафрагмы.
12. Повторить п. 11 для всех выбранных диафрагм.
13. Выключить питание вентилятора (тумблер SA2).
14. Повторить п. 7–13 для другой величины питающего напряжения. Данные занести в табл. 4.1.
15. Подать питание на ЛАТР TV2 тумблером SA3.
16. Установить переключателями SA5.1–SA5.2 требуемое напряжение  $U$  питания двигателя М7. Напряжение контролировать по прибору PV2, скорость по  $P_n2$ .

17. Повторить п. 9–14 для вентилятора М7. Данные занести в табл. 4.4. Рекомендуется проводить опыты при **одинаковых напряжениях** и использовать **одинаковые диафрагмы** для снятия характеристик обоих вентиляторов.

Таблица 4.1

**Опытные данные по вентилятору М1**

Параметр	$U$	$D$	$I_6$	$N_6$	$n_6$	$P_{с6}$	$P_{д6}$
Единица измерения	В	мм	А	Вт	мин <sup>-1</sup>	Па	Па
1							
2							
3							
...							
1							
2							
3							
...							

Таблица 4.2

**Опытные данные по вентилятору М5**

Параметр	$U$	$D$	$I_7$	$N_7$	$n_7$	$P_{с7}$	$P_{д7}$
Единица измерения	В	мм	А	Вт	мин <sup>-1</sup>	Па	Па
1							
2							
3							
...							
1							
2							
3							
...							

18. Используя расчетные формулы, определить для каждой строчки табл. 4.1 и 4.2 следующие величины: скорость потока воздуха ( $C$  и  $C_{ср}$ ), производительность вентиляторов ( $Q$  и  $Q^*$ ), полное давление в канале ( $P_{п}$ ), полезную мощность ( $N_{п}$ ), коэффициент полезного действия вентиляторов ( $\eta$ ). Рассчитанные значения занести в табл. 4.3 и 4.4 для каждой исследованной величины питающего напряжения.

Таблица 4.3

## Расчетные значения по вентилятору М6

Параметры	$C_6$	$C_{ср6}$	$Q_6$	$Q_6^*$	$P_{п6}$	$N_{п6}$	$\eta_6$
Единица измерения	м/с	м/с	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /ч	Па	Вт	%
1							
2							
3							
...							

Таблица 4.4

## Расчетные значения по вентилятору М7

Параметры	$C_7$	$C_{ср7}$	$Q_7$	$Q_7^*$	$P_{п7}$	$N_{п7}$	$\eta_7$
Единица измерения	м/с	м/с	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /ч	Па	Вт	%
1							
2							
3							
...							

19. Установить требуемую частоту вращения вентилятора М6 (см.  $n_6$  в табл. 4.1).

20. Установить требуемую частоту вращения вентилятора М7 (см.  $n_7$  в табл. 4.2). Для вентилятора М7 задать частоту равную частоте М6.

21. Занести в табл. 4.5 следующие данные: напряжение питания ( $U$ ), величины тока ( $I_6$  и  $I_7$ ), активной мощности ( $N_6$  и  $N_7$ ), фактическую частоту вращения ( $n_6$  и  $n_7$ ), величину статического ( $P_c$ ) и динамического ( $P_d$ ) давления.

22. Снять суммарную характеристику вентиляторов М6 и М7. Диаметры диафрагм см. в табл. 4.1, 4.2. Данные занести в табл. 4.5.

23. Выключить питание вентиляторов М6 и М7.

24. Выключить питание стенда.

Таблица 4.5

## Опытные данные при последовательной работе

Параметр	$f$	$U$	$D$	$I_6$	$I_7$	$N_6$	$N_7$	$n_6$	$n_7$	$P_c$	$P_d$
Единица измерения	Гц	В	мм	А	А	Вт	Вт	мин <sup>-1</sup>	мин <sup>-1</sup>	Па	Па
1											
2											

Окончание табл. 4.5

Параметр	$f$	$U$	$D$	$I_6$	$I_7$	$N_6$	$N_7$	$n_6$	$n_7$	$P_c$	$P_d$
Единица измерения	Гц	В	мм	А	А	Вт	Вт	мин <sup>-1</sup>	мин <sup>-1</sup>	Па	Па
3											
...											
1											
2											
3											
...											

25. Используя расчетные формулы, определить для каждой строчки табл. 4.5 следующие величины: скорость потока воздуха ( $C$  и  $C_{cp}$ ), производительность вентиляторов ( $Q$  и  $Q^*$ ), полное давление в канале ( $P_n$ ), полезную мощность ( $N_n$ ), коэффициент полезного действия вентиляторов ( $\eta$ ). Рассчитанные значения занести в табл. 4.6 для каждой исследованной величины питающего напряжения.

Таблица 4.6

**Расчетные значения при последовательной работе**

Параметр	$Q$	$Q^*$	$P$	$\eta$
Единица измерения	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /ч	Па	%
1				
2				
3				
...				

26. По данным табл. 4.3, 4.4 построить экспериментальные характеристики вентиляторов:  $P_6 = f(Q_6^*)$ ,  $P_7 = f(Q_7^*)$ ,  $\eta_6 = f(Q_6^*)$ ,  $\eta_7 = f(Q_7^*)$ .

27. Построить расчетную суммарную характеристику (или семейство характеристик) вентиляторов:  $P = f(Q^*)$ ,  $\eta = f(Q^*)$ .

28. По данным табл. 4.6 построить экспериментальную суммарную характеристику (или семейство характеристик) вентиляторов:  $P = f(Q^*)$ ,  $\eta = f(Q^*)$ .

Полный КПД двух последовательно включенных вентиляторов, работающих в различных режимах:

$$\eta = \frac{(P_6 + P_7)Q}{N_6 + N_7}. \quad (4.1)$$

Суммарный напор вентиляторов при последовательной работе:

$$P = P_6 + P_7; \quad (4.2)$$

$$Q^* = 3600Q. \quad (4.3)$$

### Контрольные вопросы

1. В каких случаях вентиляторы включают в работу последовательно?
2. Последовательная работа двух одинаковых вентиляторов.
3. Последовательная работа двух вентиляторов с различными характеристиками.
4. Полный КПД двух последовательно включенных вентиляторов.
5. Суммарный напор вентиляторов при последовательной работе.

## Лабораторная работа № 5

### ПАРАЛЛЕЛЬНАЯ РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРОВ

*Цель работы:* изучение параллельной работы центробежных и осевых вентиляторов на различных режимах и построение характеристик работы вентиляторов при параллельном соединении.

#### Теоретическая часть

Параллельную установку вентиляторов используют в случаях, когда необходимо увеличить производительность в сети или иметь разную производительность (в зависимости от сезона работы), а также для эффективного регулирования производительности в ветвях вентиляционной системы и т. д.

Чтобы получить суммарную характеристику системы из двух вентиляторов, необходимо сложить их производительности (ординаты) при фиксированном давлении. При анализе параллельной работы вентиляторов не учитываем увеличение сопротивления сети при установке дополнительного вентилятора.

Аэродинамическая характеристика двух одинаковых параллельно работающих вентиляторов приведена на рис. 5.1.

