

ПРЕДИСЛОВИЕ

Из всех видов струйных аппаратов, различающихся по типу эжектирующей струи, в книге рассмотрены две группы — пароструйные и газоструйные, рабочими средами в которых являются водяной пар и газ. Основными достоинствами струйных вакуумных насосов являются простота конструкции, компактность, незначительный износ, возможность работы с засоренными и агрессивными средами.

Газоструйные насосы (эжекторы), обычно выполняемые одноступенчатыми, работают с коэффициентом эжекции больше единицы при незначительном перепаде давлений вблизи атмосферного. При необходимости создания более значительных разрежений применяют одно- и многоступенчатые пароструйные насосы. Они могут обеспечивать большие производительности при давлении всасывания от атмосферного до 10^{-3} мм рт. ст.

Эти преимущества обусловили широкое распространение паро- и газоструйных насосов в различных отраслях промышленности; в технике существует целый ряд производств, проведение технологического процесса в которых возможно только при условии применения струйных вакуумных насосов. Так, в химической промышленности для удаления газа из вакуум-холодильных и вакуум-кристаллизационных аппаратов при осуществлении процессов дистилляции, сушки и выпарки используют в основном многоступенчатые парозежекторные насосы. С развитием вакуумной металлургии возникло новое направление — метод внепечной обработки жидкого металла. Проведение процесса дегазации металла в ковше стало возможным благодаря разработке и применению в промышленных

дегазационных установках высоковакуумных парожеторных насосов большой производительности.

В книге обобщены и систематизированы результаты работы авторов во Всесоюзном научно-исследовательском институте металлургической теплотехники (ВНИИМТ) по теории, расчету и конструированию паро- и газоструйных эжекторов, а также материалы, опубликованные в отечественной и зарубежной литературе. Разработанный метод расчета проверен на промышленных установках. Полученные экспериментальные данные позволяют правильно выбрать конструкцию проточной части аппаратов этого типа. Так как любая вакуумная система помимо насоса включает вакуум-провод и откачиваемый объем, то в книге рассмотрены режимы течения газа, методы расчета простейшей вакуумной системы с парожеторными насосами и способы измерения вакуума.

Глава I книги написана В. А. Успенским, главы II и III — Ю. М. Кузнецовым, В. А. Успенским, глава IV — Ю. М. Кузнецовым.

Глава I. ГАЗОВЫЕ ЭЖЕКТОРЫ

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ЭЖЕКТИРУЮЩЕЙ СТРУИ

Динамические характеристики свободной струи в настоящее время изучены достаточно подробно и закономерности ее развития известны.

В отличие от свободной струи, на всем протяжении которой происходит подсос окружающего газа, в эжекторах процесс перемешивания и подсос эжектируемой среды ограничен стенками камеры смешения. Чем больше диаметр смесительного участка эжектора превышает диаметр сопла, тем длиннее путь до места соприкосновения струи со стенками и тем большее количество эжектируемого газа подсасывается в струю.

На рис. 1 показаны кривые распределения динамических напоров в сечениях эжектирующей струи, замеренные на различных расстояниях x/R_1 от входного сечения I—I сопла микротрубкой Прандтля. Сопло диаметром $D_1=2R_1=28,3$ мм находилось на расстоянии $l_1=300$ мм от начала цилиндрического смесительного участка диаметром $D_3=2R_3=156$ мм, длиной 640 мм. За смесительным участком был установлен диффузор длиной 800 мм; отношение большого диаметра к меньшему составляло 1,56.

Из рассмотрения полей динамических напоров видно, что до места соприкосновения со стенками струя (сечение $a-a$) не отличается от свободной струи и имеет начальный (длина x') и основной (длина $x''-x'$) участки. Для изучения этих полей на начальном участке струи в безразмерных координатах построены (рис. 2) зависимости отношения динамического напора h в рассматриваемой точке сечения к динамическому напору на оси струи h_0 от отношения расстояния y от этой точки до оси струи к расстоянию $y_{h_0/2}$ до оси от такой точки, в которой динамический напор равен половине максимального напора в этом сечении. Замеры производились на расстояниях от сопла, равных 0,6—11,5 радиусов сопла.

На начальном участке, как и в свободной струе, происходит деформация полей динамических напоров (кривые 1, 2, 3 и 4); по мере приближения к основному участку деформация полей изменяется (кривая 5).

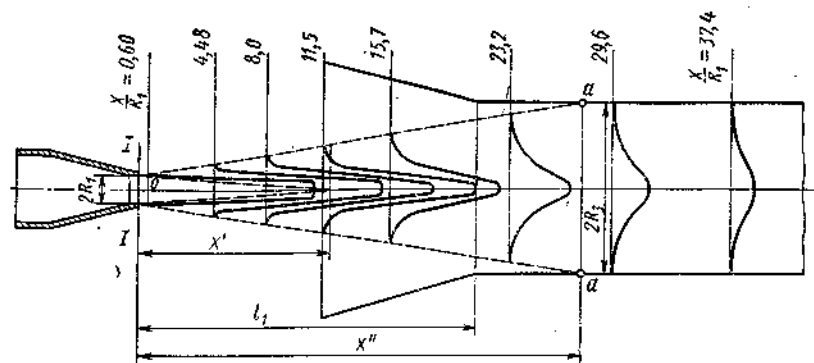


Рис. 1. Схема эжектирующей струи

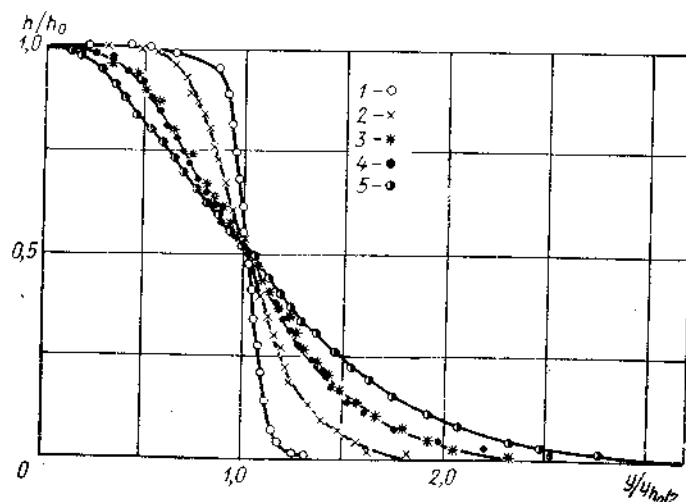


Рис. 2. Зависимость динамических напоров h/h_0 от расстояния $y/y_{h_0/2}$ для пяти сечений начального участка струи:

1 — при $l_1=195$ мм, $x=8,5$ мм, $x/R_1=0,6$; 2 — при $l_1=250$ мм, $x=63,5$ мм, $x/R_1=4,48$; 3 — при $l_1=300$ мм, $x=113,5$ мм, $x/R_1=8,0$; 4 — при $l_1=200$ мм, $x=120,5$ мм, $x/R_1=8,5$; 5 — $l_1=350$ мм, $x=163$ мм, $x/R_1=11,5$

На рис. 3 аналогичная зависимость построена для основного участка струи на расстояниях от сопла, равных 11,5—67 радиусам сопла. Замеры выполнены как при постоянном положении сопла, так и при передвижении его вдоль оси. Все опытные

точки ложатся на одну кривую. Это указывает на подобие полей динамических напоров. При этом в ближних сечениях основного участка динамические напоры меняются от максимума на оси струи до нуля у ее границы; таким образом, эти поля являются полными полями свободной струи. В последую-

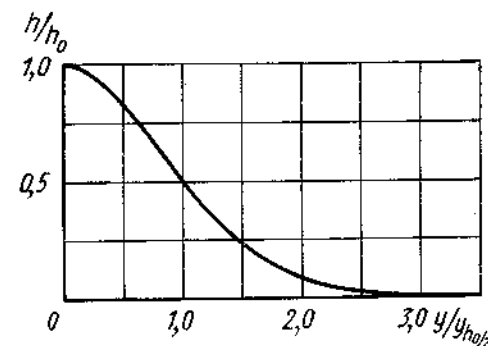


Рис. 3. Зависимость динамических напоров h/h_0 от расстояния $y/y_{h_0/2}$ на основном участке струи

щих сечениях поля динамических напоров воспроизводят лишь среднюю часть поля свободной струи.

Приведенная на рис. 3 кривая описывается уравнениями

$$\frac{h}{h_0} = \left[1 - \left(\frac{0,293y}{y_{h_0/2}} \right)^{3/2} \right]^4 \quad (1)$$

или

$$\frac{h}{h_0} = \left[1 - \left(\frac{y}{R_{гф}} \right)^{3/2} \right]^4 \quad (2)$$

где $R_{гф}$ — радиус струи в данном сечении (расстояние от оси до границы струи).

Величина $y_{h_0/2}$ характеризует границу струи в масштабе 0,293, т. е.

$$R_{гф} = \frac{y_{h_0/2}}{0,293} \quad (3)$$

Эти уравнения справедливы как для холодной струи, так и для горящего газового факела, т. е. для струи с переменной в поперечных сечениях плотностью.

Количество движения в сечениях эжектирующей струи. Замеренные поля динамических напоров позволяют подсчитать количество движения секундной массы газов в различных сечениях эжектирующей струи, для которой в отличие от свободной

струи количество движения не остается постоянным, а зависит от давления, меняющегося от сечения к сечению. На рис. 4 (кривая 1) показано изменение давления по длине эжектора. Умножая величину Δp (избыточное давление относительно давления в начале струи) на площадь сечения F эжектора, получим силу давления в каждом сечении $F\Delta p$ кгс (кривая 2).

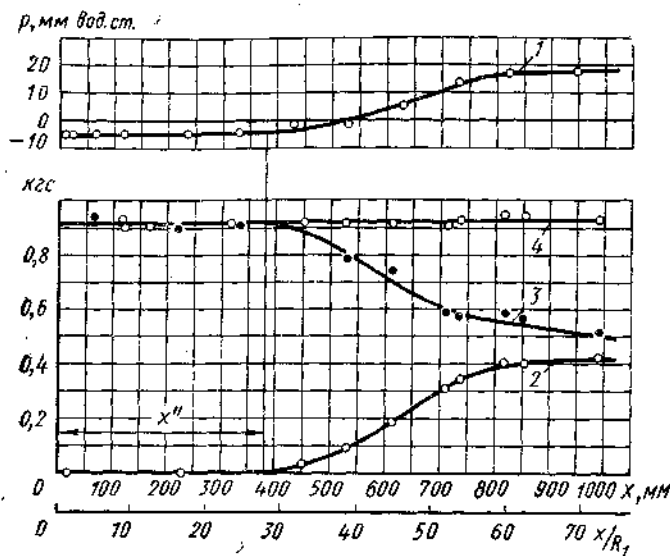


Рис. 4. Графики изменения давления и количества движения по длине эжектора

Кривая 3 отражает изменение количества движения по длине струи. Каждая точка кривой 3 получена графическим интегрированием соответствующего поля динамических напоров, построенного в координатах $hy-y$ (где h — динамический напор на расстоянии y от оси). Площадь, ограниченная кривой в указанных координатах и осью абсцисс, умноженная на 4π , т. е. $4\pi \int_0^{R_{ГП}} hydy$, численно равна количеству движения в дан-

ном сечении. В месте соприкосновения струи со стенкой величина $R_{ГП}$ равна радиусу смешительного участка в этом сечении. Кривая 3 показывает, что до момента соприкосновения струи со стенкой (для данного опыта на длине $x''=392$ мм) секундное количество движения массы газа остается постоянным и равным 0,92. Опыт проведен при скорости истечения из сопла $w_1=115$ м/с. Скорость движения эжектируемого воздуха в вы-

ходном сечении сопла можно принять равной нулю ($w_2=0$). Тогда секундное начальное количество движения равно

$$\frac{G_1 w_1}{g} + \frac{G_2 w_2}{g} = 0,88 \text{ кгс}, \quad (4)$$

где $G_1=270$ кгс/ч и $G_2=808$ кгс/ч — вес соответственно эжектирующего и эжектируемого воздуха, проходящего через определенное сечение эжектора.

