

Оглавление

Список используемых обозначений	5
Введение	7
1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ И КОМПРЕССОРОВ. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ НАГНЕТАТЕЛЕЙ	7
2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ	11
2.1. Уравнение Эйлера для радиальных нагнетателей	11
2.2. Теоретическая характеристика нагнетателя	13
3. РАБОТА ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ В СЕТИ.....	17
3.1. Работа нагнетателей в сети. Подбор насосов и вентиляторов по каталогам	17
3.2. Регулирование производительности насоса и вентилятора	18
4. РАБОТА ВЕНТИЛЯТОРА ПРИ ИЗМЕНЕНИИ ПЛОТНОСТИ ПЕРЕМЕЩАЕМОЙ СРЕДЫ.....	23
4.1. Работа вентилятора при перемещении нагретого воздуха	23
4.2. Работа вентилятора при перемещении смеси воздуха и твердых частиц.....	25
5. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ОБЪЕМНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ. ПОДБОР КОМПРЕССОРА	26
6. НАСОСЫ В СИСТЕМАХ ТГВ. ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛИ, КОМПЛЕКТУЕМЫЕ С НАГНЕТАТЕЛЯМИ И КОМПРЕССОРАМИ	28
6.1. Насосы и вентиляторы с электронным управлением. Способы регулирования насосов с электронным управлением	28
6.2. Кавитация. Предельно допустимая высота всасывания насоса.....	32
7. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА ОДИНАКОВЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ В СЕТИ	35
7.1. Совместная работа одинаковых нагнетателей в сети. Последовательное соедине- ние	35
7.2. Совместная работа одинаковых нагнетателей в сети. Параллельное соедине- ние. Регулирование расхода	38
8. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА РАЗНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ В СЕТИ	40
8.1. Совместная работа разных нагнетателей в сети. Последовательное соедине- ние	40
8.2. Совместная работа разных нагнетателей в сети. Параллельное соедине- ние.....	42
Требования к выполнению домашнего задания	44
Библиографический список.....	45

Список используемых обозначений

- M — масса, кг;
 t — температура в градусах Цельсия, °C;
 T — температура в градусах абсолютной шкалы температур, К;
 ρ — плотность жидкости или газа, кг/м³;
 f — площадь сечения воздуховода, м²;
 v — средняя (по площади сечения) скорость потока жидкости, м/с;
 $Q_{\text{со}}$ — расход теплоты в системе отопления, Вт;
 V — объем, м³;
 P — давление, Па;
 H — напор, м;
 g — ускорение свободного падения, м/с²;
 G — массовый расход, кг/ч;
 L — объемный расход воздуха, м³/ч;
 Q — подача насоса (объемный расход жидкости), м³/ч;
 λ — коэффициент сопротивления трения;
 k_s — коэффициент эквивалентной шероховатости труб или воздуховодов, м;
 ν — коэффициент кинематической вязкости, м²/с;
 Re — критерий Рейнольдса;
 d — диаметр трубы или круглого воздуховода, м;
 ζ — коэффициент местного сопротивления;
 $\Delta p_{\text{тр}}$ — потери давления на трение и местные сопротивления, Па;
 h — высота над некоторым уровнем, м;
 D — диаметр рабочего колеса, м;
 r — радиус рабочего колеса, м;
 b — ширина рабочего колеса, м;
 α — угол между вектором абсолютной и окружной скорости;
 β — угол, который образует продолжение вектора окружной скорости и вектор относительной скорости;
 z — число лопаток рабочего колеса;
 c — абсолютная скорость, м/с;
 u — окружная скорость, м/с;
 w — относительная скорость, м/с;
 c_r — радиальная (расходная) составляющая абсолютной скорости, м/с;
 c_u — окружная составляющая абсолютной скорости, называемая скоростью закручивания, м/с;
 ω — угловая скорость вращения, с⁻¹;
 n — число оборотов, об/мин;
 P_d — динамическое давление, Па;
 P_c — статическое давление, Па;
 $P_{\text{п}}$ — полное давление, Па;
 P_t — теоретическое давление нагнетателя, Па;
 N_t — теоретическая мощность на валу нагнетателя, Вт;
 k — общая характеристика сопротивления вентиляционной сети, Па/(м³/ч)²;
 k_h — общая характеристика сопротивления гидравлической сети, м/(м³/ч)²;
 η — коэффициент полезного действия насоса или вентилятора;
 P_1 — мощность, потребляемая насосом из электрической сети, Вт;
 P_2 — мощность, потребляемая насосом, Вт;
 n_s — коэффициент быстроходности;
 $H_{\text{п}}$ — высота подъема, м;