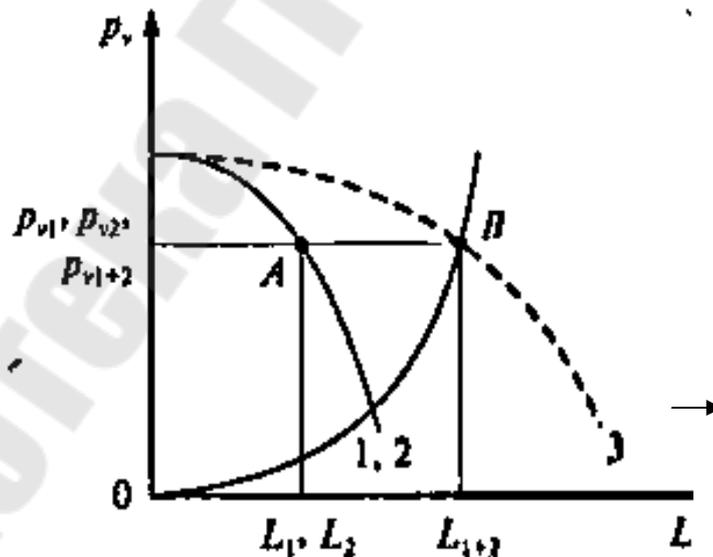


Рис. 5.1. Аэродинамическая характеристика двух одинаковых параллельно работающих вентиляторов:

- 1, 2 — характеристики дополнительного и основного вентиляторов;
- 3 — суммарная характеристика

Рабочим режимом каждого из вентиляторов является точка  $A$ , а системы из двух вентиляторов – точка  $B$ . Вентиляторы имеют равные производительности  $L_1$  и  $L_2$ , а суммарная производительность системы равна их удвоенной производительности  $L_{1+2}$ .

Рассмотрим совместную работу двух различных вентиляторов (рис. 5.2), один из которых является основным вентилятором, а другой – дополнительным вентилятором, установленным, например, для увеличения производительности основного.

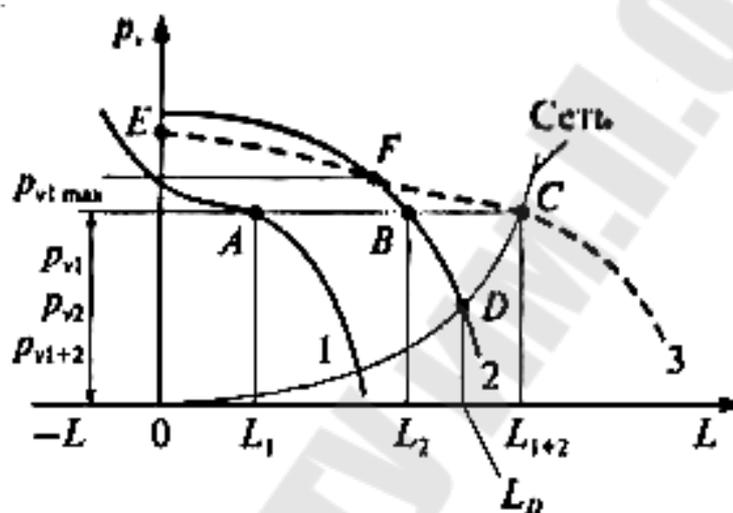


Рис. 5.2. Параллельная работа двух различных вентиляторов:  
 1 – дополнительный вентилятор; 2 – основной вентилятор;  
 3 – суммарная характеристика

Для построения суммарной аэродинамической характеристики необходимо иметь характеристику дополнительного вентилятора в четвертом квадранте (режим обратного течения через вентилятор). Теоретическая кривая совместной работы, полученная сложением производительностей двух вентиляторов, имеет особый начальный участок  $E-F$ , на котором максимальное давление дополнительного вентилятора меньше, чем у основного (здесь точка  $F$  на характеристике совместной работы соответствует давлению на режиме заглушки дополнительного вентилятора). Существуют два режима совместной параллельной работы вентиляторов, которые определяются сопротивлением сети.

Сопротивление сети не превышает максимальное давление дополнительного вентилятора  $p_{v1\max}$  (рис. 5.2). Режимом совместной работы вентиляторов является точка  $C$ , рабочим режимом основного

вентилятора – точка  $B$ , а дополнительного вентилятора – точка  $A$ . Если бы основной вентилятор работал один, то его режимом была бы точка  $D$ , а производительность –  $L_D$ . За счет установки дополнительного вентилятора производительность при совместной работе была увеличена на  $L_{1+2} - L_D$ . Такой режим характеризуется устойчивой параллельной работой двух вентиляторов.

## Порядок выполнения работы

### Параллельная работа осевых вентиляторов

1. Установить все регуляторы и переключатели на панели управления в нижнее (крайнее левое) положение.
2. Включить питание стенда (три автоматических выключателя «Сеть»).
3. Открыть краны  $B3$ ,  $B7$  (рис. 5.3). Остальные краны закрыть.

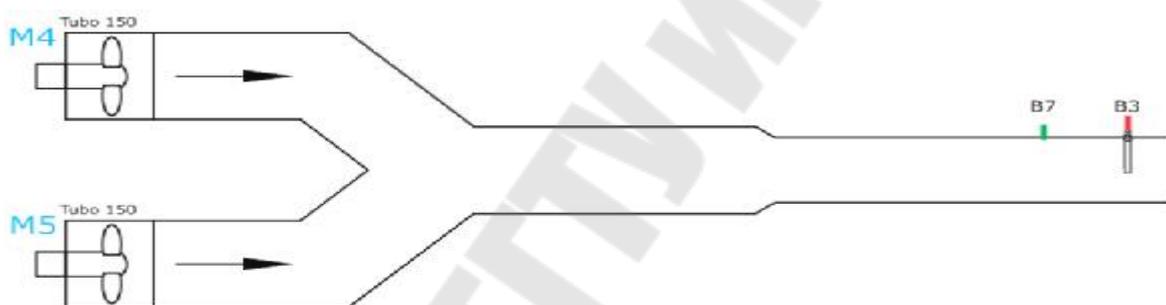


Рис. 5.3. Параллельная работа осевых вентиляторов

4. Подготовить систему измерения давления к работе.
5. Если на выходном отверстии канала установлена диафрагма – снять.
6. Ручки переключателей  $SA1$  и  $SA6$  установить в положение 3 «Параллельная работа осевых вентиляторов».
7. На вход вентилятора  $M2$  установить заглушку.
8. Подать питание на ЛАТР  $TV1$  тумблером  $SA2$ .
9. Установить переключателями  $SA4.1$ – $SA4.2$  требуемое напряжение  $U$  питания двигателя  $M6$ . Напряжение контролировать по прибору  $PV1$ , скорость по  $P_n1$ .
10. Занести в табл. 5.1 следующие данные: напряжение питания ( $U$ ), величину тока ( $I$ ), активной мощности ( $N$ ), фактическую частоту вращения ( $n$ ), величину статического ( $P_c$ ) и динамического ( $P_d$ ) давления.

11. Установить на выходном отверстии воздушного канала диафрагму с требуемым диаметром проходного отверстия (см. лабораторную работу 2).

12. Занести в табл. 5.1 данные (см. п. 9) после установки выбранной диафрагмы.

13. Повторить п. 12 для всех выбранных диафрагм.

14. Выключить питание вентилятора (тумблер SA3).

15. Повторить п. 8–14 для другой величины питающего напряжения. Данные занести в табл. 5.1.

16. Используя расчетные формулы, определить для каждой строчки табл. 5.1 следующие величины: скорость потока воздуха ( $C$  и  $C_{cp}$ ), производительность вентилятора ( $Q$  и  $Q^*$ ), полное давление в канале ( $P_n$ ), полезную мощность ( $N_n$ ), коэффициент полезного действия вентилятора ( $\eta$ ). Рассчитанные значения занести в табл. 5.2 для каждой исследованной величины питающего напряжения.

17. Убрать заглушку со входа вентилятора M5.

18. Установить требуемую частоту вращения вентиляторов M4 и M5 (см.  $n_4$  в табл. 5.1). Для вентилятора M5 задать частоту, равную частоте M4.

Таблица 5.1

Опытные данные по вентилятору M4

Параметр	$U$	$D$	$I_4$	$N_4$	$n_4$	$P_{c4}$	$P_{d4}$
Единица измерения	В	мм	А	Вт	мин <sup>-1</sup>	Па	Па
1							
2							
3							
...							
1							
2							
3							
...							
1							
2							
3							
...							

Расчетные значения по вентилятору М4

Параметр	$C_6$	$C_{cp5}$	$Q_5$	$Q^*_5$	$P_{п5}$	$N_{п5}$	$\eta_5$
Единица измерения	м/с	м/с	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /ч	Па	Вт	%
1							
2							
3							
...							