Полученная величина меньше значения 0,92 кгс, определенного выше. Разницу в этих цифрах можно объяснить погрешностью в опытах, наличием некоторой положительной скорости w_2 подсосываемого воздуха в плоскости выходного сечения сопла, а также некоторым нарушением равномерности поля скоростей эжектирующего воздуха в этом сечении. Так, если принять для выходного сечения сопла распределение скоростей по закону степени $1/7$, то действительное количество движения будет на 1,5% превышать рассчитанное значение (0,88 кгс). На длине струи $x > x''$, т. е. после соприкосновения струи со стенкой, количество движения уменьшается при одновременном росте сил давления. Сумма ординат кривых изменения количества движения (кривая 3) и сил давления (кривая 2) остается постоянной (линия 4), т. е.

$$4\pi \int_0^{R_{ГП}} hydy + F\Delta p = \text{const.} \quad (5)$$

Из уравнений (4) и (5) получим

$$\frac{G_1 w_1}{g} + \frac{G_2 w_2}{g} = 4\pi \int_0^{R_{ГП}} hydy + F\Delta p. \quad (6)$$

Экспериментальная проверка работы эжекторов показывает, что процесс эжекции, связанный с развитием стесненной струи, с достаточной точностью описывается уравнением импульсов (6).

Изменение динамических напоров вдоль оси эжектирующей струи. Поля динамических напоров в различных сечениях эжектирующей струи позволяют определить как угол раскрытия струи, так и изменение динамических напоров вдоль ее оси (рис. 5). Кривая 1 представляет собой зависимость отношения динамического напора на оси эжектора h_0 к начальному динамическому напору h_1 от расстояния x между сечением и соплом. На начальном участке динамический напор на оси струи остается постоянным. Начиная с точки С, наблюдается вначале резкое, а затем плавное уменьшение динамических напоров. Точка С соответствует переходному сечению, находящемуся на расстоянии $x'=12R_1$ от сопла.

Выше показано, что развитие эжектирующей струи описывается уравнением импульсов (6). До момента соприкосновения струи со стенками, т. е. до сечения, находящегося на расстоя-

нии x'' от сопла, давление остается постоянным. В этом случае уравнение (6) принимает вид

$$2h_1F_1 + 2h_2F_2 = 4\pi \int_0^{R_{\text{гп}}} h y dy, \quad (7)$$

где F_1 и F_2 — площадь сечения для прохода соответственно эжектирующей и эжектируемой струи в плоскости выходного сечения сопла $I-I$; h_1 и h_2 — динамический напор соответственно эжектирующей и эжектируемой струй в сечениях F_1 и F_2 .

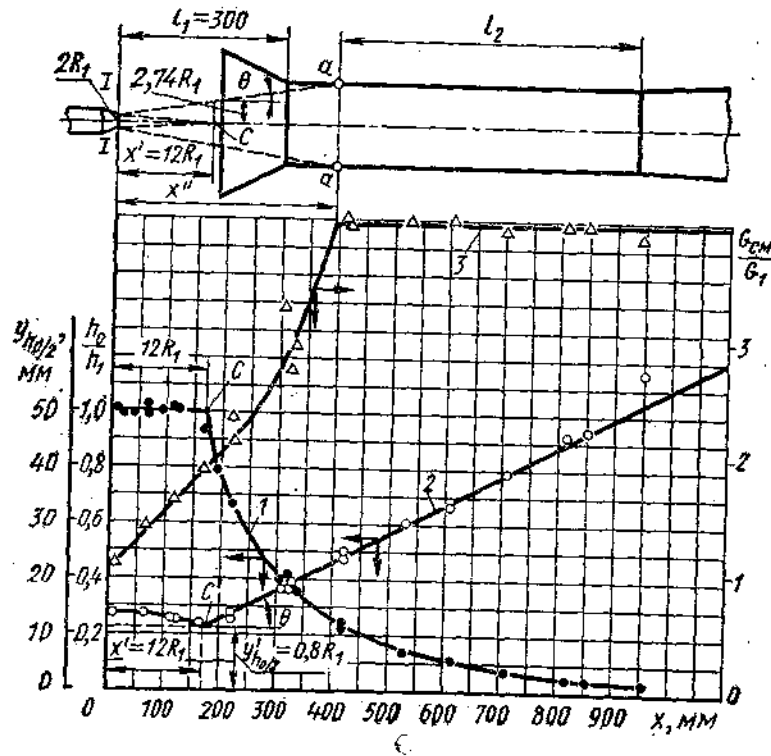


Рис. 5. Характеристики эжектирующей струи:
1 — $h_0/h_1 = f(x)$; 2 — $y_{h_0/2} = f(x)$; 3 — $G_{\text{см}}/G_1 = f(x)$

Количество движения, выражаемое правой частью уравнения, может быть представлено в виде

$$4\pi \int_0^{R_{\text{гп}}} h y dy = 4\pi h_0 R_{\text{гп}}^2 \int_0^1 \frac{h y}{h_0 R_{\text{гп}}} d \frac{y}{R_{\text{гп}}} \quad (8)$$

Интеграл, входящий в это уравнение, равен постоянной величине; после подстановки значения h/h_0 из уравнения (2) в подынтегральное выражение

$$\int_0^1 \frac{h y}{h_0 R_{\text{гп}}} d \frac{y}{R_{\text{гп}}} = \int_0^1 \left[1 - \left(\frac{y}{R_{\text{гп}}} \right)^{3/2} \right]^4 \frac{y}{R_{\text{гп}}} d \frac{y}{R_{\text{гп}}} = B = 0,0668, \quad (9)$$

где $B=0,0668$ — коэффициент поля динамических напоров на основном участке струи.

Тогда

$$4\pi \int_0^{R_{\text{гп}}} h y dy = 4\pi h_0 R_{\text{гп}}^2 B = 4B h_0 F, \quad (10)$$

где $F = \pi R_{\text{гп}}^2$ — площадь сечения струи.

Из уравнений (7) и (10) находим

$$4B h_0 F = 2h_1 F_1 + 2h_2 F_2. \quad (11)$$

Если скорость эжектируемого потока в плоскости выходного сечения сопла равна нулю ($w_2=0$; $h_2=0$), то для переходного сечения, где $h_0=h_1$ и $F=\pi(R_{\text{гп}}^I)^2$, получим

$$R_{\text{гп}}' = 2,74 R_1, \quad (12)$$

$$y_{h_0/2}' = 0,8 R_1. \quad (13)$$

Кривая 2 (рис. 5) иллюстрирует изменение величины $y_{h_0/2}$ по длине струи. На основном участке струи при $x > x'$ эти ординаты в масштабе 0,293, в соответствии с уравнением (3), характеризуют границу струи, а следовательно, и угол θ ее раскрытия. Как показано выше, длина начального участка $x' = 12 R_1$. Этой абсциссе на кривой 2 соответствует точка C' с ординатой $y_{h_0/2}' = 11$ мм. По уравнению (13) находим $y_{h_0/2}' = 0,8 R_1 = 11,3$ мм. Это указывает на хорошее совпадение опытной и расчетной величин. На расстоянии $x < x'$, т. е. на начальном участке, отношение $R_{\text{гп}}$ к $y_{h_0/2}$ не определяется уравнением (3), поэтому в точке C' происходит перелом кривой 2.

Г. Н. Абрамович, исходя из предположения, что углы раскрытия струи на основном и начальном участках одинаковые, предлагает рассчитывать расстояние между выходным сечением сопла и переходным сечением по формуле $a x' / R_1 = 0,67$, где $a = 0,07 \div 0,09$ — коэффициент структуры, зависящий от основных параметров турбулентности.

Ю. В. Иванов на основании опытов, проведенных на различных соплах, установил, что коэффициент структуры $a = 0,06$. Отсюда длина начального участка $x' / R_1 = 0,67 : 0,06 = 11,2$

$x' = 11,2 R_1$. По данным И. Д. Семикина, длина начального участка $x' = 12 R_1$.

По тангенсу угла наклона прямого участка кривой 2 (рис. 5) определяют угол раскрытия струи на основном участке

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{y_{h_0/2} - y'_{h_0/2}}{0,283(x - x')} = 0,177,$$

откуда $\theta \approx 10^\circ$;

здесь θ — половина угла раскрытия на основном участке струи; $x' = 12 R_1$ — длина начального участка; $y'_{h_0/2} = 0,8 R_1$ — ордината в переходном сечении; $x, y_{h_0/2}$ — текущие координаты.

Половину угла раскрытия струи на начальном участке находят из уравнения

$$\operatorname{tg} \theta_n = \frac{R'_{\text{гп}} - R_1}{x'} = 0,145,$$

откуда $\theta_n = 8^\circ 15'$;

здесь $R'_{\text{гп}} = 2,74 R_1$ — радиус струи в конце начального участка [уравнение (12)].

Из экспериментальных данных следует, что угол раскрытия струи не остается постоянным. На длине x' начального участка половина угла раскрытия струи меняется от 0 до 10° при среднем значении $\theta = 8^\circ 15'$.

Количество эжектируемого газа. Основными расчетными величинами являются количество G_2 эжектируемого газа и площадь сечения F_a смесительного участка. Обычно эти величины определяются безразмерными параметрами q и m_1 ; $q = G_2/G_1$ — коэффициент эжекции, равный отношению количеств эжектируемого G_2 и эжектирующего G_1 газов; $m_1 = F_a/F_1$ — отношение площади сечения F_a смесительного участка эжектора в месте соприкосновения струи со стенкой к площади F_1 выходного сечения сопла.

Подсос эжектируемого газа происходит на участке (длиной x'') струи до места соприкосновения ее со стенкой. Как показывают опыты, на этой длине давление остается постоянным. Для участка эжектора между двумя параллельными сечениями I—I и а—а (рис. 6), отстоящими одно от другого на расстоянии x'' , напишем уравнение импульсов при скорости эжектируемой струи в плоскости выходного сечения сопла, равной нулю,

$$2h_1 F_1 = 4Bh_0 F_a \quad (14)$$

или

$$\frac{h_0}{h_1} = \frac{1}{2Bm_1}. \quad (15)$$

При равенстве удельных весов эжектирующего γ_1 и эжектируемого γ_2 газов ($\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$) из уравнений (15) и (2) получим выражение для скорости в точке сечения, удаленной от оси на расстояние y .

$$\omega = \frac{w_1}{\sqrt{2Bm_1}} \left[1 - \left(\frac{y}{R_{\text{гп}}} \right)^{3/2} \right]^2. \quad (16)$$

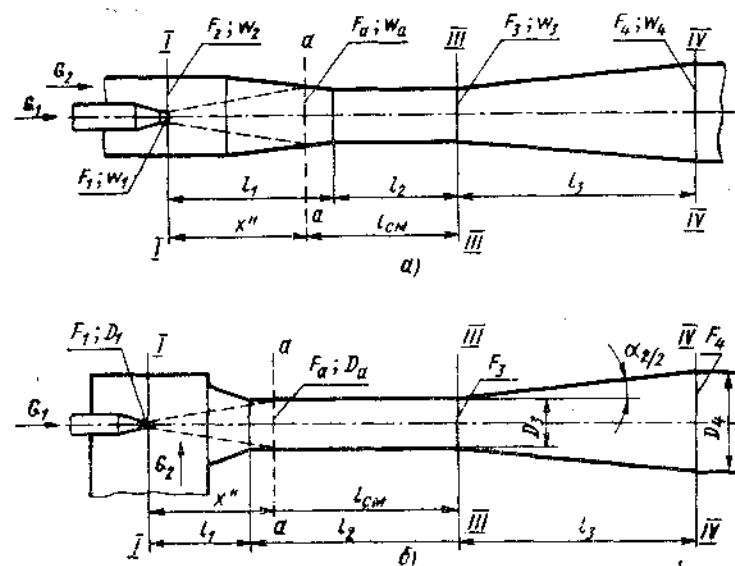


Рис. 6. Схемы эжектора при скорости эжектируемого газа w_2 в сечении I—I:
а — при $w_2 > 0$; б — при $w_2 = 0$

В сечении струи $F_a = \pi R_{\text{гп}}^2$ расход смеси (в силовых единицах)

$$G_{\text{см}} = 2\pi \int_0^{R_{\text{гп}}} \gamma \omega y dy. \quad (17)$$

Решая совместно уравнения (16) и (17), получим

$$G_{\text{см}} = 2\pi \gamma_1 \frac{w_1}{\sqrt{2Bm_1}} \int_0^{R_{\text{гп}}} \left[1 - \left(\frac{y}{R_{\text{гп}}} \right)^{3/2} \right]^2 y dy \quad (18)$$

или

$$G_{\text{см}} = \frac{2\pi \gamma_1 w_1 R_1^2 m_1}{\sqrt{2Bm_1}} \int_0^1 \left[1 - \left(\frac{y}{R_{\text{гп}}} \right)^{3/2} \right]^2 \frac{y}{R_{\text{гп}}} d \frac{y}{R_{\text{гп}}}, \quad (19)$$

где

$$R_{гр}^2/R_1^2 = F_a/F_1 = m_1.$$

Интеграл в уравнении (19) при изменении $\eta = y/R_{гр}$ от нуля до единицы равен

$$\varepsilon = \int_0^1 [1 - \eta^{3/2}]^2 \eta d\eta = 0,1286. \quad (20)$$

Учитывая, что расход эжектирующего газа $G_1 = \gamma_1 \omega_1 \pi R_1^2$ и отношение $G_m/G_1 = \frac{G_1 + G_2}{G_1} = 1 + q$, из уравнений (19) и (20) находим

$$1 + q = \frac{2m_1\varepsilon}{\sqrt{2Bm_1}}.$$

откуда

$$m_1 = \frac{B}{2\varepsilon^2} (1 + q)^2 = k(1 + q)^2. \quad (21)$$

В соответствии с уравнениями (9) и (20) коэффициент

$$k = \frac{0,0668}{2 \cdot 0,1286^2} = 2,02 \cong 2.$$

Для участка струи от сопла до места соприкосновения со стенкой получено одно из основных расчетных уравнений эжектора

$$m_1 = 2(1 + q)^2. \quad (22)$$

Это уравнение экспериментально проверено для случая эжекции воздуха воздухом при докритических скоростях ω_1 истечения струи из сопла и $q > 1$.