V_h — объем, описываемый поршнем компрессора за 1 с, м³/с;
 V_k — объемная производительность (подача) компрессора, м³/с;
 V_T — теоретический объем за 1 с, м³/с;
 M_x — массовый расход хладагента, кг/с;
 λ_k — коэффициент подачи компрессора;
 σ_1 — удельный объем рабочего вещества в точке всасывания в компрессор, м³/кг;
 n — показатель политропы;
 $P_{и}, P_k$ — давление испарения и давление конденсации, Па;
 q_x — удельная холодопроизводительность, кДж/кг;
 q_k — удельное количество теплоты, отводимое в конденсаторе, кДж/кг;
 l_T — удельная теоретическая работа сжатия в компрессоре, кДж/кг;
 N_T — теоретическая электрическая мощность компрессора, кВт;
 N_i — индикаторная электрическая мощность компрессора, кВт;
 $N_э$ — электрическая мощность на валу электродвигателя компрессора, кВт;
 η_i — индикаторный коэффициент полезного действия;
 $\eta_{мех}$ — механический коэффициент полезного действия;
 $\eta_{эл}$ — коэффициент полезного действия электродвигателя;
 Q_x — холодопроизводительность, кВт;
 Q_k — тепловая нагрузка на конденсатор, кВт;
 $H_{вс}$ — допустимая высота всасывания, м;
 $h_{тр}$ — геометрическая высота установки насоса, м;
 $\Delta h_{вс}$ — потери напора во всасывающей трубе, м;
 $P_{атм}$ — атмосферное давление, Па;
 P_{s1} — статическое давление жидкости в сечении 1 перед рабочим колесом, Па;
 P_t — давление насыщенных паров при температуре жидкости, Па;
 $\Delta h_{кав}$ ($NPSH$) — кавитационный запас, м;
 $\lambda_{кр}$ — критическое число кавитации.

Введение

В учебно-методическом пособии приводятся теоретический материал и методические рекомендации для решения задач и выполнения расчетов на практических занятиях и при выполнении домашнего задания. В каждом разделе приведены примеры решения задач и расчетов, которые следует использовать при проведении практических занятий.

Цель — приобретение студентами практических навыков расчетов параметров работы насосов, вентиляторов и компрессоров и их подбора, проводимых при проектировании систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, тепло- и холодоснабжения зданий и котельных установок.

Учебное пособие позволяет получить знания об основах теории, расчета и подбора гидравлических машин (вентиляторов, насосов, компрессоров) для систем теплогазоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха, решать задачи подбора насосов, вентиляторов и компрессоров в проектно-конструкторской и производственно-технологической деятельности, сформировать общие представления о наиболее важных принципах выбора типа насосов, вентиляторов и компрессоров. Цель учебного пособия — формирование у обучающихся умения использовать теоретические положения и методы расчета в процессе курсового проектирования и для успешной работы по профилю.