19. Занести в табл. 5.3 следующие данные: напряжение питания ( $U$ ), величины тока ( $I_4$  и  $I_5$ ), активной мощности ( $N_4$  и  $N_5$ ), фактическую частоту вращения ( $n_4$  и  $n_5$ ), величину статического ( $P_c$ ) и динамического ( $P_d$ ) давления.

20. Снять суммарную характеристику вентиляторов М4 и М5. Диаметры диафрагм см. в табл. 5.1. Данные занести в табл. 5.3.

21. Выключить питание вентиляторов М4 и М5.

22. Выключить питание стенда.

23. Используя расчетные формулы, определить для каждой строчки табл. 5.3 следующие величины: скорость потока воздуха ( $C$  и  $C_{cp}$ ), производительность вентиляторов ( $Q$  и  $Q^*$ ), полное давление в канале ( $P_n$ ), полезную мощность ( $N_n$ ), коэффициент полезного действия вентиляторов ( $\eta$ ). Рассчитанные значения занести в табл. 5.2 для каждой исследованной величины питающего напряжения.

24. По данным табл. 5.1, 5.2 построить экспериментальные характеристики одиночного вентилятора:  $P_4 = f(Q_4^*)$ ,  $\eta_4 = f(Q_4^*)$ .

25. Построить расчетную суммарную характеристику (или семейство характеристик) вентиляторов:  $P = f(Q^*)$ ,  $\eta = f(Q^*)$ .

26. По данным табл. 5.3, 5.4 построить экспериментальную суммарную характеристику (или семейство характеристик) вентиляторов:  $P = f(Q^*)$ ,  $\eta = f(Q^*)$ .

Полный КПД двух параллельно включенных вентиляторов, работающих в различных режимах:

$$\eta = \frac{Q_4 + Q_5}{\frac{Q_4}{\eta_4} + \frac{Q_5}{\eta_5}} \quad (5.1)$$

Полная (суммарная) подача вентиляторов при параллельной работе:

$$Q = Q_4 + Q_5; \quad (5.2)$$

$$Q^* = 3600Q. \quad (5.3)$$

Таблица 5.3

**Опытные данные при параллельной работе**

Параметр	$U$	$D$	$I_4$	$I_5$	$N_4$	$N_5$	$n_4$	$n_5$	$P_c$	$P_d$
Единица измерения	В	мм	А	А	Вт	Вт	мин <sup>-1</sup>	мин <sup>-1</sup>	Па	Па
1										
2										
3										
...										
1										
2										
3										
...										

Таблица 5.4

**Расчетные значения при параллельной работе**

Параметр	$Q$	$Q^*$	$\eta$
Единица измерения	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /ч	%
1			
2			
3			

**Параллельная работа центробежных вентиляторов**

1. Установить все регуляторы и переключатели на панели управления в нижнее (крайнее левое) положение.
2. Включить питание стенда (три автоматических выключателя «Сеть»).
3. Открыть краны В1, В5 (рис. 5.4). Остальные краны закрыть.
4. Подготовить систему измерения давления к работе.
5. Если на выходном отверстии канала установлена диафрагма – снять.
6. Ручки переключателей SA1 и SA6 установить в положение 1 «Параллельная работа центробежных вентиляторов».
7. Снятие характеристики одиночного вентилятора не производится. Воспользоваться данными лабораторной работы № 2 (табл. 2.2, 2.3).

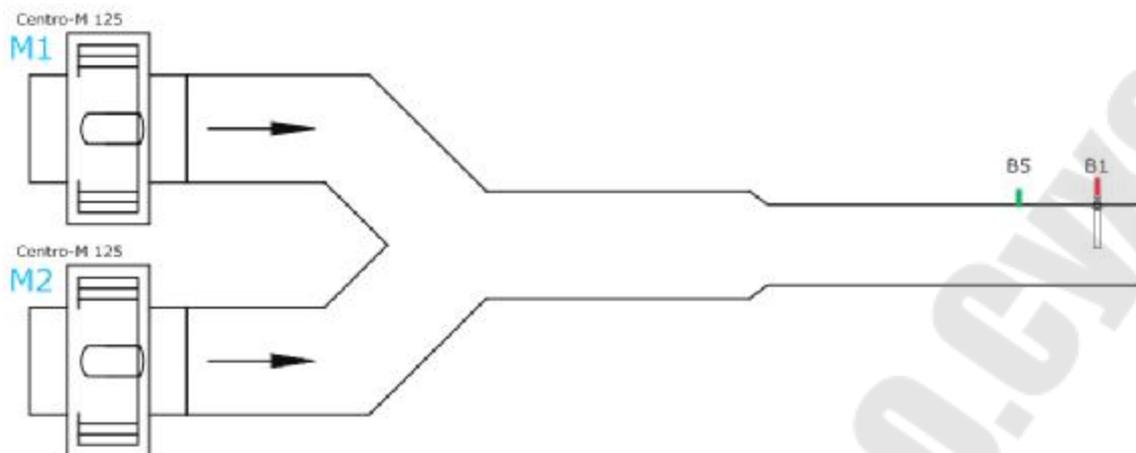


Рис. 5.4. Параллельная работа центробежных вентиляторов

8. Установить требуемую частоту вращения вентиляторов М1 и М2 (см.  $n$  в табл. 2.2 ЛР2). Для вентилятора М2 задать частоту, равную частоте М1.

9. Занести в табл. 5.3 следующие данные: напряжение питания ( $U$ ), величины тока ( $I_1$  и  $I_2$ ), активной мощности ( $N_1$  и  $N_2$ ), фактическую частоту вращения ( $n_1$  и  $n_2$ ), величину статического ( $P_c$ ) и динамического ( $P_d$ ) давления.

10. Снять суммарную характеристику вентиляторов М1 и М2. Диаметры диафрагм см. в табл. 2.2 лабораторной работы № 2. Данные занести в табл. 5.5.

11. Выключить питание вентиляторов М1 и М2.

12. Выключить питание стенда.

13. Используя расчетные формулы, определить для каждой строчки табл. 5.5 следующие величины: скорость потока воздуха ( $C$  и  $C_{cp}$ ), производительность вентиляторов ( $Q$  и  $Q^*$ ), полное давление в канале ( $P_n$ ), полезную мощность ( $N_n$ ), коэффициент полезного действия вентиляторов ( $\eta$ ). Рассчитанные значения занести в табл. 5.6 для каждой исследованной величины питающего напряжения.

14. Построить расчетную суммарную характеристику (или семейство характеристик) вентиляторов:  $P = f(Q^*)$ ,  $\eta = f(Q^*)$ .

15. По данным табл. 5.5, 5.6 построить экспериментальную суммарную характеристику (или семейство характеристик) вентиляторов:  $P = f(Q^*)$ ,  $\eta = f(Q^*)$ .

Таблица 5.5

## Опытные данные при параллельной работе

Параметр	$U$	$D$	$I_1$	$I_2$	$N_1$	$N_2$	$n_1$	$n_2$	$P_c$	$P_d$
Единица измерения	В	мм	А	А	Вт	Вт	мин <sup>-1</sup>	мин <sup>-1</sup>	Па	Па
1										
2										
3										
...										

Таблица 5.6

## Расчетные значения при параллельной работе

Параметр	$Q$	$Q^*$	$\eta$
Единица измерения	м <sup>3</sup> /с	м <sup>3</sup> /ч	%
1			
2			
3			
...			

## Контрольные вопросы

1. В каких случаях применяют параллельную установку вентиляторов?
2. Аэродинамическая характеристика двух одинаковых параллельно работающих вентиляторов.
3. Параллельная работа двух различных вентиляторов.
4. Полный КПД двух параллельно включенных вентиляторов, работающих в различных режимах.
5. Полная (суммарная) подача вентиляторов при параллельной работе.