УРАВНЕНИЯ ЭЖЕКЦИИ

Для вывода основных расчетных уравнений эжекторов (см. рис. 6) примем следующие обозначения: $m = F_3/F_1$; $n = F_3/F_2$; $s = F_4/F_3$;

$h_1 = \frac{\gamma_1 \omega_1^2}{2g}$ — динамический напор эжектирующей струи на выходе из сопла (сечение I—I);

$h_2 = \frac{\gamma_2 \omega_2^2}{2g}$ — динамический напор эжектируемого газа в сечении I—I;

$h_3 = \frac{\gamma_{см} \omega_3^2}{2g}$ — динамический напор смеси в сечении III—III;

p_1, p_a, p_3, p_4 — статические давления в сечениях соответственно I—I, а — а, III—III и IV—IV;

$h_x = p_3 - p_1$ — напор, создаваемый эжектором;

$p_4 = p_3 + \varphi \frac{\gamma_{см} \omega_3^2}{2g}$ — давление в конце диффузора;

φ — коэффициент восстановления давления в диффузоре;

γ_1, γ_1' — удельный вес эжектирующего газа соответственно в сечениях I—I и III—III;

γ_2, γ_2' — удельный вес эжектируемого газа в сечениях соответственно I—I и III—III;

$\gamma_{см}$ — удельный вес смеси;

$$\gamma_{см} = \frac{G_1 + G_2}{\frac{G_1}{\gamma_1'} + \frac{G_2}{\gamma_2'}} = \frac{1 + q}{\frac{1}{\gamma_1'} + \frac{1}{\gamma_2'} q}. \quad (23)$$

В конце цилиндрического смешительного участка поле скоростей выравнивается. В этом случае уравнение импульсов (6) для элемента эжектора, расположенного между сечениями I—I и III—III (рис. 6, а), имеет вид

$$\frac{G_1 \omega_1}{g} + \frac{G_2 \omega_2}{g} = \frac{G_{см} \omega_3}{g} + \Delta p F_3$$

или

$$2h_1 F_1 + 2h_2 F_2 - 2h_3 F_3 = F_3 (p_3 - p_1). \quad (24)$$

Разделив обе части уравнения на $2h_1 F_1$ и выразив динамические напоры через скорости, получим

$$\frac{m(p_3 - p_1)}{2h_1} = 1 - \frac{\gamma_{см} \omega_3^2 m}{\gamma_1 \omega_1^2} + \frac{\gamma_2 \omega_2^2 m}{\gamma_1 \omega_1^2 n}$$

или

$$\frac{h_x}{h_1} = \frac{2}{m} - \frac{2\gamma_{см} \omega_3^2}{\gamma_1 \omega_1^2} + \frac{2\gamma_2 \omega_2^2}{\alpha \gamma_1 \omega_1^2}. \quad (25)$$

Отношения скоростей

$$\omega_1 = \frac{G_1}{\gamma_1 F_1}; \quad \omega_2 = \frac{G_2}{\gamma_2 F_2}; \quad \omega_3 = \frac{G_1 + G_2}{\gamma_{см} F_3}$$

выразим через коэффициент эжекции

$$\frac{\omega_3}{\omega_1} = (1 + q) \frac{\gamma_1}{\gamma_{см} m}; \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = q \frac{n \gamma_1}{m \gamma_2}.$$

Подставив эти отношения в уравнение (25), получим основное уравнение эжекции, отражающее зависимость между

преодолеваемым сопротивлением h_x , динамическим напором эжектирующей струи h_1 , коэффициентом эжекции q и величинами m и n ;

$$\frac{h_x}{h_1} = \frac{2}{m} - \frac{2(1+q)^2 \frac{\gamma_1}{\gamma_{cm}} - 2q^2 n \frac{\gamma_1}{\gamma_2}}{m^2} \quad (26)$$

При $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma_{cm}$

$$\frac{h_x}{h_1} = \frac{2}{m} - \frac{2(1+q)^2 - 2q^2 n}{m^2} \quad (27)$$

К. п. д. эжектора

$$\eta = \frac{G_2 \gamma_1 h_x}{G_1 \gamma_2 h_1} = q \frac{h_x}{h_1} \quad (28)$$

Для определения максимальной величины к. п. д. в выражение (28) подставим значение h_x/h_1 из уравнения (27), затем найдем первую производную $d\eta/dm$ и приравняем ее нулю.

Оптимальное значение m определяется выражением

$$m = 2(1+q)^2 - 2q^2 n \quad (29)$$

Для эжектора, в котором $w_2=0$, $n=0$; тогда оптимальное значение

$$m = 2(1+q)^2 \quad (30)$$

соответствует величине, полученной из уравнения (22) при анализе аэродинамической характеристики эжектирующей струи. Решая совместно уравнения (27) и (29), получим

$$\frac{h_x}{h_1} = \frac{1}{m} \quad (31)$$

При использовании расчетных уравнений следует иметь в виду, что величины $m = F_3/F_1$ и $n = F_3/F_2$ характеризуют, в соответствии с уравнением неразрывности потока, отношение скоростей эжектирующего и эжектируемого газов к скорости потока после их смешения:

$$m = \frac{w_1}{w_3} (1+q); \quad (32)$$

$$n = \frac{w_2}{w_3} \left(1 + \frac{1}{q}\right) \quad (33)$$

Скорость эжектирующего газа в выходном сечении сопла должна всегда превышать скорость смеси в сечении III—III, т. е. $w_2 > w_3$, следовательно, $m > 1$ при любом q . Величина n изменяется в пределах $1 > n \geq 0$.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Сопло эжектора

В сопле давление эжектирующей жидкости превращается в динамический напор h_1 активной струи.

На рис. 7, а показана схема одного из вариантов сопла газоструйного эжектора. Расходный коэффициент такого сопла, рассчитанный по опытным данным, равен 0,827, что соответствует обычной цилиндрической насадке. Более эффективно

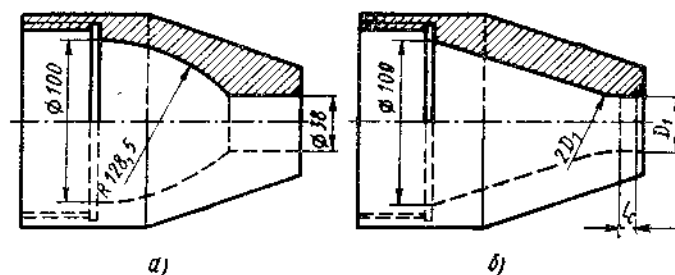


Рис. 7. Сопло эжектора

коническое сопло с цилиндрическим участком на конце (рис. 7, б). Оптимальная длина цилиндрической части $l_c = 0,25D$. Расходный коэффициент такого сопла возрастает до 0,97—0,98.

Если в качестве эжектирующей среды используют газ или водяные пары, то коническое сопло с цилиндрической частью на выходе применяют при скорости истечения ниже критической, т. е. при отношении давлений

$$\frac{p_1}{p_0} > \pi_{кр},$$

где p_1 — давление на выходе из сопла в кгс/м²; p_0 — давление перед соплом в кгс/м²; $\pi_{кр}$ — критическое отношение давлений; $\pi_{кр} = 0,528$ для двухатомных газов; $\pi_{кр} = 0,546$ для перегретых водяных паров; $\pi_{кр} = 0,577$ для насыщенных водяных паров.

Скорость истечения газа на выходе из сопла

$$w_1 = \mu \sqrt{2g \frac{k}{k-1} p_0 v_0 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}; \quad (34)$$

здесь

μ — расходный коэффициент;
 v_0 — удельный объем газа перед соплом в м³/кг;
 k — показатель адиабаты.

$k=1,41$ — для двухатомных газов при нормальных условиях;
 $k=1,035+0,1x$ — для насыщенного пара со степенью сухости x ;
 $k=1,135$ — для сухого насыщенного пара;
 $k=1,3$ — для перегретого пара.

При отношении давлений $\frac{p_1}{p_0} < \pi_{кр}$ в сопле в кинетическую энергию превращается только часть полной работы расширения. Газ расширяется до критического давления $p_{кр} = \pi_{кр} p_0$, при этом устанавливается скорость истечения

$$w_{кр} = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} p_0 v_0}. \quad (35)$$

Дальнейшее превращение работы расширения газа в кинетическую энергию происходит в присоединенном к сужающейся части сопла слегка расширяющейся части. Газ или пар, пройдя сужающуюся часть, приобретает критическую скорость $w_{кр}$; с этой скоростью он поступает в расширяющуюся часть, где продолжает расширяться, встречая при своем движении увеличивающиеся сечения. Угол раскрытия расширяющейся части принимают равным $6-11^\circ$. Скорость газа в конце расширения определяют по уравнению (34).

Площадь сечения узкой части сопла определяют по формуле

$$F_{кр} = \frac{G_1}{\psi_{\max} \sqrt{p_0/v_0}}, \quad (36)$$

где G_1 — в кг/с;
 ψ_{\max} — коэффициент ($\psi_{\max}=2,14$ для двухатомных газов и $\psi_{\max}=2,03$ для перегретого и насыщенного водяного пара).

Площадь сечения сопла на выходе

$$F_1 = \frac{G_1 v_1}{w_1} = \frac{G_1 v_0}{w_1} \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{\frac{1}{k}}. \quad (37)$$

Входной участок

Входной участок, или коллектор, является одним из рабочих элементов эжектора, в котором происходит ускорение эжектируемой среды за счет всасывающего действия эжектирующей струи. Коллектор обычно выполняется в виде усеченного конуса.

Для определения наиболее целесообразной формы входного участка проанализируем характер износа чугунного коллектора гидроэлеватора, удаляющего шлако-водяную смесь. На рис. 8 показан чугунный коллектор со смесительным цилиндрическим участком после 120 ч работы. За это время пропущено около

450 т шлака. На рис. 9 изображен входной и смесительный участки коллектора, изношенного вследствие несовпадения осей сопла и эжектора. Сквозное отверстие в смесительном участке образовалось после прохождения примерно 370 т шлака.