1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ И КОМПРЕССОРОВ. УРАВНЕНИЕ БЕРНУЛЛИ ДЛЯ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Если в гидравлической сети, состоящей из участков труб, установлен нагнетатель (насос или вентилятор), то в уравнение Бернулли необходимо включить слагаемое со знаком, противоположным знаку потерь давления в трубах, которое равно давлению, развиваемому нагнетателем:

$$p_I + \rho gh_I + \rho v_I^2/2 = p_{IV} + \rho gh_{IV} + \rho v_{IV}^2/2 + \Delta p_{\text{тр}} - p_n, \quad (1.1)$$

где p_I — статическое давление; ρgh_I — потенциальная энергия, происходящая от земного притяжения; $\rho v_I^2/2$ — динамическое давление в сечении I (рис. 1), аналогично только с нижними индексами IV — в сечении IV, Па (рис. 1); v — средняя скорость жидкости в трубе (воздуховоде), м/с; ρ — плотность жидкости, кг/м³; h — расстояние от рассматриваемого сечения до некоторого произвольно выбранного уровня отсчета, м; $\Delta p_{\text{тр}}$ — общие потери давления на трение и местные сопротивления в трубах или воздуховодах, Па:

$$\Delta p_{\text{тр}} = (\lambda l/d + \sum \zeta) \rho v^2/2, \quad (1.2)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения, зависит от режима движения жидкости, определяется по универсальной формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_s}{d} + \frac{68}{\text{Re}^{0,25}} \right), \quad (1.3)$$

где d — диаметр трубы(воздуховода), м; l — длина трубы(воздуховода), м; ζ — коэффициент местного сопротивления; p_n — давление, развиваемое нагнетателем (насосом или вентилятором).

Если пренебречь малым значением слагаемого ρgh , учитывая, что при сообщении с атмосферой заборного и выпускного отверстия статические давления $p_{IV} = 0$ и $p_I = 0$, то давление, развиваемое вентилятором, будет равно:

$$p_v = \rho (v_{IV}^2 - v_I^2)/2 + \Delta p_{\text{тр в}} + \Delta p_{\text{тр наг}} \quad (1.4)$$

Для насосов используют понятие напор. Если разделить все члены уравнения (1.1) на ρg и записать уравнение (1.1) относительно напора насоса, то получим:

$$H_n = h_{IV} + (v_{IV}^2 - v_I^2)/2g + \Delta h_{наг} + \Delta h_{вс},$$

где $\Delta h_{вс}$ — потери напора во всасывающей трубе и $\Delta h_{наг}$ — потери напора в нагнетательной трубе, м.

Если рассматривать сечение II до и сечение III после насоса (рис. 1), то напор насоса равен разности полных напоров потока в сечении нагнетательного патрубка насоса и в сечении всасывающего патрубка насоса:

$$H_n = \left(h_{III} + \frac{P_{III}}{\rho g} + \frac{v_{III}^2}{2g} \right) - \left(h_{II} + \frac{P_{II}}{\rho g} + \frac{v_{II}^2}{2g} \right). \quad (1.5)$$

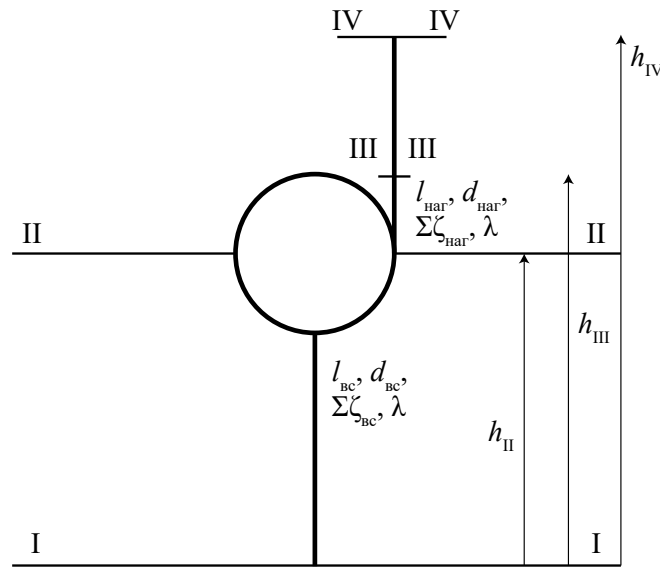


Рис. 1. Схема простейшей гидравлической сети с установкой нагнетателя:
 I-I — всасывающее отверстие трубы; II-II — всасывающее отверстие нагнетателя;
 III-III — нагнетательное отверстие нагнетателя; IV-IV — нагнетательное отверстие трубы