## Лабораторная работа № 6

### ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ИСПЫТАНИЕ ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

*Цель работы:* изучить конструкцию компрессорной установки с поршневым компрессором марки 1 ПБ-10 и определить зависимость индикаторного давления от мощности на валу компрессора.

#### Теоретическая часть

Компрессоры – это тепловые машины, предназначенные для сжатия газов. Так как в любом реальном компрессоре существует «мертвое» пространство, то всасывание рабочего тела в цилиндр начинается в точке 4 (см.  $PV$ -диаграмму рис. 6.1). Процесс всасывания газа изображен линией 4–1. Процесс сжатия газа – линией 1–2. Сжатие сопровождается теплообменом между рабочим телом и стенками цилиндра. Процесс 2–3 – линия нагнетания газа. В процессе 3–4 рабочее тело (газ), оставшееся в «мертвом» пространстве, расширяется и реальная индикаторная диаграмма компрессора замыкается.

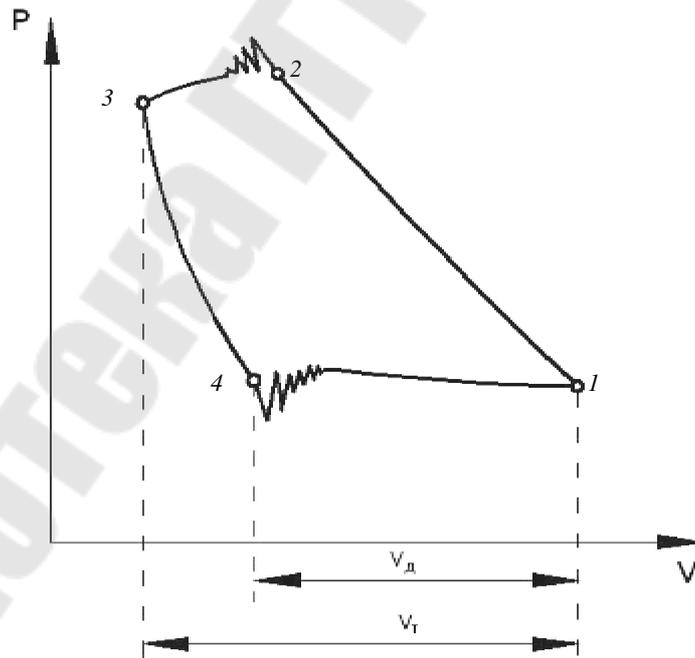


Рис. 6.1. Действительная индикаторная диаграмма:  
 $V_d$  – объем рабочего тела, действительно всасываемого  
в цилиндр за один ход поршня;  $V_T$  – рабочий объем цилиндра  
(объем между крайними положениями поршня)

Когда поршень приходит в крайнее левое положение, он вытесняет из цилиндра не весь газ. Часть газа объемом  $V_m$  остается в цилиндре. Этот объем называется «мертвым» пространством. Это необходимо во избежание удара поршня о крышку цилиндра при подходе его в крайнее левое положение.

Работа  $l_i$ , затрачиваемая внутри цилиндра реального компрессора на 1 кг рабочего тела, больше работы  $l$ , теоретически необходимой для получения 1 кг сжатого рабочего тела, так как имеются потери, обусловленные наличием «мертвого» пространства, утечками рабочего тела и т. д.

$$\eta_i = \frac{l}{l_i}, \quad (6.1)$$

где  $\eta_i$  – внутренний КПД компрессора.

Работа  $l_e$  на валу компрессора больше работы  $l_i$  вследствие наличия механических потерь при вращении вала в подшипниках, трения поршня о стенки цилиндра и др. Эти потери учитываются механическим КПД:

$$\eta_m = \frac{l_i}{l_e}. \quad (6.2)$$

Мощность  $N_i$ , затрачиваемая внутри цилиндра реального компрессора, определяется по формуле

$$N_i = \eta_m \cdot N_e, \quad (6.3)$$

где  $N_e$  – мощность на валу компрессора;

$$N_e = \frac{z \cdot l_i \cdot n}{60}, \quad (6.4)$$

где  $z$  – число цилиндров компрессора;  $n$  – число оборотов.

### Порядок выполнения работы

1. Определим объем цилиндра,  $\text{м}^3$ :

$$V_{\text{ц}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} S, \quad (6.5)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра;  $S$  – ход поршня цилиндра (табл. 6.2).

2. Рассчитываем индикаторную мощность:

$$N_i = \eta_m \cdot N_e, \quad (6.6)$$

где  $\eta_m$  – механический КПД компрессора,  $\eta_m = 0,85-0,95$ ;  $N_e$  – мощность на валу компрессора в данном замере.

3. Определим индикаторное давление:

$$p_i = \frac{240N_i}{2\pi \cdot D^2 \cdot n \cdot S}, \text{ кПа.} \quad (6.7)$$

Результаты расчета сведем в табл. 6.1:

Таблица 6.1

Расчетные значения

Номер опыта	Давление всасывания $P_{вс}$ , атм. (кПа)	Давление нагнетания $P_{нагн}$ , атм. (кПа)	$\Delta P$ , атм. (кПа)	Мощность на валу компрессора $N_e$ , кВт	Мощность, затрачиваемая внутри цилиндра, $N_i$ , кВт	Индикаторное давление $P_i$ , кПа
1						
2						
3						
4						

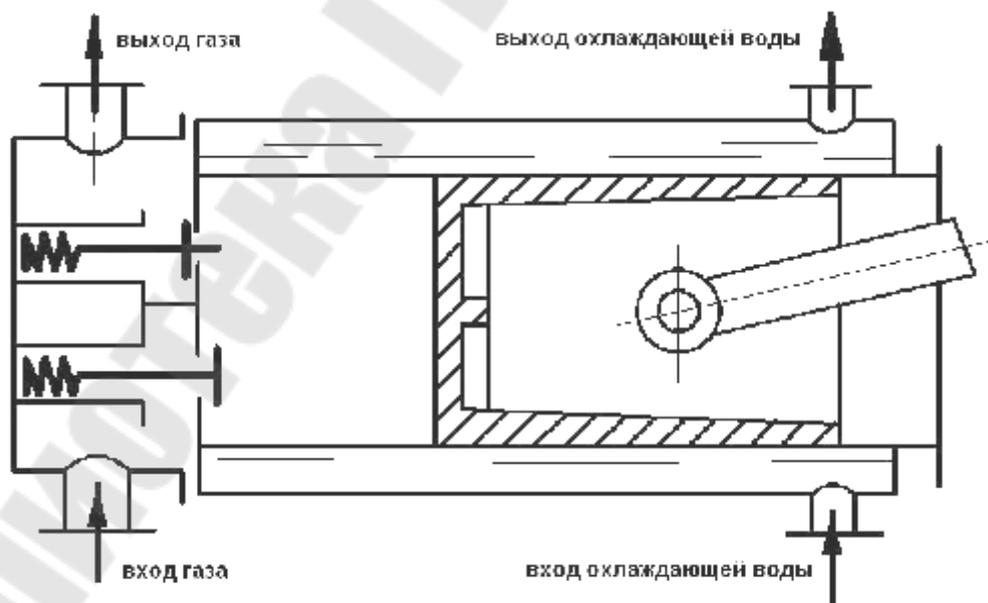


Рис. 6.2. Схема поршневого компрессора

### Характеристики компрессора 1 ПБ-10

Ход поршня	$S = 50$ мм
Число цилиндров	$Z = 2$
Диаметр цилиндра	$D = 67,5$ мм
Число оборотов	$N = 2600$ об/мин = 44 об/с
Номинальная мощность двигателя	$N_{\text{ном}} = 4,8$ кВт

5. По полученным результатам построим зависимость  $P_i = f(N_e)$ .

### Контрольные вопросы

1. PV-диаграммы поршневого компрессора (идеальная и реальная).
2. «Мертвое» пространство поршневого компрессора. Действительная диаграмма поршневого компрессора.
3. Мощность и КПД поршневого компрессора.
4. Расчет подачи поршневого компрессора, способы регулирования подачи поршневого компрессора.