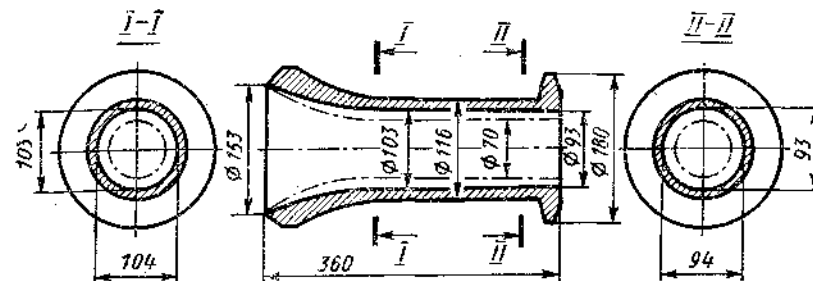


Рис. 8. Коллектор гидроэлеватора для шлако-водяной смеси после удаления 150 т шлака (штрих-пунктирной линией показана первоначальная форма коллектора)

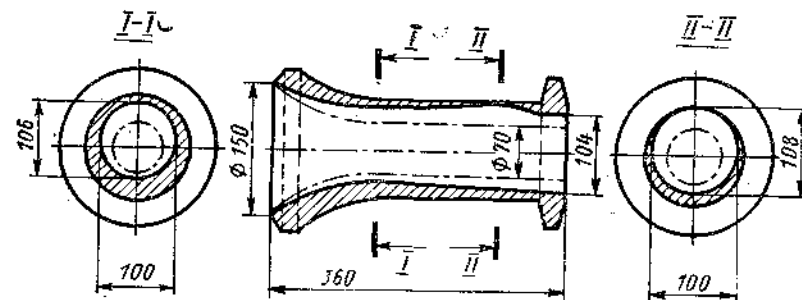


Рис. 9. Коллектор гидроэлеватора для шлако-водяной смеси изношенный из-за неправильного расположения сопла (штрих-пунктирной линией показана первоначальная форма коллектора)

Профиль равномерно изношенного коллектора соответствует уравнению лемнискаты $(x^2+y^2)^2=a^2(x^2-y^2)$ при $a=1,9D$. Исследование кривой несимметричного износа дало уравнение лемнискаты при $a=2,2D$.

Таким образом, входной участок, даже если он выполнен по произвольной кривой, после работы приобретает обтекаемую форму лемнискаты. Следовательно, для увеличения срока службы (достижения равномерного износа стенок) форма коллектора должна соответствовать уравнению лемнискаты Бернулли при $a \approx 2D$.

В эжекторе, удаляющем однофазную среду, когда износ отсутствует, для достижения меньших потерь при входе профиль коллектора также следует выполнять по лемнискате.

Параметр a может быть выбран, как указано выше, равным двум диаметрам коллектора на выходе.

Рассмотрим схему построения профиля коллектора (шаблона) для диаметра $D=70$ мм (рис. 10). Через точку O под углом 45° к линии сопряжения коллектора со смесителем проведем ось абсцисс Ox , на которой откладываем отрезок $a=2D=140$ мм. В конце этого отрезка (точка A) восстанавливаем перпендику-

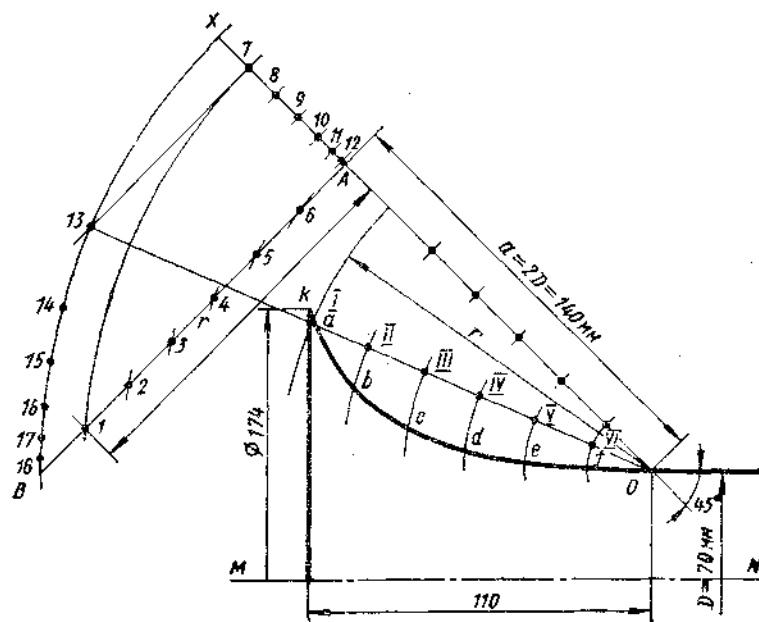


Рис. 10. Схема построения профиля коллектора со смесительным участком диаметром $D=70$ мм

ляр и отсекает на нем отрезок прямой AB , равный a . Далее из центра O радиусом OB проводим дугу Bx . Из этого же центра произвольными радиусами проводим дуги I, II, III, IV, V, VI и откладываем эти радиусы на AB , взяв за центр точку A . Расстояния от полученных точек ($1, 2, 3, 4, 5$ и 6) до центра O откладываем от точки O на ось Ox (отрезки $O-7, O-8, O-9, O-10, O-11$ и $O-12$). Из полученных точек восстанавливаем перпендикуляры, точки пересечения которых с дугой Bx соединяем с центром O . Эти радиусы $O-13, O-14, \dots, O-18$ пересекают соответствующие дуги I, II, \dots, VI в точках, лежащих на лемнискате (a, b, c, d, e, f). Точка k лемнискаты, удаленная от оси эжектора MN на расстояние, равное радиусу входного отверстия, является начальной точкой рабочей части коллектора. В точке O коллектор переходит в смесительный участок эжектора, диаметр которого предварительно определяют расчетом.

Диффузор

Назначение диффузора состоит в преобразовании динамического напора потока в статическое давление. Угол раскрытия диффузора α_2 и отношение площадей большего и меньшего сечений $s=F_4/F_3$ определяют величину коэффициента восстановления давления

$$\varphi = 1 - (\xi_{тр} + \xi_p + \xi_{вых}),$$

где $\xi_{тр}$, ξ_p , $\xi_{вых}$ — коэффициенты потерь на трение, расширение и с выходной скоростью.

Значения этих коэффициентов определяют по формулам

$$\xi_{тр} = \frac{0,002}{\sin \frac{\alpha_2}{2}} \left(\frac{s^2 - 1}{s} \right); \quad \xi_p = \sin \alpha_2 \left(\frac{s - 1}{s} \right)^2; \quad \xi_{вых} = \frac{1}{s^2}.$$

С. А. Христианович отмечает значительное влияние диффузора на эффективность работы эжектора и рекомендует центральный угол раскрытия диффузора выбирать небольшим — примерно 6° .

При малом значении s преобладают потери с выходной скоростью, а при $s > 4$ — потери на расширение. При угле раскрытия более 14° поток внутри диффузора не заполняет равномерно все сечение. В связи с этим увеличивается интенсивность вихреобразования вдоль стенок, возникают обратные токи, а величина коэффициента φ резко падает. Значения φ можно определить по заданным s и α_2 (табл. 1).

При расчете эжекторов величину φ предварительно принимают равной 0,8. Длину диффузора определяют из выражения

$$l_3 = \frac{D_4 - D_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2}}. \quad (38)$$

Смесительный участок

Давление в камере разрежения на расстоянии x'' от выходного сечения сопла до сечения, где эжектирующая струя соприкасается со стенками, практически остается постоянным; развитие струи на этом участке характеризуется динамическими свойствами свободной струи. Как видно из геометрического построения (см. рис. 5), расстояние

$$x'' = 6D_1 + \frac{D_a - 2,74D_1}{2 \operatorname{tg} \theta}, \quad (39)$$

где $6D_1 = x'$ — длина начального участка.

Таблица I
Коэффициент восстановления давления φ при различных углах раскрытия α_2 и отношениях $s = F_4/F_3$

α_2	Значения φ при s														
	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10	15	20	25
2	0,4881	0,6556	0,7314	0,7718	0,7956	0,8098	0,8290	0,8369	0,8420	0,8452	0,8472	0,8485	0,8514	0,8520	0,8521
3	0,5073	0,6796	0,7571	0,7979	0,8216	0,8365	0,8532	0,8617	0,8664	0,8693	0,8710	0,8720	0,8740	0,8742	0,8740
4	0,5160	0,6895	0,7668	0,8040	0,8302	0,8445	0,8603	0,8680	0,8722	0,8746	0,8760	0,8768	0,8778	0,8773	0,8769
5	0,5203	0,6938	0,7701	0,8093	0,8318	0,8455	0,8602	0,8670	0,8706	0,8725	0,8734	0,8740	0,8739	0,8730	0,8722
6	0,5227	0,6952	0,7703	0,8084	0,8299	0,8429	0,8564	0,8625	0,8654	0,8667	0,8673	0,8675	0,8665	0,8650	0,8639
7	0,5237	0,6949	0,7686	0,8055	0,8261	0,8382	0,8505	0,8557	0,8579	0,8588	0,8590	0,8588	0,8567	0,8548	0,8534
8	0,5241	0,6936	0,7658	0,8015	0,8210	0,8323	0,8434	0,8477	0,8492	0,8496	0,8494	0,8489	0,8458	0,8433	0,8415
9	0,5240	0,6918	0,7623	0,7967	0,8152	0,8256	0,8354	0,8388	0,8397	0,8396	0,8389	0,8381	0,8340	0,8309	0,8289
10	0,5235	0,6894	0,7582	0,7913	0,8087	0,8183	0,8269	0,8293	0,8296	0,8289	0,8278	0,8267	0,8215	0,8179	0,8155
11	0,5227	0,6866	0,7538	0,7855	0,8019	0,8177	0,8178	0,8194	0,8189	0,8177	0,8163	0,8147	0,8086	0,8045	0,8017
12	0,5218	0,6837	0,7491	0,7794	0,7947	0,8027	0,8085	0,8092	0,8081	0,8065	0,8046	0,8026	0,7954	0,7908	0,7877
13	0,5195	0,6772	0,7391	0,7668	0,7799	0,7860	0,7894	0,7882	0,7858	0,7830	0,7803	0,7778	0,7685	0,7628	0,7591

Разделив обе части уравнения (39) на диаметр D_1 выходного сечения сопла, получим

$$\frac{x''}{D_1} = 6 + \frac{\sqrt{m_1} - 2,74}{2 \operatorname{tg} \theta}; \quad (40)$$

здесь $m_1 = F_a/F_1$.

В условиях опыта радиус выходного сечения сопла $R_1 = 14,15$ мм, половина угла раскрытия струи $\theta = 10^\circ$, а радиус струи в сечении $a-a$ $R_a = R_3 = 78$ мм. Подставив известные величины в уравнение (39), находим $x'' = 392$ мм. При расстоянии от сопла до начала цилиндрического смесительного участка $l_1 = 300$ мм струя соприкасается со стенками цилиндрического участка на расстоянии от сопла $x'' - l = 392 - 300 = 92$ мм.

Формула (40) справедлива для основного участка струи, когда $q \geq 0,95$, а величина m_1 определяется уравнением (22). Подставив значение m_1 в уравнение (40), получим

$$\frac{x''}{D_1} = 6 + \frac{(1+q)\sqrt{2} - 2,74}{2 \operatorname{tg} \theta}. \quad (41)$$

При $\theta = 10^\circ$

$$\frac{x''}{D_1} = 4(1+q) - 1,8. \quad (42)$$

На расстоянии x'' от сопла диаметр смесительного участка можно найти из уравнения

$$\frac{D_a^2}{D_1^2} = 2(1+q)^2,$$

откуда

$$D_a = 1,42D_1(1+q). \quad (43)$$

Л. Д. Берман на основании теории свободной струи при равномерном поле скоростей эжектирующей струи на выходе из сопла вывел для основного участка формулу

$$m_1 = \frac{D_a^2}{D_1^2} = 2,43(1+q)^2;$$

отсюда

$$D_a = 1,56D_1(1+q). \quad (44)$$

Для начального участка струи при $q \leq 1$ Л. Д. Берман получил следующие зависимости:

$$m_1 = 0,97(1 + 9,14q);$$

$$D_a = D_1 \sqrt{0,97(1 + 9,14q)}; \quad (45)$$

$$x'' = \frac{0,147D_1}{a} \left(\sqrt{\frac{F_a}{F_1}} - 1 \right) = \frac{0,147}{a} (D_a - D_1), \quad (46)$$

где $a=0,06 \div 0,09$ — коэффициент структуры струи.

Эффективная работа эжектора во многом зависит от положения сопла относительно смесительного участка и его длины l_2 . При большой длине цилиндрического смесительного участка поле скоростей к началу диффузора выравнивается, что создает нормальные условия его работы. С увеличением l_2 возрастают потери на трение. При коротком смесительном участке процесс выравнивания потока переносится в диффузор, что лишь до известного предела l_2 не вызывает ухудшения работы эжектора.