Задача 1. Радиальный вентилятор производительностью $L = 2200 \text{ м}^3/\text{ч}$ подключен к простейшей сети воздухопроводов; диаметр всасывающего воздуховода $d_1 = 500 \text{ мм}$; длина $l_{вс} = 8 \text{ м}$; коэффициент местных сопротивлений $\zeta_{вс} = 5$; диаметр нагнетательного воздуховода $d_2 = 450 \text{ мм}$; длина $l_{наг} = 25 \text{ м}$; коэффициент местных сопротивлений $\zeta_{наг} = 10$; потери давления в диффузоре в конце нагнетательного воздуховода диаметром на выходе $d_3 = 600 \text{ мм}$ составляют 80 Па ; коэффициент гидравлического трения равен $\lambda = 0,02$. Определить полное и статическое давление, создаваемое вентилятором, и давление перед диффузором. Построить эпюру распределения давления по длине воздухопроводов.

Решение

Динамическое давление во всех сечениях определяется по формуле:

$$P_d = \rho \frac{v^2}{2},$$

где ρ — плотность воздуха при стандартных условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$, $\rho = 1,2 \text{ кг}/\text{м}^3$; v — средняя скорость в сечении воздуховода, $\text{м}/\text{с}$, которая определяется из уравнения неразрывности:

$$v = \frac{L}{3600f},$$

где f — площадь сечения воздуховода, м^2 .

Площадь сечения 1 всасывающего воздуховода:

$$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,5^2}{4} = 0,196 \text{ м}^2;$$

площадь сечения 2 нагнетательного воздуховода:

$$f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,45^2}{4} = 0,15 \text{ м}^2;$$

площадь сечения 4 в конце диффузора:

$$f_4 = \frac{\pi d_4^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} = 0,283 \text{ м}^2.$$

Средняя скорость во всасывающем сечении воздуховода:

$$v_1 = \frac{L}{3600 f_1} = \frac{2200}{3600 \cdot 0,196} = 3,12 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость в нагнетательном сечении воздуховода:

$$v_2 = \frac{L}{3600 f_2} = \frac{2200}{3600 \cdot 0,159} = 3,84 \text{ м/с}.$$

Средняя скорость на выходе из диффузора:

$$v_4 = \frac{L}{3600 f_4} = \frac{2200}{3600 \cdot 0,283} = 2,16 \text{ м/с}.$$

Динамическое давление во всасывающем сечении воздуховода:

$$P_{д1} = \frac{v_1^2}{2} \rho = 1,2 \frac{3,12^2}{2} = 5,8 \text{ Па}.$$

Динамическое давление в нагнетательном сечении воздуховода:

$$P_{д2} = \frac{v_2^2}{2} \rho = 1,2 \frac{3,84^2}{2} = 8,9 \text{ Па}; P_{д3} = P_{д2}.$$

Динамическое давление на выходе из диффузора:

$$P_{д4} = \frac{v_4^2}{2} \rho = 1,2 \frac{2,16^2}{2} = 2,8 \text{ Па}.$$

Потери давления на всасывающем участке воздуховода:

$$\Delta P_{вс} = \left(\frac{\lambda}{d_{вс}} l_{вс} + \zeta_{вс} \right) \frac{v_1^2}{2} \rho = \left(\frac{0,02}{0,5} 8 + 5 \right) \left(\frac{3,12^2}{2} \right) 1,2 = 31,1 \text{ Па}.$$

Потери давления на нагнетательном участке воздуховода:

$$\Delta P_{наг} = \left(\frac{\lambda}{d_2} l_{наг} + \zeta_{наг} \right) \frac{v_2^2}{2} \rho = \left(\frac{0,02}{0,45} 25 + 10 \right) \left(\frac{3,84^2}{2} \right) 1,2 = 98,3 \text{ Па}.$$

Полные потери давления в вентиляционной сети

$$\Delta P_c = \Delta P_{вс} + \Delta P_{наг} + \Delta P_{диф} = 31,1 + 98,3 + 80 = 209,4 \text{ Па}.$$