## Лабораторная работа № 7

# ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОГО РАСХОДА ТОПЛИВА ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Цель работы:* ознакомиться с устройством и принципом действия двигателя внутреннего сгорания и определить эффективный расход топлива.

### Теоретическая часть

Карбюраторные двигатели – это двигатели с внешним смесеобразованием и принудительным зажиганием горючей смеси. В таких двигателях горючая смесь (смесь паров бензина и воздуха) готовится вне цилиндра двигателя – в карбюраторе и после осуществления процесса сжатия в цилиндре воспламеняется от электрической искры.

Двухтактными называют такие двигатели, у которых рабочий цикл совершается за два хода поршня от верхней «мертвой» точки до нижней «мертвой» точки, т. е. за один оборот коленчатого вала. Мощность  $N_e$ , развиваемая на валу двигателя, называется эффективной мощностью.

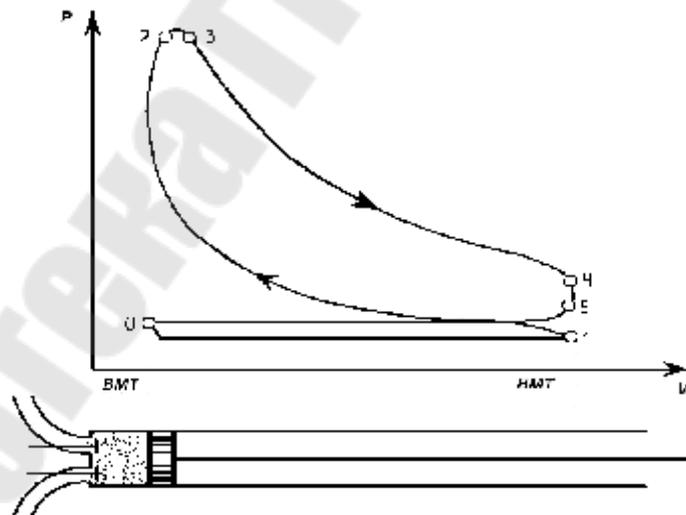


Рис. 7.1. Индикаторная диаграмма:

0–1 – процесс всасывания рабочей смеси в цилиндр двигателя; 1–2 – процесс сжатия рабочей смеси в цилиндре двигателя; 2–3 – процесс сгорания рабочей смеси в цилиндре двигателя; 3–4 – процесс обратного хода поршня (рабочий ход); 4–5 – процесс падения давления при открытии сбросного клапана; 5–0 – процесс удаления продуктов сгорания из цилиндра двигателя

Индикаторная мощность – это мощность, развиваемая газами внутри цилиндров двигателя. Она затрачивается на совершение полезной работы, преодоление трения в двигателе и на привод его вспомогательных механизмов –  $N_i$ .

Если площадь индикаторной диаграммы заменить равной площадью прямоугольника с основанием, равным длине индикаторной диаграммы, то высота этого прямоугольника представляет собой среднее индикаторное давление  $P_i$ .

Механические потери двигателей оцениваются механическим КПД:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}; \quad (7.1)$$

$$\eta_m = 0,85-0,95.$$

Мощность, затрачиваемая на трение и привод вспомогательных механизмов, называется мощностью механических потерь  $N_m$ .

Эффективная мощность:

$$N_e = N_i - N_m. \quad (7.2)$$

### Порядок выполнения работы

1. Определим объем цилиндра ДВС по формуле

$$V_g = \frac{\pi D^2}{4} S \text{ м}^3, \quad (7.3)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $S$  – ход поршня цилиндра, м.

2. Найдем индикаторную работу (т. е. работу, совершаемую в цилиндре двигателя):

$$L_i = P_i \cdot V_g \text{ кДж}, \quad (7.4)$$

где  $P_i$  – индикаторная мощность;

$$P_i = 800-1000 \text{ кПа}.$$

3. Определим индикаторную мощность ДВС:

$$N_i = \frac{z \cdot L_i \cdot n}{\tau \cdot 60} \text{ кВт}, \quad (7.5)$$

где  $z$  – число цилиндров двигателя;  $\tau$  – тактность двигателя;  $n$  – число оборотов коленчатого вала в минуту.

4. Найдем мощность, развиваемую на валу ДВС:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m \text{ кВт.} \quad (7.6)$$

5. Найдем внутреннюю мощность, потребляемую ДВС:

$$N_{oi} = \frac{N_e}{\eta_{oi}} \text{ кВт,} \quad (7.7)$$

где  $\eta_{oi}$  – внутренний эффективный КПД,  $\eta_{oi} = 0,25-0,35$ .

6. Определим расход топлива ДВС:

так как

$$N_{oi} = B \cdot Q_H^p, \quad (7.8)$$

то

$$B = \frac{N_{oi}}{Q_H^p} \text{ кг/с,} \quad (7.9)$$

где  $Q_H^p$  – низшая теплота сгорания топлива (бензина А-72);  
 $Q_H^p = 43000$  кДж/кг.

Характеристики ДВС:

$z = 6$ ;  $D = 0,083$  м;  $S = 0,098$  м;  $n = 3000$  об/мин;  $Q_H^p = 43000$  кДж/кг.

### Контрольные вопросы

1. Индикаторные диаграммы ДВС (идеальные и реальные) с подводом теплоты при:

- $P - \text{const}$ ;
- $V - \text{const}$ ;
- $P$  и  $V - \text{const}$ .

2. Тактность двигателей, принцип работы и действительная диаграмма двухтактного двигателя.

3. Индикаторное давление (способы определения). Верхняя и нижняя «мертвые» точки ДВС.

## Лабораторная работа № 8

### ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СТРУЙНОГО НАСОСА

*Цель работы:* изучение устройства и принципа работы струйного насоса с определением коэффициента подмешивания.

#### Теоретическая часть

Струйный насос – это динамический насос трения, в котором поток перекачиваемой жидкости перемещается под механическим воздействием другого потока (рабочего).

Рабочий поток может состоять из той же или какой-либо иной жидкости, обладающей большой кинетической энергией, нежели перекачиваемый поток.

Струйные насосы делятся на эжекторы, инжекторы, гидроэлеваторы. В эжекторных насосах рабочий и перекачиваемый потоки являются потоками одной и той же жидкости. Если оба потока состоят из воды, то насос называют водоструйным.

В инжекторных насосах рабочий поток состоит из пара или газа, а перекачиваемый поток из какой-либо жидкости.

В гидроэлеваторах рабочим потоком обычно является поток воды, а перекачиваемым – гидросмесь (т. е. смесь воды с глиной, песком или шлаком).

Струйные насосы удобны тем, что позволяют обходиться без двигателя и трущихся частей. Они надежно работают с загрязненными и агрессивными жидкостями, а иногда используются одновременно и как смесители. Схема струйного насоса показана на рис. 8.1.

Рабочая жидкость вытекает с высокой скоростью через сопло 1 в приемную камеру 2. Струя рабочей жидкости в приемной камере соприкасается с перемещаемой жидкостью, поступающей по трубе 3. В приемной камере происходят захватывание и перемещение жидкости, поступающей по трубе 3 в камеру смешения 4 и далее – в конический диффузор 5. В камере смешения происходит обмен импульсами между рабочей и перемещаемой жидкостями. В диффузоре происходит превращение кинетической энергии в потенциальную. Далее из диффузора жидкость поступает в трубопровод.