В опытах, проведенных на эжекторе с цилиндрическим смесительным участком, К. К. Баулинным ориентировочно получены следующие оптимальные соотношения размеров: $l_2/D_3=5$ при $m=9$; $l_2/D_3=4$ при $m=4$; $l_2/D_3=3,5$ при $m=1,78$. При $m>4$ расстояние от сопла до начала смесительного цилиндрического участка $l_1=(1 \div 2)D_3$.

Проведя опыты с воздушным эжектором низкого давления, Н. И. Топерверх нашел, что оптимальная величина l_1 зависит от длины l_2 цилиндрического участка. При $l_2=0,85D_3$ оптимальное расстояние до сопла $l_1=(2,0 \div 2,5)D_3$, а при $l_2=3,6D_3$ оптимальное расстояние $l_1=(0,8 \div 2,0)D_3$; в последнем случае меньшую величину ($l_1=0,8D_3$) следует принимать при скоростях выхода газа из сопла $w_1 < 50$ м/с.

Оптимальное значение расстояния от сопла до смесительного участка определено в опытах, проведенных во ВНИИМТ на эжекторе с цилиндрическим смесительным участком длиной $l_2=640$ мм и диаметром в месте соприкосновения струи со стенкой $D_a=D_3=156$ мм. За смесительным участком был установлен диффузор с отношением площадей $s=F_4/F_3=2,44$ при длине $l_3=800$ мм. Испытаны сопла трех диаметров D_1 : 8,1; 22,7 и 28,3 мм. Соответственно изменялась и величина $m=(D_a/D_1)^2$: 370; 47 и 30,4. Расход эжектирующего воздуха и коэффициент эжекции составляли: $G_1=101$ кг/ч и $q=10,5$ при $m=370$; $G_1=316$ кг/ч и $q=3$ при $m=47$; $G_1=240$ кг/ч и $q=2,81$ при $m=30,4$. Положение сопел изменяли перемещением их вдоль оси. Напор h_x , создаваемый эжектором, определяли по разности давлений в сечениях IV—IV и I—I, а также III—III и I—I, что соответствовало работе эжектора с диффузором и без диффузора.

Результаты опытов представлены в виде графика (рис. 11), на котором по оси ординат отложен напор h_x , а по оси абсцисс — абсолютное и относительное (в отношении к D_a) значения переменного расстояния l_1 . Кривые показывают, что при длине смесителя $l_2=640$ мм изменение расстояния l_1 в пределах,

указанных в табл. 2, не оказывает заметного влияния на работу эжектора.

Таблица 2

Расстояние l_1 в зависимости от m

m	l_1 в мм для эжектора		x'' в мм
	с диффузором	без диффузора	
370	100—300	280—400	483
47	70—320	200—400	400
30,4	70—400	180—400	392

Ухудшение работы эжектора без диффузора с уменьшением расстояния l_1 ниже указанных в табл. 2 величин можно объяснить тем, что на оставшейся длине $l_{см}$ поток покидает смесительный участок с невыравненным полем скоростей.

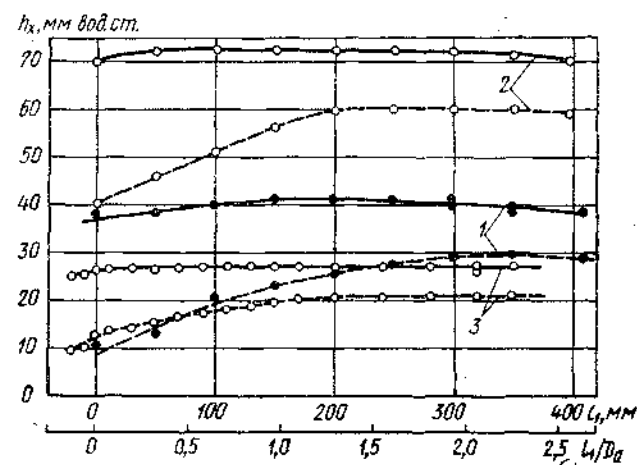


Рис. 11. Зависимость напора, создаваемого эжектором с диффузором (сплошные линии) и без диффузора (штриховые линии) от расстояния l_1 при $D_a=156$ мм:
1 — при $D_1=8,1$ мм, $m=370$, $q=10,5$; 2 — при $D_1=22,7$ мм, $m=47$, $q=3$; 3 — при $D_1=28,3$ мм, $m=30,4$, $q=2,81$

В эжекторе с диффузором величина l_1/D_a может быть уменьшена до 0,5 без заметного изменения напора h_x .

Расстояние l_1+l_2 от сопла до конца смесительного участка зависит от длины струи x'' и длины $l_{см}$ участка смесителя, на

котором перемешиваются потоки после соприкосновения струи со стенками:

$$l_1 + l_2 = x'' + l_{\text{см}}, \quad (47)$$

где x'' — длина, равная в соответствии с уравнением (39) 392, 400 и 483 мм.

По данным табл. 2 и уравнению (47) находим для эжектора с диффузором: $l_{\text{см}}/D_a = 1,7 \div 3,0$ при $m = 370$; $l_{\text{см}}/D_a = 2,0 \div 3,6$ при $m = 47$; $l_{\text{см}}/D_a = 2,0 \div 4,1$ при $m = 30,4$.

Оптимальное расстояние $l_{\text{см}}$ всех трех эжекторов может быть принято равным

$$l_{\text{см}} = 2,5D_a. \quad (48)$$

Для эжектора без диффузора: $l_{\text{см}}/D_a = 2,8 \div 3,6$ при $m = 370$; $l_{\text{см}}/D_a = 2,8 \div 4,1$ при $m = 47$; $l_{\text{см}}/D_a = 2,75 \div 4,2$ при $m = 30,4$.

Оптимальное расстояние

$$l_{\text{см}} = 3,5D_a. \quad (49)$$

Отсюда следует, что расстояние $l_1 + l_2$ для эжектора без диффузора больше, чем для эжектора с диффузором, на диаметр смесителя D_a .

РАСЧЕТ ГАЗОСТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА

Требуется рассчитать эжектор (см. рис. 6, б) для отсоса воздуха; $G_2 = 900$ кгс/ч, сопротивление всасывающей сети $p_1 = 5$ мм вод. ст., давление, создаваемое эжектором в сечении III—III (перед входом в диффузор), $p_3 = 5$ мм вод. ст. Напор, создаваемый эжектором без диффузора,

$$h_x = p_3 - p_1 = 5 - (-5) = 10 \text{ мм вод. ст.}$$

Задаемся величиной коэффициента эжекции $q = 3$. Расход эжектирующего воздуха (в силовых единицах)

$$G_1 = G_2/q = 900/3 = 300 \text{ кгс/ч.}$$

При $w_2 = 0$ и, следовательно, $n = 0$ по уравнениям (30) и (31) находим

$$m = 2(1 + q)^2 = 2(1 + 3)^2 = 32;$$

$$h_1 = h_x m = 10 \cdot 32 = 320 \text{ мм вод. ст.}$$

Давление эжектирующего воздуха перед соплом

$$p_0 = 1,1h_1 = 1,1 \cdot 320 = 352 \text{ мм вод. ст.}$$

Скорость истечения из сопла

$$w_1 = \sqrt{\frac{2gh_1}{\gamma_1}} = \sqrt{\frac{19,62 \cdot 320}{1,2}} = 72,3 \text{ м/с;}$$

где γ_1 — удельный вес воздуха на выходе из сопла.

Площадь и диаметр выходного сечения сопла

$$F_1 = \frac{G_1}{\gamma_1 w_1 3600} = \frac{300}{1,2 \cdot 72,3 \cdot 3600} = 0,000962 \text{ м}^2;$$

$$D_1 = 35 \text{ мм.}$$

Площадь сечения и диаметр цилиндрического смесительного участка

$$F_3 = F_1 m = 0,000962 \cdot 32 = 0,0308 \text{ м}^2;$$

$$D_3 = D_1 \sqrt{m} = 35 \sqrt{32} = 198 \text{ мм.}$$

Скорость газа в конце смесительного участка

$$w_3 = \frac{G_{\text{см}}}{\gamma_{\text{см}} 3600 \cdot F_3} = \frac{900 + 300}{1,2 \cdot 3600 \cdot 0,0308} = 9 \text{ м/с.}$$

Если в конце смесительного участка установить диффузор с углом раскрытия $\alpha_2 = 8^\circ$ и отношением $s = 2$, то коэффициент восстановления давления (см. табл. 1) $\varphi = 0,694$. Давление за диффузором

$$p_4 = p_3 + \varphi \frac{\gamma_{\text{см}} w_3^2}{2g} = 5 + 0,694 \frac{1,2 \cdot 9^2}{19,62} = 8,4 \text{ мм вод. ст.}$$

Площадь и диаметр конечного сечения диффузора

$$F_4 = F_3 s = 0,0308 \cdot 2 = 0,0616 \text{ м}^2,$$

$$D_4 = 280 \text{ мм.}$$

Скорость движения потока и число Re в нагнетательном трубопроводе (диаметр $D_4 = 280$ мм), установленном за диффузором,

$$w_4 = w_3/s = 9/2 = 4,5 \text{ м/с;}$$

$$Re = \frac{\gamma w D_4}{g \eta} = \frac{1,2 \cdot 4,5 \cdot 0,28 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 1,85} = 84\,500,$$

где $\eta = 1,85 \cdot 10^{-6}$ кгс·с/м² — динамическая вязкость.

Соответствующий этому числу Re для шероховатых труб коэффициент сопротивления $\lambda = 0,022$.

Длину L нагнетательного трубопровода можно определить из уравнения

$$\Delta p = \frac{L \lambda}{D_4} \gamma \frac{w_4^2}{2g} = \frac{0,022 \cdot 1,2 \cdot 4,5^2}{0,28 \cdot 19,62} L = 0,0975 L,$$

где Δp — сопротивление трубопровода длиной L .

При $p_4 = 8,4$ мм вод. ст. $L = 86$ м.

Расстояние x'' от сопла до места соприкосновения расширяющейся эжектирующей струи со стенками цилиндрического участка определяем по уравнению (42):

$$x'' = D_1 [4(1 + q) - 1,8] = 35 [4(1 + 3) - 1,8] = 498 \text{ мм.}$$

Длину смесительного участка от места соприкосновения струи со стенками до диффузора находим по уравнению (48):

$$l_{\text{см}} = 2,5D_3 = 2,5 \cdot 198 = 495 \text{ мм,}$$

тогда

$$x'' + l_{\text{см}} = l_1 + l_2 = 993 \text{ мм.}$$

Расстояние l_1 от сопла до начала цилиндрического участка принимаем на $0,5 D_3$ меньше x'' :

$$l_1 = x'' - 0,5D_3 = 498 - 0,5 \cdot 198 = 400 \text{ мм.}$$

Тогда

$$l_2 = x'' + l_{\text{см}} - l_1 = 993 - 400 = 593 \text{ мм.}$$

Длина диффузора

$$l_3 = \frac{D_4 - D_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2}} = \frac{280 - 198}{2 \operatorname{tg} 4^\circ} = 585 \text{ мм.}$$

В эжекторе без диффузора диаметр напорной (выхлопной) трубы $D_3 \approx 198$ мм. Сопротивление, которое может преодолеть эжектор, $\Delta p = p_3 \approx 5$ мм вод. ст. Длина напорной трубы

$$L = \frac{\Delta p D_3 2g}{\lambda \gamma \omega_3^2} = \frac{5 \cdot 0,198 \cdot 19,62}{0,022 \cdot 1,2 \cdot 9^2} \approx 9 \text{ м.}$$

Для сравнения рассчитаем эжектор (см. рис. 6, а), работающий на принципе использования скорости подсосываемой струи.