Полное давление потока жидкости во всех сечениях, равное сумме статического и динамического давления, определяем при построении эпюры давлений, откладывая до вентилятора отрицательное давление, равное потерям давления во всасывающем воздуховоде (сечение 2_{вс}), после вентилятора — положительное давление (сечение 2_{наг}), равное сумме потерь давления в нагнетательном воздуховоде, диффузоре и динамического давления в нагнетательном сечении. Во всасывающем сечении 1 полное давление равно 0, в нагнетательном сечении 4 полное

давление равно динамическому давлению, в сечении 3 полное давление равно сумме потерь давления в диффузоре и динамического давления в нагнетательном сечении. Статическое давление определяется как разность полного и динамического давления в каждом сечении. Результаты расчетов отражены в табл. 1 и на рис. 2.

Полное давление, создаваемое вентилятором:

$$p_v = p_{п2 \text{ нагн}} - p_{п2 \text{ вс}} = 181,1 - (-31,1) = 212,2 \text{ Па};$$

$$p_v = p_{п4} - p_{п1} + \Delta p_c = 2,8 - 0 + 209,4 = 212,2 \text{ Па.}$$

Статическое давление, создаваемое вентилятором:

$$p_{вс} = p_v - p_{д4} = 212,2 - 2,8 = 209,4 \text{ Па};$$

$$p_{вс} = \Delta p_c = 209,4 \text{ Па.}$$

Полное давление перед диффузором:

$$p_{п3} = p_{д4} + \Delta p_{\text{диф}} = 2,8 + 80 = 82,8 \text{ Па.}$$

Таблица 1

Скорость и давление в отдельных точках вентиляционной сети

	Сечение				
	Сторона всасывания		Сторона нагнетания		
	1	2 _{вс}	2 _{наг}	3	4
Полное давление $P_{п}$, Па	0	-31,1	181,1	82,8	2,8
Динамическое давление $P_{д}$, Па	5,8	5,8	8,9	8,9	2,8
Статическое давление $P_{с}$, Па	-5,8	-36,9	172,2	73,9	0
Скорость v , м/с	3,12	3,12	3,84	3,84	2,16