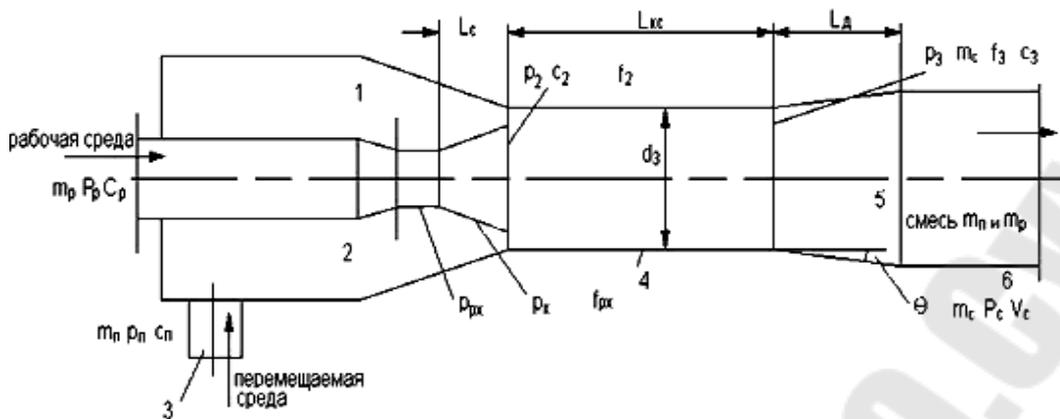


Рис. 8.1. Схема струйного насоса

Основные параметры струйного насоса:

$m_p$  – массовый расход рабочей жидкости, кг/с;

$m_n$  – массовый расход перемещаемой жидкости, кг/с;

$P_p$  – давление рабочей жидкости на входе в насос;

$P_n$  – давление перемещаемой жидкости на входе в насос;

$P_c$  – давление смеси рабочей и перемещаемой жидкости на выходе.

Подача струйного насоса характеризуется коэффициентом инжекции:

$$U = \frac{m_n}{m_p} = \frac{Q_n}{Q_p}, \quad (8.1)$$

где  $Q_n$  и  $Q_p$  – объемные подачи перемещаемой и рабочей жидкостей.

Уравнение для потока в струйном насосе:

$$\varphi_1 \cdot C_p \cdot m_p + \varphi_2 \cdot C_n \cdot m_n - \varphi_3 \cdot C_3 \cdot (m_p + m_n) = f_3 (P_3 - P_k), \quad (8.2)$$

где  $C_p, C_n, C_3$  – теоретические скорости в характерных сечениях насоса;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – коэффициенты для этих сечений, учитывающие потери напора, отнесенные к участкам потока в насосе.

Существенным недостатком всех струйных насосов является низкий КПД ( $\eta = 0,2 - 0,35$ ), что вызвано большими потерями энергии жидкости на вихреобразование и трение в камере смешения и в диффузоре.

КПД струйного насоса равен отношению полезной мощности к затрачиваемой:

$$\eta = \frac{P_{\text{п}} \cdot Q_{\text{п}}}{P_{\text{р}} \cdot Q_{\text{р}}}. \quad (8.3)$$

Характеристики струйных насосов обычно строят в виде графической зависимости развиваемого ими давления и КПД от коэффициента инжекции  $U$ . С увеличением  $U$  давление уменьшается, а КПД достигает максимума при некотором оптимальном значении  $U_{\text{опт}}$ , которое зависит от конструкции насоса и изменяется в пределах 0,5–1,5.

Максимальное давление создается струйным насосом при  $m_{\text{п}} = 0$ .

Давление, создаваемое струйным насосом, в сильной степени зависит от числа Рейнольдса, уменьшаясь при уменьшении последнего. При числах Рейнольдса порядка  $10^6$  и более это уменьшение прекращается, наступает режим автомодельности.

Опытные данные приводят к следующим оптимальным геометрическим соотношениям струйного насоса:

$$l_{\text{к.с}} = 4d_3 \text{ при } U \leq 1; l_{\text{к.с}} = 8d_3 \text{ при } U \geq 3;$$

$$l_{\text{д}} = (6-7)(d_{\text{с}} d_3); l_{\text{с}} = (1-1,5)d_3,$$

где  $l_{\text{к.с}}$  – длина камеры смешения;  $l_{\text{д}}$  – длина диффузора;  $l_{\text{с}}$  – длина сопла.

Угол расхождения диффузора  $\theta = 8-10^\circ$ .

Тепловые пункты предназначены для подсоединения систем отопления к тепловым сетям. Тепловой пункт (узел) оборудуется термометрами, манометрами, задвижками, грязевиками, расходомером.

Если температура воды в тепловой сети  $t_{\text{п}}$  выше температуры теплоносителя в системе отопления здания  $t_{\text{г}}$ , присоединение абонента производится по схеме, предложенной проф. В. М. Чаплиным. Основным узлом в данной схеме является водоструйный элеватор, с помощью которого часть охлажденной воды, возвращаемой из системы отопления, с температурой  $t_0$  подмешивается к поступающей воде из теплотрассы, доводится до температуры  $t_{\text{г}}$  (рис. 8.2) и направляется в систему отопления здания.

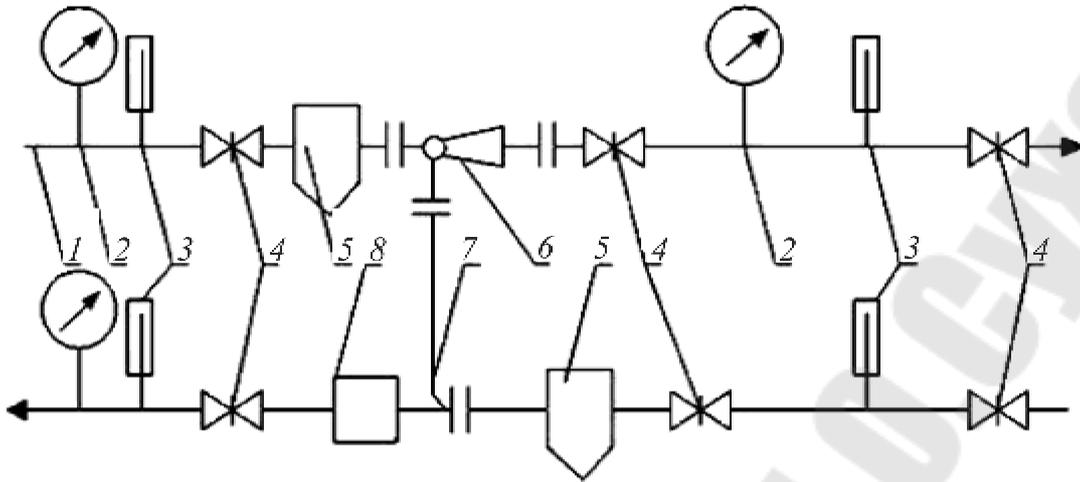


Рис. 8.2. Схема элеваторного узла:

- 1 – подающий трубопровод; 2 – манометры; 3 – термометры;  
 4 – запорная арматура; 5 – грязевики; 6 – водоструйный элеватор;  
 7 – подмешивающий обратный трубопровод охлажденного теплоносителя;  
 8 – расходомер

Количество охлажденной воды, забираемой элеватором из обратной магистрали системы отопления, характеризуется коэффициентом подмешивания  $\beta$ , равным отношению количества подмешиваемой воды  $G_2$  к поступающей из теплотрассы  $G_1$ :

$$\beta = \frac{G_2}{G_1} = \frac{t_n - t_r}{t_r - t_0}. \quad (8.4)$$

Расход теплоносителя, кг/с, в системе отопления определяется согласно следующей зависимости:

$$G = G_1 + G_2 = G_2 \cdot (1 + \beta^{-1}) = G_1(1 + \beta). \quad (8.5)$$

Величина  $G_1$  фиксируется с помощью расходомера, устанавливаемого на обратном трубопроводе в тепловом узле.

Тепловая мощность, кВт, системы отопления:

$$Q = C_p \cdot G(t_r - t_0), \quad (8.6)$$

где  $C_p$  – удельная теплоемкость воды, кДж/(кг · К),  $C_p = 4,19$  кДж/(кг · К).

## Оборудование и приборы

1. Тепловой пункт, оборудованный водоструйным элеватором.
2. Термометры.
3. Манометры.
4. Расходомер.
5. Секундомер.

Для нормальной работы элеватора давление в подающем трубопроводе перед элеватором должно быть больше давления в обратном трубопроводе в 5–10 раз.

## Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством теплового пункта и расположением в нем основных деталей и приборов.
2. Зарисовать схемы элеваторного узла и элеватора.
3. Подготовить следующую таблицу для записи опытных и расчетных данных (табл. 8.1):

Таблица 8.1

### Опытные и расчетные данные

Температура «прямой» воды из тепловой сети $t_{п}, ^\circ\text{C}$	Температура воды, поступающей из элеватора в систему отопления, $t_{г}, ^\circ\text{C}$	Температура «обратной» воды в системе отопления, $t_{о}, ^\circ\text{C}$	Коэффициент подмешивания элеватора $\beta$	Количество теплоносителя, возвращаемого в тепловую сеть, $G_1, \text{кг/с}$	Тепловая мощность системы отопления $Q, \text{кВт}$

4. Снять показания термометров; определить расход теплоносителя, возвращаемого в тепловую сеть.
5. Определить величину коэффициента подмешивания элеватора.
6. Определить расход теплоносителя в системе отопления.
7. Рассчитать тепловую мощность системы отопления.

## Контрольные вопросы

1. Классификация струйных насосов.
2. Схема и принцип действия струйного насоса.
3. Подача, КПД и давление струйного насоса.
4. Уравнение потока струйного насоса.
5. Схема и принцип действия элеваторного узла.

## Лабораторная работа № 9

# ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА ДЕЙСТВИЯ ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА. ПОСТРОЕНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА В $P$ - $V$ - И $T$ - $S$ -КООРДИНАТАХ

*Цель работы:* изучение устройства и принципа работы двигателя Стирлинга (двигателя внешнего сгорания).

### Теоретическая часть

В реальных тепловых машинах превращение теплоты в работу связано с комплексом сложных физико-химических, газодинамических и термодинамических процессов, поэтому изучение циклов достаточно сложно и основано в большей части на результатах эксперимента.

Цикл двигателя Стирлинга имеет внешний подвод теплоты через теплопроводящую стенку. Количество рабочего тела (им может быть воздух), заключенного в рабочем объеме двигателя постоянно. В этом и заключается одно из преимуществ такого двигателя, перед двигателем внутреннего сгорания, так как в качестве горячего источника теплоты в этих условиях могут использоваться кроме продуктов сгорания органических топлив ядерная энергия, солнечная батарея и др. Удельная теплота  $q_1$  подводится к рабочему телу при изохорном процессе от регенератора в количестве  $q_1'$  и при изотермическом процессе от внешнего источника теплоты в количестве  $q_1''$ . Следовательно:

$$q_1 = q_1' + q_1'' \quad (9.1)$$

Теплота отводится вначале при изохорном процессе в регенератор в количестве  $q_2'$  и затем при изотермическом процессе в холодной полости двигателя в количестве  $q_2''$ :

$$q_2 = q_2' + q_2'' \quad (9.2)$$

Удельная работа цикла:

$$l_{\text{ц}} = q_1 - q_2 \quad (9.3)$$

Подставив (9.1) и (9.2) в (9.3), получим:

$$l_{\text{ц}} = q_1' + q_2'' - q_2' - q_2'' \quad (9.4)$$

Известно, что изменение энтропии в изотермических процессах определяется соотношениями:

$$\Delta S_{3-4} = R \cdot \ln \left( \frac{\vartheta_4}{\vartheta_3} \right); \quad (9.5)$$

$$\Delta S_{1-2} = R \cdot \ln \left( \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} \right). \quad (9.6)$$

Так как  $\vartheta_1 = \vartheta_2$  и  $\vartheta_2 = \vartheta_3$ , то  $\Delta S_{3-4} = \Delta S_{1-2} = \Delta S_T$ , т. е. изохорные процессы эквидистантны в  $T$ - $S$ -диаграмме.

Следовательно:

$$q'_1 = q'_2. \quad (9.7)$$

То есть регенератор двигателя Стирлинга в идеальном случае (без учета потерь) осуществляет полную передачу теплоты в изохорных процессах от горячего рабочего тела  $q'_1$  к холодному  $q'_2$ .

С учетом сказанного:

$$l_{ц} = q''_1 - q''_2 = (T_3 - T_1) \Delta S_T. \quad (9.8)$$

Следовательно, термический КПД цикла Стирлинга:

$$\eta_t = \frac{l_{ц}}{q} = \frac{(T_3 - T_1) \Delta S_T}{T_3 \cdot \Delta S_T} = 1 - \frac{T_1}{T_3}. \quad (9.9)$$

То есть термический КПД цикла Стирлинга равен термическому КПД цикла Карно, что является вторым положительным свойством цикла Стирлинга.

Отмеченные положительные свойства цикла Стирлинга обусловили расширение в последние годы исследований и конструкторских проработок двигателей, работающих по циклу Стирлинга.

## Устройство и принцип действия двигателя Стирлинга

При подводе теплоты через теплопроводящую поверхность в замкнутый объем двигателя рабочее тело расширяется, поршень совершает ход. Затем теплота отбирается холодным источником теплоты, рабочее тело сжимается и таким образом возвращается в исходное состояние, завершая рабочий цикл. Однако практическая невозможность частой смены температуры теплопроводящей стенки при под-

воде и отводе теплоты привела к необходимости усложнения конструкции двигателя – создания в нем постоянной «горячей» и «холодной» полостей. В связи с этим рабочее тело во время цикла должно последовательно перемещаться из «горячей» полости в «холодную» и наоборот. Такие перемещения рабочего тела в двигателе Стирлинга обеспечиваются вытеснителем и поршнем, движущимся по определенному закону в одном цилиндре.

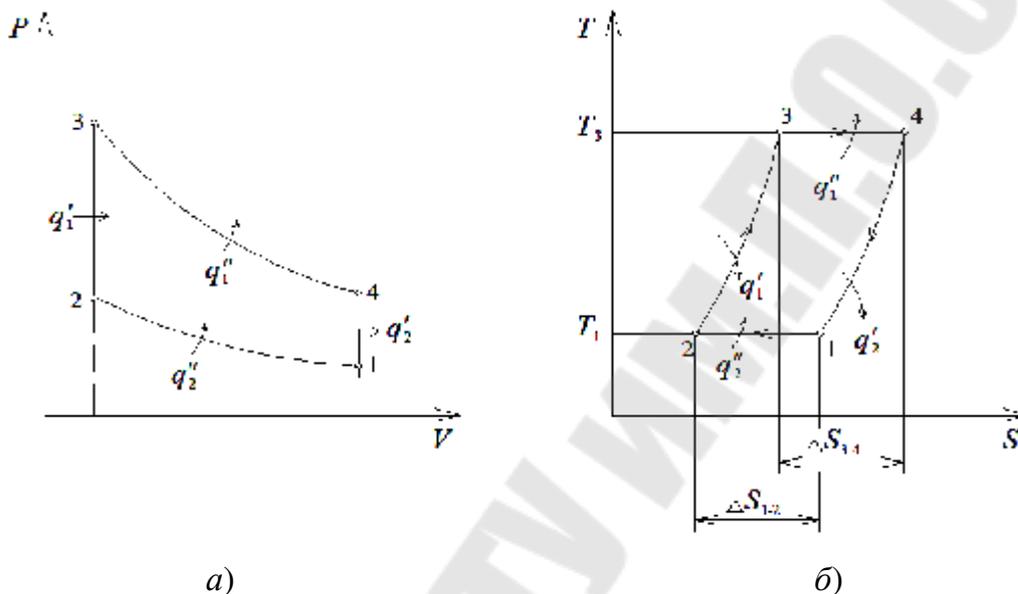


Рис. 9.1. Цикл Стирлинга в координатах: а)  $P$ - $V$ -диаграмма; б)  $T$ - $S$ -диаграмма; 1–2 – изотермический процесс сжатия рабочего тела в холодной полости; 2–3 – изохорный процесс подвода теплоты к рабочему телу; 3–4 – изотермический процесс расширения рабочего тела; 4–1 – изохорный процесс расширения рабочего тела

Двигатель Стирлинга может иметь и два сообщающихся между собой цилиндра. В этом случае в одном цилиндре перемещается вытеснитель, а в другом цилиндре поршень. Работа двигателя может быть условно разделена на четыре стадии (рис. 9.1). На I стадии все количество рабочего тела находится в «холодной» полости.