По уравнению (22):

$$m_1 = 2(1+q)^2 = 2(1+3)^2 = 32.$$

Примем площадь F_2 сечения для прохода эжектируемого воздуха в плоскости конечного сечения сопла равной F_a . Тогда

$$n = \frac{F_3}{F_2} = \frac{F_3}{F_a} = \frac{m}{m_1}.$$

Подставим полученное значение n в уравнение (29):

$$m = 2(1+q)^2 - 2q^2 n = m_1 - 2q^2 \frac{m}{m_1},$$

откуда

$$m = \frac{m}{\left(1 + \frac{2q^2}{m_1}\right)} = \frac{32}{\left(1 + \frac{2 \cdot 3^2}{32}\right)} = 20,5$$

$$n = \frac{m}{m_1} = \frac{20,5}{32} = 0,64.$$

Динамический напор эжектирующей струи

$$h_1 = h_x m = 10 \cdot 20,5 = 205 \text{ мм вод. ст.}$$

Давление воздуха перед соплом

$$p_0 = 1,1 h_1 = 1,1 \cdot 205 = 225 \text{ мм вод. ст.}$$

Скорость истечения из сопла

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2gh}{\gamma_1}} = \sqrt{\frac{19,62 \cdot 205}{1,2}} = 58 \text{ м/с.}$$

Площадь и диаметр выходного сечения сопла

$$F_1 = \frac{G_1}{\gamma_1 \omega_1 3600} = \frac{300}{1,2 \cdot 58 \cdot 3600} = 0,0012 \text{ м}^2;$$

$$D_1 = 39 \text{ мм.}$$

Площадь и диаметр входного участка (коллектора) в месте соприкосновения струи со стенкой

$$F_a = m_1 F_1 = 32 \cdot 0,0012 = 0,0384 \text{ м}^2;$$

$$D_a = 221 \text{ мм.}$$

Диаметр цилиндрического участка эжектора

$$D_3 = D_1 \sqrt{m} = 39 \sqrt{20,5} = 177 \text{ мм;}$$

$$F_3 = F_1 m = 0,0012 \cdot 20,5 = 0,0246 \text{ м}^2.$$

Продольные размеры эжектора по уравнениям (39) и (48):

$$x'' = 6D_1 + \frac{D_a - 2,74D_1}{2 \operatorname{tg} \theta} = 6 \cdot 39 + \frac{221 - 2,74 \cdot 39}{2 \operatorname{tg} 10^\circ} = 580 \text{ мм;}$$

$$l_{\text{см}} = 2,5D_a = 2,5 \cdot 221 = 552 \text{ мм;}$$

$$x'' + l_{\text{см}} = l_1 + l_2 = 580 + 552 = 1132 \text{ мм.}$$

Расстояние l_1 определим из выражения

$$l_1 - x'' = \frac{D_a - D_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2}} = \frac{221 - 177}{2 \operatorname{tg} 7,5^\circ} = 167 \text{ мм,}$$

где $\alpha_1 = 15^\circ$:

$$l_1 = x'' + 167 = 580 + 167 = 747 \text{ мм.}$$

Длина цилиндрического участка

$$l_2 = 1132 - 747 = 385 \text{ мм.}$$

Скорость газа в конце смешительного участка

$$\omega_3 = \frac{G_{\text{см}}}{\gamma_{\text{см}} 3600 \cdot F_3} = \frac{900 + 300}{1,2 \cdot 3600 \cdot 0,0246} = 11,3 \text{ м/с.}$$

Диффузор выбираем с углом раскрытия $\alpha_2 = 8^\circ$ и отношением $s = 2,5$. Коэффициент восстановления давления в диффузоре $\varphi = 0,766$ (см. табл. 1). Давление за диффузором

$$p_4 = p_3 + \varphi \frac{\gamma_{\text{см}} \omega_3^2}{2g} = 5 + 0,766 \frac{1,2 \cdot 11,3^2}{19,62} = 11 \text{ мм вод. ст.}$$

Диаметр и длина диффузора

$$D_4 = D_3 \sqrt{s} = 177 \sqrt{2,5} = 280 \text{ мм;}$$

$$l_3 = \frac{D_4 - D_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2}} = \frac{280 - 177}{2 \operatorname{tg} 4^\circ} = 735 \text{ мм.}$$

Из приведенного примера видно, что эжектор, действие которого основано на использовании скорости эжектируемой струи ω_2 , может работать при меньшем давлении газа, чем эжектор, работающий без использования скорости эжектируемой струи.

Глава II. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПАРОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Пароструйные эжекторы обычно применяют при необходимости достижения достаточно больших разрежений. Остаточное давление около 80 мм рт. ст. может быть создано одноступенчатым эжектором. Более глубокий вакуум получают с помощью последовательно установленных один за другим пароструйных эжекторов — парозежекторных насосов. Основные преимущества парозежекторных насосов перед другими типами вакуумных насосов заключаются в следующем:

большие объемные производительности (это обстоятельство ставит парозежекторные насосы в совершенно исключительное положение при необходимости удаления значительного количества газа; уже при расходе газа 100 кг/ч и давления всасывания ниже 1 мм рт. ст. практически нецелесообразно применять другие типы вакуум-насосов и, в частности, механические);

возможность использования бросового пара, который в избытке имеется на большей части промышленных предприятий;

незначительные габаритные размеры, что позволяет размещать их в действующих цехах на весьма малых площадях;

простота изготовления, незначительный износ, возможность работы с запыленными и агрессивными средами; экономичность.

На рис. 12 [21] приведен график сопоставления эксплуатационных расходов для парозежекторного и водокольцевого насосов. Кривые получены при условии, что стоимость 1 кВт/ч электроэнергии составляет 4 пфеннига, 1 т пара — 3 марки, 1 м³ воды — 1 пфенниг. При удалении сухого воздуха (кривая 2) парозежекторные насосы выгоднее водокольцевых, начиная с остаточного давления ниже 30 мм рт. ст. При откачке паровоздушной смеси эффективность применения парозежекторных насосов увеличивается; так, при удалении смеси с содержанием 50% пара парозежекторные насосы становятся выгоднее водокольцевых уже при давлениях ниже 40 мм рт. ст. (кривая 3).

Следует иметь в виду, что при иных соотношениях между стоимостями электроэнергии и пара область экономически выгодной работы парозежекторных насосов может сдвигаться в ту или иную сторону.

Указанные преимущества обеспечили широкое распространение парозежекторных насосов в различных областях промышленности и, в первую очередь, в химии и металлургии. Более того, разработка таких насосов способствовала интенсивному внедрению в промышленность некоторых производств. В настоящее время парозежекторные насосы широко применяют в вакуум-холодильных, кристаллизационных установках, а также при проведении процесса разгонки.

Успешное развитие вакуумной металлургии поставило вопрос об обеспечении промышленных дегазационных установок высокопроизводительным и надежно работающим вакуумным оборудованием. Проведение процесса дегазации больших количеств металла стало возможным благодаря разработке и применению в вакуумной металлургии парозежекторных насосов. В последнее десятилетие появилась тенденция к внедрению парозежекторных насосов на индукционных и дуговых вакуумных печах.

ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ПАРОСТРУЙНОГО ЭЖЕКТОРА

Пароструйный эжектор (рис. 13) состоит из сопла 1 для расширения рабочего пара до сверхзвуковых скоростей, камеры разрежения *a* для подвода к эжектирующей струе откачиваемого газа, камеры смешения *b*, где подсасывается эжектируемый газ и перемешивается со струей рабочего пара, и диффузора 2 для сжатия парогазовой смеси до давления на выходе.

Расширение пара до расчетного давления всасывания не бывает изотропическим из-за трения и потерь тепла в сопле. Степень расширения *E* рабочего пара, равная отношению давления пара перед соплом к давлению в его выходном сечении, колеблется от *E*=100 для аппаратов, откачивающих газы из

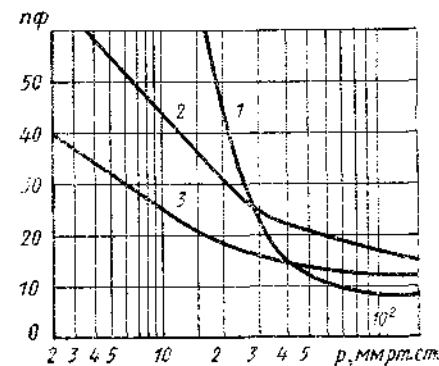


Рис. 12. Зависимость эксплуатационных расходов в расчете на 10 кг откачиваемой смеси от давления всасывания [21]:

1 — для водокольцевого насоса; 2 — для парозежекторного насоса при откачивании сухого воздуха; 3 — для парозежекторного насоса при откачивании 50%-ной паровоздушной смеси

атмосферы, до $E=1\,000\,000$ для первых ступеней многоступенчатых насосов, работающих при давлениях всасывания до 10^{-3} мм рт. ст.

В камере смешения на границе эжектирующей струи происходит процесс ускорения движения медленных молекул и замед-

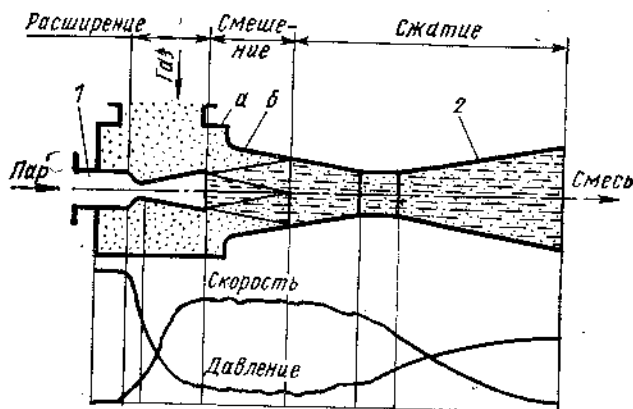


Рис. 13. Схема пароструйного вакуумного эжектора

ления быстрых. Это приводит к ускорению основной массы эжектируемого потока от входной скорости до скорости, превы-

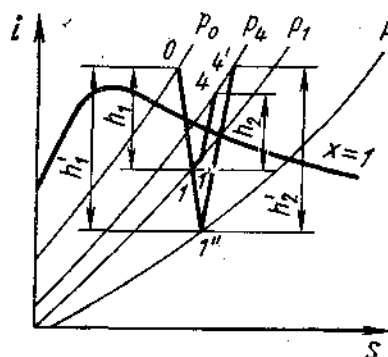


Рис. 14. Термодинамический цикл пароструйного вакуумного эжектора при нормальной работе (линия $0-1-1'-2$) и при нулевом расходе эжектируемой среды (линия $0-1''-4'$)

ходе. Этот процесс состоит в преобразовании кинетической энергии потока в потенциальную энергию давления и не бывает изэнтропическим из-за различных механических и тепловых потерь.

Изменения, происходящие в потоке рабочего пара нагруженного одноступенчатого эжектора, изображаются в $i-s$ -диаграмме (рис. 14 линией $0-I-I'-4$). Располагаемая работа для сжатия эжектируемой среды определяется разностью между кинетической энергией рабочей струи h_1 и работой h_2 , необходимой для сжатия рабочего пара до давления на выходе p_4 . При расширении пара в ненагруженном эжекторе (расход эжектируемой среды равен нулю) предельной точке I'' (линия $0-I''-4'$) соответствует минимально возможное давление всасывания p_1 . Оно достигается в том случае, если действительная работа h_2 , необходимая для сжатия рабочей струи до давления на выходе p_4 , равна кинетической энергии рабочей струи h_1 . Минимальное давление всасывания может составлять от $1/20$ до $1/50$ абсолютного давления на выходе p_4 [29]. Однако реализация указанных степеней сжатия в одноступенчатом пароструйном эжекторе затрудняется условиями пуска, так как размеры проходных сечений диффузора, рассчитанные на конечные параметры работы, не соответствуют необходимым размерам сечений во время пуска. Кроме того, одноступенчатые эжекторы с высокой степенью сжатия работают при очень малых коэффициентах эжекции и, следовательно, больших расходах рабочего пара. Учитывая необходимость экономичности работы эжектора, В. М. Рамм [21] не рекомендует принимать степень сжатия в одной ступени больше 10.

К. п. д. эжектора, как правило, не входит в расчетные уравнения, однако знать его величину необходимо как для понимания сущности процесса, так и для получения сравнительной экономической оценки различных типов эжекторов или сравнения их с другими типами вакуум-насосов.

Рассмотрим общие выражения для к. п. д. с точки зрения степени совершенства теплового цикла, происходящего в пароструйном эжекторе. Известно, что пароструйные эжекторы имеют низкий термический к. п. д. — от 1 до 5%. Термический к. п. д. η_t представляет собой отношение полезной работы процесса AL к общему количеству подведенного в цикле тепла $Q_{\text{пол}}$:

$$\eta_t = \frac{AL}{Q_{\text{пол}}} \quad (50)$$

Малая величина термического к. п. д. свидетельствует о невозможности превращения в механическую работу большей доли подведенного тепла. Однако к. п. д. пароструйного эжектора удобнее характеризовать термическим к. п. д. цикла Ренкина, определяющим максимальную работу при условии изотропического расширения и сжатия. К. п. д. цикла Ренкина в простейшей форме выражается формулой

$$\eta_l^p = \frac{Q_{\text{под}} - Q_{\text{отв}}}{Q_{\text{под}}} \quad (51)$$

На рис. 15 приведена зависимость к. п. д. цикла Ренкина для пароструйных эжекторов от противодавления, а также от избыточного давления рабочего пара перед соплом. Эти кривые характеризуют теоретический максимум. При значительном увеличении температуры рабочего пара максимум к. п. д. существенно возрастает.