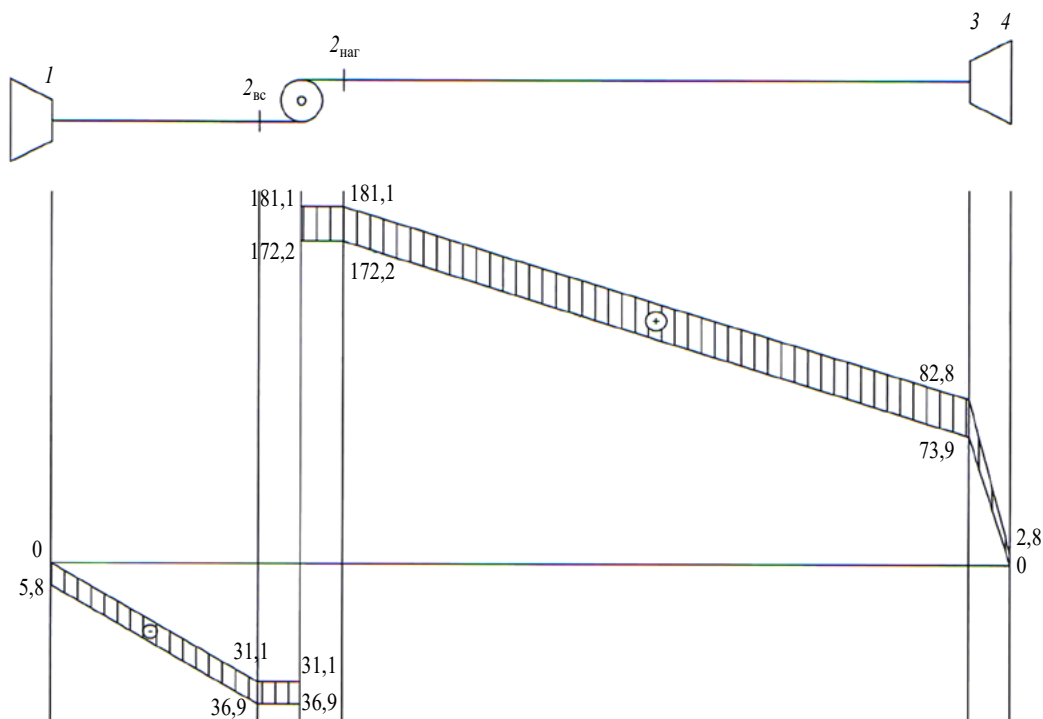


Рис. 2. Эпюра давлений в вентиляционной сети

Задача 2. Центробежный насос подает 100 м³/ч воды. Манометр на нагнетательном патрубке показывает $M_{\text{наг}} = 1,6$ ат, а вакуумметр на всасывающем патрубке $V_{\text{вс}} = 200$ мм рт.ст., расстояние между манометром и точкой присоединения вакуумметра $h_0 = 1,0$ м. Диаметр нагнетательного патрубка $d_{\text{наг}} = 100$ мм; всасывающего $d_{\text{вс}} = 150$ мм; коэффициент полезного действия насоса $\eta_n = 0,62$. Определить мощность на валу центробежного насоса.

Решение

Напор насоса:

$$H_n = \frac{P_{\text{наг}}}{\rho g} + \left| \frac{P_{\text{вс}}}{\rho g} \right| + h_0 + \frac{v_{\text{наг}2}^2 - v_{\text{вс}2}^2}{2g},$$

где $\frac{P_{\text{наг}}}{\rho g}$ и $\frac{P_{\text{вс}}}{\rho g}$ — статические напоры в нагнетательном и всасывающем отверстиях насоса, могут быть выражены через показания манометра и вакуумметра $M_{\text{наг}}$ и $V_{\text{вс}}$; h_0 — разность уровней установки манометра и вакуумметра, м; $v_{\text{наг}}$ и $v_{\text{вс}}$ — средняя скорость в сечении нагнетания и всасывания, м/с.

$$M_{\text{наг}} = 1,6 \text{ ат} \frac{P_{\text{наг}}}{\rho g} \approx 1,6 \cdot 0,98 \text{ бар} = 1,6 \cdot 9,8 \cdot 10^4 \text{ Па} = 156\,800 \text{ Па} = 16 \text{ м};$$

$$V_{\text{вс}} = 200 \text{ мм рт.ст.} \frac{P_{\text{вс}}}{\rho g} = 200 \cdot 133,32 \text{ Па} = 26\,664 \text{ Па} = 2,72 \text{ м}.$$

Скорость во всасывающем и нагнетательном патрубке определяется из уравнения неразрывности. Скорость в нагнетательном патрубке:

$$v_{\text{наг}} = \frac{4L}{3600 \pi D_{\text{наг}}^2} \frac{100}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2 / 4} = 3,54 \text{ м/с}.$$

Скорость во всасывающем патрубке:

$$v_{\text{вс}} = \frac{4L}{3600 \pi D_{\text{вс}}^2} \frac{100}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,15^2 / 4} = 1,57 \text{ м/с}.$$

Напор насоса равен:

$$H_n = 16 + 2,72 + 1,0 + \frac{3,54^2 - 1,57^2}{2 \cdot 9,8} = 20,2 \text{ м}.$$

Мощность на валу насоса определяется следующим образом:

$$N = \frac{QH\rho g}{\eta_n} = \frac{100 \cdot 20,2 \cdot 9,8 \cdot 1000}{0,62 \cdot 3600} = 8869,2 \text{ Вт}.$$

2. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ ЛОПАСТНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

2.1. УРАВНЕНИЕ ЭЙЛЕРА ДЛЯ РАДИАЛЬНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

Теоретическое давление, развиваемое радиальным нагнетателем, определяется по уравнению Эйлера:

$$p_T = \rho(u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) = \rho(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}), \quad (2.1)$$

где u_1, u_2 — окружная скорость, соответственно на входе и выходе из рабочего колеса, м/с; c_1, c_2 — абсолютная скорость, соответственно на входе и выходе из рабочего колеса, м/с; α_1, α_2 — угол между вектором абсолютной и окружной скорости на входе и выходе из рабочего колеса, м/с; $c_{2u}, u_1 c_{1u}$ — проекция абсолютной скорости на направление окружной скорости на входе и выходе рабочего колеса, м/с (рис. 3).