На II стадии поршень, перемещаясь вверх, сжимает рабочее тело в «холодной» полости. Температура рабочего тела при этом сохраняется постоянной за счет отвода теплоты через стенки цилиндра «холодному» источнику теплоты (процесс 1–2 на рис. 9.1).

На III стадии вытеснитель, перемещаясь вниз, вытесняет рабочее тело из «холодной» полости в «горячую» при постоянном объеме:  $V_2 = V_3$  (рис. 9.1, а). Особенностью двигателя Стирлинга является полная регенерация теплоты изохорных процессов. С этой целью пере-

мещение рабочего тела из «холодной» в «горячую» полость осуществляется через регенератор. Регенератор, отдавая теплоту рабочему телу, охлаждается до температуры  $T_3$  (процесс 2–3 на рис. 9.1, б). В «горячей» полости двигателя нагретое до температуры  $T_3$  рабочее тело расширяется, сохраняя свою температуру за счет подвода теплоты от горячего источника теплоты через поверхность верхней крышки цилиндра (процесс 3–4, рис. 9.1, а). Затем вытеснитель перемещается вверх, вытесняя при постоянном объеме  $V_4 = V_1$ , рабочее тело (рис. 9.1, а) из «горячей» полости в «холодную» через регенератор (IV стадия). Регенератор нагревается, отбирая теплоту от рабочего тела и охлаждая его в изохорном процессе 4–1 до температуры  $T_1$  (рис. 9.1, б). Стенки «холодной» полости сохраняют постоянную температуру  $T_1$  за счет отбора теплоты холодным источником теплоты. В изотермическом процессе 1–2, замыкающим рабочий цикл, сжатие рабочего тела происходит при более низкой температуре  $T_1$ , чем расширение в процессе 3–4, поэтому в цикле совершается полезная работа (рис. 9.1, а).

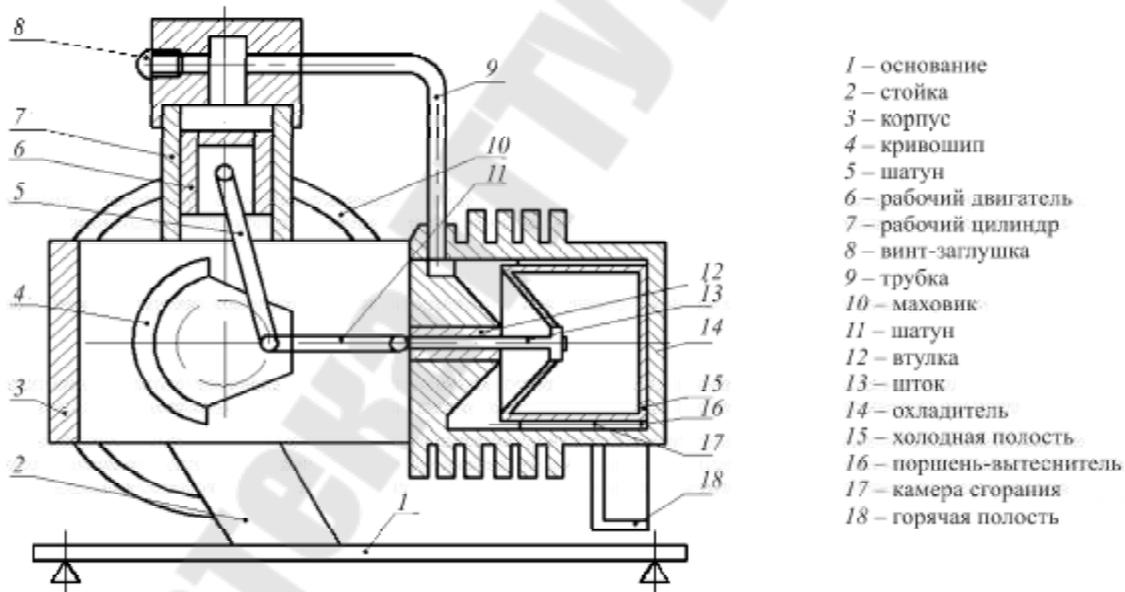


Рис. 9.2. Двигатель Стирлинга (разрез)

### Контрольные вопросы

1. Классификация двигателей внешнего сгорания.
2. Схема и принцип действия двигателя Стирлинга.
3.  $P$ - $V$ - и  $T$ - $S$ -диаграммы двигателя Стирлинга.
4. КПД и работа двигателя Стирлинга.

## Литература

1. Черкасский, В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры : учеб. для теплоэнергет. специальностей вузов / В. М. Черкасский. – М. : Энергия, 1987. – 422 с.
2. Черкасский, В. М. Нагнетатели и тепловые двигатели / В. М. Черкасский [и др.] ; под общ. ред. В. М. Черкасского. – М. : Энергоатомиздат, 1997. – 383 с.
3. Голубков, Б. Н. Кондиционирование воздуха, отопление и вентиляция / Б. Н. Голубков, Б. И. Початков, Т. М. Романова. – М. : Энергоиздат, 1982. – 231 с.
4. Буров, А. Л. Тепловые двигатели : учеб. пособие для вузов / А. Л. Буров. – М. : МГИУ, 2005. – 136 с.
5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник : в 4 кн. / В. А. Григорьев [и др.] ; под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – Кн. 3. – 463 с.
6. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника : справочник : в 4 кн. / В. А. Григорьев [и др.] ; под общ. ред. В. А. Григорьева, В. М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – Кн. 4. – 586 с.
7. Вахвахов, Г. Г. Работа вентилятора в сети / Г. Г. Вахвахов. – М. : Стройиздат, 1975. – 104 с.

## Содержание

<i>Лабораторная работа № 1. Снятие характеристик центробежного вентилятора.....</i>	<i>3</i>
<i>Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции центробежного насоса и расчет основных характеристик насоса.....</i>	<i>11</i>
<i>Лабораторная работа № 3. Снятие характеристик осевого вентилятора.....</i>	<i>16</i>
<i>Лабораторная работа № 4. Последовательная работа осевых вентиляторов .....</i>	<i>21</i>
<i>Лабораторная работа № 5. Параллельная работа вентиляторов .....</i>	<i>28</i>
<i>Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и испытание поршневого компрессора.....</i>	<i>36</i>
<i>Лабораторная работа № 7. Изучение конструкции и определение эффективного расхода топлива двигателя внутреннего сгорания.....</i>	<i>40</i>
<i>Лабораторная работа № 8. Исследование работы струйного насоса.....</i>	<i>43</i>
<i>Лабораторная работа № 9. Изучение конструкции и принципа действия двигателя Стирлинга. Построение рабочего цикла в <math>P-V</math>- и <math>T-S</math>-координатах.....</i>	<i>49</i>
<i>Литература.....</i>	<i>53</i>

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

# **НАГНЕТАТЕЛИ И ТЕПЛОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ**

**Практикум  
по выполнению лабораторных работ  
для студентов специальностей  
1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика»  
и 1-43 01 07 «Техническая эксплуатация  
энергооборудования организаций»  
дневной и заочной форм обучения**

**Составители: Вальченко Николай Адамович  
Родин Алексей Викторович**

**Электронный аналог печатного издания**

Редактор *Н. В. Гладкова*  
Компьютерная верстка *И. П. Минина*

Подписано в печать 18.07.2018.  
Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».  
Ризография. Усл. печ. л. 3,25. Уч.-изд. л. 3,2.  
Изд. № 39.  
<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение  
Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого.  
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя  
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.  
пр. Октября, 48, 246746, г. Гомель