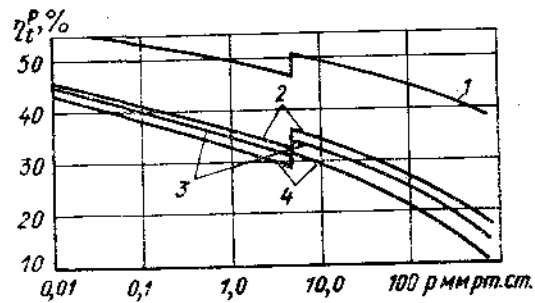


Рис. 15. Зависимость к. п. д. цикла Ренкина для одноступенчатого вакуумного эжектора от противодавления, а также от температуры t и избыточного давления p_0 рабочего пара перед соплом [29]: 1 — при $t=660^\circ\text{C}$, $p_0=195\text{ кгс/см}^2$; 2 — при $t=185^\circ\text{C}$, $p_0=10,5\text{ кгс/см}^2$; 3 — при $t=170^\circ\text{C}$, $p_0=7\text{ кгс/см}^2$; 4 — при $t=147^\circ\text{C}$, $p_0=3,5\text{ кгс/см}^2$

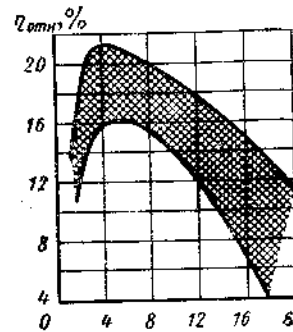


Рис. 16. Диапазон относительных к. п. д. паровоздушных эжекторов [29]

Для более точной характеристики степени совершенства эжектора Л. С. Гаррис и А. С. Фишер [29] рекомендуют применять относительный к. п. д., равный отношению действительной (полезной) работы, получаемой в эжекторе, к теоретически максимальной работе, определяемой циклом Ренкина:

$$\eta_{отн} = \frac{\eta_t}{\eta_t^*} = \frac{AL^*}{Q_{под} - Q_{отв}} \quad (52)$$

На рис. 16 показан диапазон относительных к. п. д., достигаемых в одноступенчатых паровоздушных эжекторах при различных степенях сжатия и расходах рабочего пара от 180 кг/ч и выше. На характеристике любого эжектора имеется точка максимального к. п. д., соответствующая степени сжатия 4—5.

Уравнение энергетического баланса эжектора иногда можно записать в виде [21]

$$b_0 L_{0-4} = L_{1-4}, \quad (53)$$

где b_0 — теоретический расход рабочего пара на 1 кг эжектируемого газа;

L_{0-4} — работа адиабатического расширения 1 кг рабочего пара от давления p_0 до давления p_4 ;

L_{1-4} — работа адиабатического сжатия 1 кг эжектируемого газа от давления p_1 до давления p_4 .

В. М. Рамм определяет к. п. д. эжектора как отношение полезной работы к затраченной:

$$\eta = \frac{L_{1-4}}{b L_{0-4}}; \quad (54)$$

здесь b — действительный расход рабочего пара на 1 кг эжектируемого газа.

Из уравнений (53) и (54) следует, что

$$\eta = \frac{b_0}{b}, \quad (55)$$

т. е. к. п. д. эжектора равен отношению теоретического расхода рабочего пара к действительному. Пользуясь выражением (54), можно сравнивать эжекторы с другими видами вакуум-насосов.

Иногда к. п. д. эжектора определяют как отношение работы сжатия смеси L от давления p_1 до p_4 к работе L_0 , совершаемой рабочим паром при расширении от давления p_0 до p_1 , т. е.

$$\eta_a = \frac{(1+b)L}{b L_0}, \quad (56)$$

где $(1+b)$ — количество смеси на 1 кг эжектируемого газа.

Для теоретического процесса ($\eta_a=1$) расход пара

$$b_0 = \frac{L}{L_0 - L}, \quad (57)$$

а для действительного процесса

$$b = \frac{L}{L_0 \eta_a - L}. \quad (58)$$

Из уравнений (56), (57), (58) следует, что

$$\eta_a = \frac{1 + \frac{1}{b}}{1 + \frac{1}{b_0}}, \quad (59)$$

т. е. к. п. д. эжектора представляет собой отношение действительного количества подаваемой эжектором смеси к теоретическому ее количеству.

Работу эжекторов можно сравнивать с помощью коэффициента η_a . Если эжекторы работают с одинаковыми параметрами пара и поддерживают одинаковое давление всасывания, то в качестве критерия экономической оценки работы сравниваемых типов паровоздушных насосов может служить суммарный расход пара, отнесенный к количеству эжектируемого газа.

Из выражений (55) и (59) получаем

$$\eta = \eta_a \frac{1+b_0}{1+b}. \quad (60)$$

Рассматривая процесс в эжекторе и анализируя источники потерь на отдельных этапах сжатия, В. М. Рамм нашел следующее выражение для к. п. д. эжектора:

$$\eta = \frac{\eta_a b}{1 + 2b + b^2(1 - \eta_a)} \quad (61)$$

Величину η_a В. М. Рамм называет «внешним» к. п. д. эжектора и определяет ее как

$$\eta_a = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \quad (62)$$

где η_1 — к. п. д. сопла;
 η_2 — «внешний» к. п. д. камеры смешения;
 η_3 — к. п. д. диффузора.

Из формулы (61) следует, что при отсутствии потерь ($\eta_a = 1$) к. п. д. эжектора не может превышать 0,5, стремясь к этому значению при бесконечном возрастании b .

Дифференцируя по b выражение (61) и приравнявая первую производную нулю, можно определить оптимальное значение b для реального процесса ($\eta_a < 1$):

$$b_{opt} = \frac{1}{\sqrt{1 - \eta_a}} \quad (63)$$

Оптимальному значению b соответствует максимум к. п. д. эжектора, причем с уменьшением η_a максимум сдвигается в сторону более низких значений b . Практически величина η составляет 0,2—0,3.

Таким образом низкий к. п. д. и большой расход пара — неотъемлемые недостатки парозежекторных насосов.

ОБЗОР ТЕОРИИ И РАСЧЕТА

Несмотря на внешнюю простоту устройства пароструйного эжектора (см. рис. 13), происходящие в нем термо- и газодинамические процессы сложны и до сих пор не выяснены полностью. Изучению особенностей этих процессов посвящено большое количество экспериментальных и теоретических работ как зарубежных, так и отечественных исследователей. Основная задача исследований — создание метода расчета и конструирования пароструйных эжекторов.

В настоящее время существуют три направления в расчете пароструйных эжекторов. Одно из них основано на раздельном рассмотрении процессов расширения, смешения и сжатия с детальной количественной оценкой потерь на каждом этапе. Для описания происходящих процессов используют обычные термодинамические зависимости истечения газов и паров. Такая теория впервые изложена Каула и Робинзоном применительно к эжекторам конденсационных установок паровых турбин. Ряд ценных дополнений к ней затем был сделан А. А. Радцигом и М. И. Яновским. В дальнейшем теория была развита и система-

тизирована А. М. Казанским, В. П. Блюдовым. Детальное рассмотрение процессов в отдельных элементах проточной части эжектора (сопло, камера смешения, диффузор) является достоинством методов первого направления, вносящим, однако, большие усложнения. В то же время ряд допущений настолько снижает точность, что громоздкость этих методов становится неоправданной.

Отличительная черта другого направления — отказ от детальной оценки процессов в отдельных частях проточной части эжектора и применение в расчете газодинамических функций [7, 20, 23]. Расчетные уравнения выводят для установления зависимости между геометрическими и газодинамическими параметрами в двух основных сечениях эжектора I—I и III—III. Исследователи, придерживающиеся второго направления, не только выводят расчетные уравнения, но и, используя современные достижения газовой динамики, объясняют на этой основе физическую сущность процессов в пароструйном эжекторе (предельные режимы) исследуют переменный режим (характеристики) как одноступенчатого эжектора, так и многоступенчатого насоса, определяя наиболее экономичный (предельный) режим. Кроме этого, второе направление базируется на определенном экспериментальном материале, что коренным образом отличает его от первого направления. Для установления геометрических параметров проточной части эжектора используют опытные соотношения, а в теоретические зависимости вводят ряд эмпирических коэффициентов. По этой причине методы второго направления пригодны лишь для расчета тех режимов и конструкций эжекторов, для которых известны необходимые эмпирические величины.

Учитывая сложность газодинамических процессов в сверхзвуковом эжекторе, авторы третьего направления — эмпирического — отказываются от выводов громоздких расчетных уравнений. Эмпирическая методика расчета, основанная на результатах исследования большого количества пароструйных эжекторов, наиболее полно разработана Вигандом. Он установил, что расход пара в эжекторе зависит от трех величин: p_0 , p_1 и p_4 . Для практических целей удобнее выражать расход пара в зависимости от соотношений между этими величинами, а именно, от степени расширения $E = p_0/p_1$ пара в сопле и степени сжатия $\epsilon = p_4/p_1$ парогазовой смеси в эжекторе. Следовательно, коэффициент эжекции, равный отношению расхода эжектируемой парогазовой смеси к расходу рабочего пара,

$$g_e = f(E, \epsilon) \quad (64)$$

Из этого выражения следует, что геометрически подобные эжекторы при одинаковых рабочих условиях имеют одинаковые рабочие характеристики. Функциональная зависимость (64) графически представлена на диаграмме (рис. 17). Эту диаграмму

используют для расчета эжекторов, удаляющих чистый пар, паровоздушную смесь любого содержания или воздух. Диаграмма дает несколько заниженные коэффициенты эжекции, что приводит к увеличенным расходам рабочего пара на ступень. По данным В. М. Рамма, запас по расходу пара составляет 20—30%, что обуславливает весьма надежную работу рассчитанных эжекторов в производственных условиях.

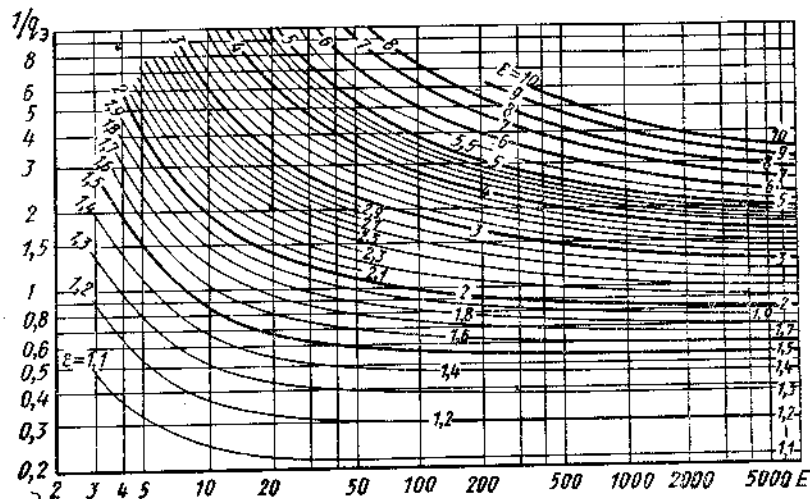


Рис. 17. Диаграмма для определения коэффициента эжекции q_e [21]

Диаграмма составлена для эжекторов с диаметром цилиндрического участка диффузора 10—100 мм. При больших диаметрах необходимо увеличивать расчетное значение степени сжатия ε на 5%. Не рекомендуется выполнять цилиндрический участок диффузора диаметром больше 250 мм. При степени расширения $E < 10$ работа эжектора неустойчива. Если $E < 50$ и $\varepsilon < 1,4$, то следует увеличивать расчетное значение ε на 3—6%.