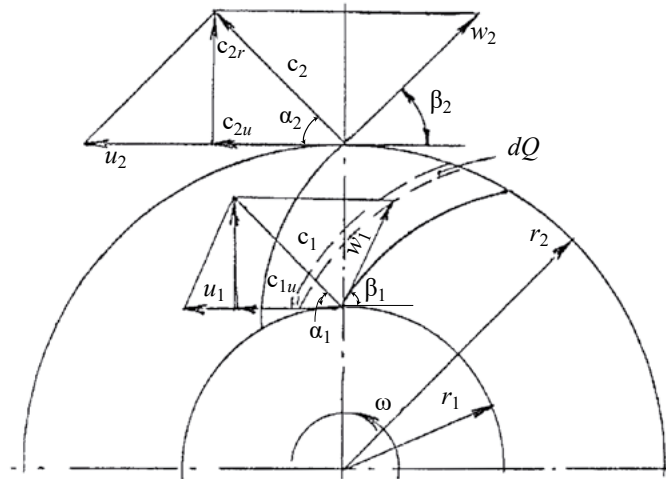


Рис. 3. Движение потока жидкости в межлопаточном пространстве рабочего колеса:
 ω — угловая скорость вращения рабочего колеса; u — окружная скорость, м/с; w — относительная скорость, м/с;
 c — абсолютная скорость, м/с; α — угол между вектором абсолютной и окружной скорости;
 β — угол, который образует продолжение вектора окружной скорости и вектор относительной скорости;
 c_r — проекция вектора абсолютной скорости на направление радиуса; c_u — проекция вектора абсолютной скорости на вектор окружной скорости; индексы 1 — входное сечение, 2 — выходное сечение

Окружная скорость, направленная по касательной к данной точке окружности, определяется по формуле:

$$u = R\omega = \frac{D}{2} \omega, \quad (2.2)$$

где ω — угловая скорость вращения, с^{-1} ; D — диаметр рабочего колеса, м; или по формуле, м/с:

$$u = \frac{\pi D n}{60}, \quad (2.3)$$

где n — число оборотов вращения, об/мин.

Объемный расход воздуха, проходящего через рабочее колесо:

$$L = \pi D_2 c_{2r} b_2, \quad (2.4)$$

где c_{2r} — проекция абсолютной скорости на направление радиуса на выходе из рабочего колеса, м/с; D_2 — диаметр рабочего колеса на выходе, м; b_2 — ширина рабочего колеса, м.

Задача 3. Определить теоретическое давление, развиваемое радиальным вентилятором, если температура воздуха 12°C , диаметр рабочего колеса на входе $D_1 = 300$ мм, абсолютная скорость на входе $c_1 = 4,5$ м/с, угол между окружной и абсолютной скоростью на входе $\alpha_1 = 60^\circ$, диаметр рабочего колеса на выходе $D_2 = 500$ мм, абсолютная скорость на выходе $c_2 = 20,5$ м/с, угол между окружной и абсолютной скоростью на выходе $\alpha_2 = 45^\circ$, угловая скорость вращения $\omega = 60 \text{ с}^{-1}$.

Решение

Плотность воздуха при температуре 12°C составляет:

$$\rho = \frac{353}{273 + t_{\text{в}}} = \frac{353}{273 + 12} = 1,238 \text{ кг/м}^3.$$

Окружная скорость, направленная по касательной к данной точке окружности, соответственно на входе и выходе:

$$u_1 = \frac{D_1}{2} \omega = \frac{0,3}{2} 60 = 9 \text{ м/с}, \quad u_2 = \frac{D_2}{2} \omega = \frac{0,5}{2} 60 = 15 \text{ м/с}.$$

Теоретическое давление, создаваемое вентилятором:

$$P_T = \rho_v (u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1) = 1,238(15 \cdot 20,5 \cos 45^\circ - 9 \cdot 4,5 \cos 60^\circ) = 244,1 \text{ Па.}$$

Задача 4. Рабочее колесо радиального вентилятора имеет внутренний и наружный диаметр, соответственно $D_1 = 250$ мм, $D_2 = 350$ мм. Определить, при каком числе оборотов вала рабочее колесо будет создавать теоретическое давление $P_T = 800$ Па, если относительные скорости на входе и выходе из колеса, равные соответственно $w_1 = 12$ м/с, $w_2 = 18$ м/с, составляют с окружными скоростями углы $\beta_1 = 30^\circ$, $\beta_2 = 60^\circ$.

Решение

Из треугольника скоростей:

$$c_{2u} = u_2 - w_2 \cos \beta_2,$$

$$c_{1u} = u_1 - w_1 \cos \beta_1,$$

где w_1 , w_2 — относительная скорость, соответственно на входе и выходе из рабочего колеса, м/с; β_1 , β_2 — угол между продолжением окружной скорости и относительной скоростью.

После подстановки выражения для окружной скорости имеем:

$$\frac{P}{\rho} = n^2 \left(\frac{\pi}{60} \right)^2 (D_2^2 - D_1^2) - n \frac{\pi}{60} (D_2 w_2 \cos \beta_2 + D_1 w_1 \cos \beta_1).$$

Подставляя значения известных величин, получим квадратное уравнение:

$$\left(\frac{3,14}{60} \right)^2 (0,35^2 - 0,25^2) n^2 - \frac{3,14}{60} (0,35 \cdot 18 \cos 60 + 0,25 \cdot 12 \cos 30) n - \frac{800}{1,2} = 0;$$

$$1,64 \cdot 10^{-4} n^2 - 0,3n - 666,7 = 0.$$

Число оборотов радиального вентилятора:

$$n = \frac{0,3 \pm \sqrt{0,3^2 + 4 \cdot 1,64 \cdot 10^{-4} \cdot 666,7}}{2 \cdot 1,64 \cdot 10^{-4}} = 3130 \text{ об/мин.}$$

2.2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА НАГНЕТАТЕЛЯ

Теоретическая характеристика нагнетателя — это зависимость теоретического давления и теоретической мощности нагнетателя определенного размера при постоянном числе оборотов от объемного расхода перемещаемой жидкости.

$$p_T = \rho u_2 (u_2 - c_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2) = \rho u_2^2 - \rho u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 L / \pi D_2 b_2. \quad (2.5)$$

$$N_T = \rho u_2^2 L - \rho u_2 \operatorname{ctg} \beta_2 L^2 / \pi D_2 b_2. \quad (2.6)$$

Задача 5. Сравнить число оборотов вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед, $\beta_2 = 120^\circ$, и с лопатками, загнутыми назад, $\beta_2 = 60^\circ$, если расход воздуха $L = 15\,000$ м³/ч, теоретическое давление $P_T = 500$ Па, ширина рабочего колеса $b_2 = 250$ мм, диаметр рабочего колеса $D_2 = 400$ мм.

Решение

1. Рабочее колесо с лопатками, загнутыми вперед.

Нарисуем треугольник скоростей на выходе из рабочего колеса с вперед загнутыми лопатками (рис. 4). Вектор окружной скорости u_2 направлен по касательной к данной точке рабочего колеса радиусом r в сторону вращения рабочего колеса, вращающегося с угловой скоростью ω . Вектор относительной скорости w_2 направлен по касательной к лопатке, т.е. вдоль линии тока.

Конец ознакомительного фрагмента.

Приобрести книгу можно

в интернет-магазине

«Электронный универс»

e-Univers.ru