При определении основного геометрического параметра эжектора $F_{кр}/F_3$ ($F_{кр}$ — площадь критического сечения сопла, F_3 — площадь сечения цилиндрического участка диффузора). В. М. Рамм исходит из того, что в обоих сечениях достигается критическая скорость истечения, равная местной скорости звука. Это позволяет использовать простые термодинамические зависимости

$$F_{кр} = \frac{G_1}{3600 \cdot 203 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}; \quad (65)$$

$$F_3 = \frac{G_1 + G_2}{3600 \cdot 199 \sqrt{\frac{p_4}{v_4} \varphi'}}, \quad (66)$$

где $F_{кр}$ и F_3 — в м^2 ;
 G_1 и G_2 — расход соответственно рабочего пара и эжектируемой смеси в кгс/ч ;
 p_0 и p_4 — абсолютное давление пара перед соплом и смеси за диффузором в кгс/см^2 ;
 v_0 и v_4 — удельный объем рабочего пара перед соплом и смеси на выходе из диффузора (принимают как для насыщенного пара при давлениях p_0 и p_4) в $\text{м}^3/\text{кг}$;
 φ' — поправочный множитель, зависящий от E и ε (рис. 18).

Некоторое уточнение методики В. М. Рамма выполнено С. И. Вильдером [4] в Гипронефтемаше.

Оно касается в основном вопросов, связанных с выбором числа ступеней и расчетом промежуточных конденсаторов. Интересная попытка обобщить результаты испытаний пароструйных эжекторов конденсационных установок предпринята работниками Калужского турбинного завода [28].

Достоинством эмпирических методов является простота расчета и надежность, а недостатком — ограниченность их применения в диапазонах исследованных конструкций и режимов эжекторов. Наибольший интервал охватывает методика В. М. Рамма (см. рис. 17 и 18), справедливая до степени расширения $E = 2000—5000$. Для обычных давлений рабочего пара эта методика 10—12 кгс/см^2 позволяет рассчитывать ступени до давлений всасывания около 2 мм рт. ст.

ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ УРАВНЕНИЯ

Введем дополнительно следующие индексы и обозначения (рис. 19).

Индексы: г — эжектируемый газ перед камерой разрежения; п — эжектируемый пар перед камерой разрежения; э — эжектируемая парогазовая смесь перед камерой разрежения (для сечений III—III и IV—IV будут встречаться сложные индексы

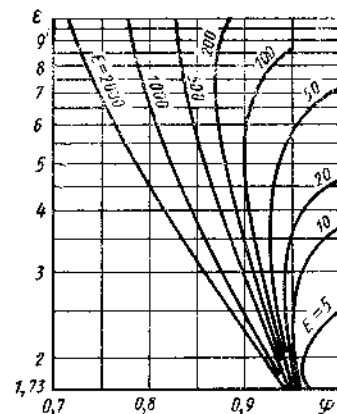


Рис. 18. График для определения φ' по значениям ε и E

типа 3-г или 3-п, это означает, что данная величина относится соответственно только к газовой или паровой составляющей смеси в указанном сечении).

Обозначения: T (или t) — температура; a — скорость звука; i — энтальпия, s — энтропия; R — газовая постоянная; τ — время; N — скорость откачки; $\varepsilon = p_4/p_1$ — степень сжатия эжектора; $\varepsilon_3 = p_3/p_1$ — степень сжатия эжектора без расширяющейся

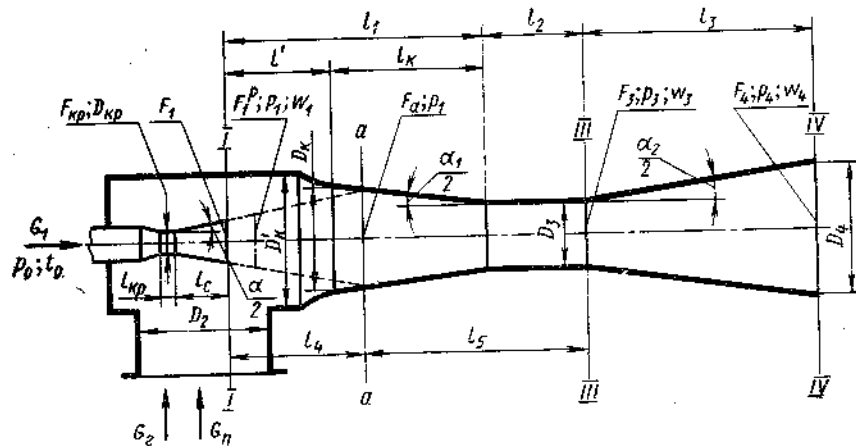


Рис. 19. Схема к расчету эжектора

части диффузора; $\varepsilon_4 = p_4/p_3$ — степень сжатия расширяющейся части диффузора; $E = p_0/p_1$ — степень расширения пара в сопле; $q_g = G_g/G_1$ — коэффициент эжекции по газу; $q_n = G_n/G_1$ — коэффициент эжекции по пару; $q_3 = q_n + q_g$ — суммарный коэффициент эжекции; $m = F_3/F_1^2$ — отношение площади сечения цилиндрического участка диффузора к расчетной площади выходного сечения сопла (основной геометрический параметр эжектора); $\phi = F_1/F_2^2$ — степень расширения сопла; A — тепловой эквивалент работы; ϕ_1 — скоростной коэффициент сопла; ϕ — коэффициент восстановления давления в диффузоре; c_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении; c_v — удельная теплоемкость при постоянном объеме;

Процессы, происходящие при смешении эжектируемого и эжектирующего потоков, описываются с достаточной для практических целей точностью уравнениями сохранения энергии, импульсов сил и сохранения массы.

В пароструйных эжекторах, откачивающих газ или парогазовую смесь, сжатие смеси сопровождается изменением агрегатного состояния пара (льдиный или влажный — сухой насыщенный — перегретый) и показателя адиабаты. Это приводит

к необходимости принимать известные допущения при расчете пароструйного эжектора и отражается на точности получаемых результатов. Уравнение сохранения энергии, записанное в виде уравнения теплового баланса для двух основных сечений эжектора I—I и III—III (см. рис. 19), дает возможность построить расчет без использования сложных термодинамических выражений в степенной зависимости от показателя адиабаты k и тем самым значительно упростить расчет:

$$G_1 i_0 + G_g c_{pg} t_3 + G_n i_n = (G_1 + G_n) i_3 + G_g c_{pg} t_3 + (G_1 + G_3) \frac{A w_3^2}{2g}. \quad (67)$$

В левой части уравнения (67) не учтена кинетическая энергия эжектируемого потока, причем принято, что рабочий пар в сопле расширяется из адиабатного заторможенного состояния.

Скорость парогазовой смеси w_3 в конце цилиндрического участка диффузора может быть меньше, больше или равна местной скорости звука a_3 :

$$w_3 = M_3 a_3, \quad (68)$$

где M_3 — число Маха в сечении III—III.

Для сечений эжектора I—I и IV—IV уравнение сохранения энергии может быть записано в упрощенном виде

$$G_1 i_0 + G_g c_{pg} t_3 + G_n i_n = (G_1 + G_n) i_4 + G_g c_{pg} t_4. \quad (69)$$

Уравнение импульсов сил применительно для элемента эжектора, расположенного между сечениями I—I и III—III, имеет вид

$$\frac{G_1 w_1}{g} + p_1 F_a = \frac{(G_1 + G_3) w_3}{g} + p_3 F_3 + \int_F p_i dF + L_{тр}, \quad (70)$$

где $L_{тр}$ — сил трения.

Давление на участке струи от выходного сечения сопла до места соприкосновения струи со стенкой диффузора (сечение a — a) принимается постоянным и равным p_1 .

Так как второй член левой части уравнения (70):

$$p_1 F_a = p_1 F_3 + (F_a - F_3) p_1,$$

то можно записать

$$\frac{G_1 w_1}{g} - \frac{(G_1 + G_3) w_3}{g} = F_3 (p_3 - p_1) + \int_F p_i dF - p_1 (F_a - F_3) + L_{тр}. \quad (71)$$

Второй член правой части уравнения (71) отражает реакцию конической части диффузора, которая противодействует давлению в камере смешения на кольцевое сечение $F_a - F_3$ (третий член правой части уравнения). Сумма этих членов ха-

рактически пренебрежимо мал и может быть определена экспериментально в сумме с потерями на трение $L_{тр}$:

$$\Sigma_{\pi} = \int_F p_1 dF - p_1 (F_a - F_3) + L_{тр}. \quad (72)$$

Величину Σ_{π} можно определить в долях от создаваемого напора через коэффициент ξ_{π} :

$$\Sigma_{\pi} = F_3 (p_3 - p_1) \xi_{\pi} \quad (73)$$

или в долях от начального количества движения эжектирующей струи через коэффициент ξ :

$$\Sigma_{\pi} = \frac{G_1 w_1}{g} \xi. \quad (74)$$

Опыты показывают, что определение потерь в отношении к количеству движения эжектирующей струи дает более универсальную зависимость, которая остается справедливой при расчетном и переменном режимах работы эжектора.

Учитывая выражение (74), запишем уравнение (71) в следующем виде:

$$\delta_3 \frac{G_1 w_1}{g} - \frac{(G_1 + G_3) w_3}{g} = F_3 (p_3 - p_1), \quad (75)$$

где $\delta_3 = 1 - \xi$.

Уравнение сохранения массы для любого сечения эжектора имеет вид

$$G_{см} = G_1 + G_{\pi} + G_r. \quad (76)$$

Основные расчетные уравнения записаны с предположением, что поля давлений и скоростей в сечениях I—I и III—III равномерны, в действительности этого нет. Опыты, проведенные в МЭИ на воздушных эжекторах, показывают, что эпюра скоростного поля в сечении III—III при работе на предельном (расчетном) режиме приобретает неравномерность, свойственную вязкой жидкостью при околосвуковых скоростях, и приближается к квадратичной параболе. Эти данные позволили А. В. Робожеву подсчитать коэффициент, учитывающий неравномерность поля скоростей в сечении III—III, и ввести его в уравнение импульсов сил.

В уравнение (75) для учета неравномерности скоростного поля введен коэффициент δ_3 , определяемый экспериментально при фактических эпюрах скоростей в сечениях I—I и III—III.

РАСЧЕТ СОПЛА

Количество энергии, вносимой в ступень парозежекторной установки, определяют из расчета сопла. Обычно сопло рассчитывают по диаграмме $i-s$ или термодинамическим табли-

цам свойств водяного пара. Рассмотрим случай, когда пар в сопле ступени расширяется до температур ниже 0°C . Параметры состояния пара на линии насыщения для температур от 0 до -105°C приведены в табл. 3, а зависимость давления насыщения от температуры на рис. 20.

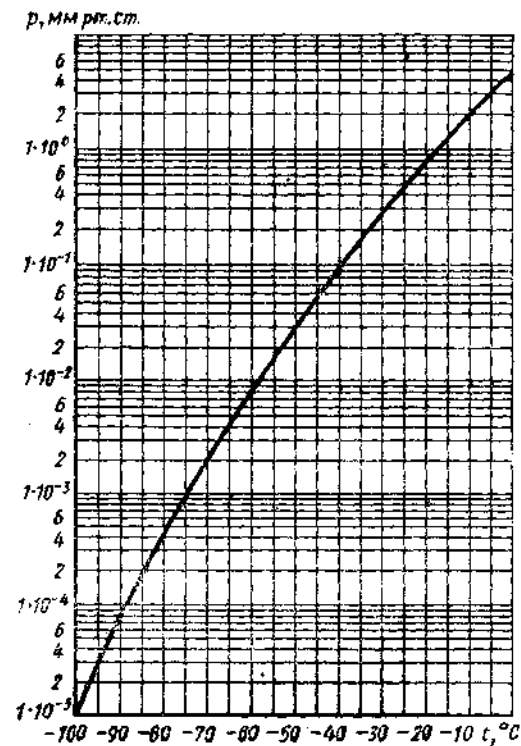


Рис. 20. Зависимость $p=f(t)$ для водяного пара в области низких давлений [26]

Площадь выходного сечения сопла F_1 и скорость w_1 пара в конце расширения можно определить по известным уравнениям

$$F_1^0 = \frac{G_1 w_1}{w_1}; \quad (77)$$

$$w_1 = 91,5 \varphi_1 \sqrt{h_1^{ad}}, \quad (78)$$

где φ_1 — скоростной коэффициент сопла (для сопел с большой степенью расширения принимают $\varphi_1 = 0,95$); h_1^{ad} — располагаемый перепад тепла при адиабатическом расширении пара с давления p_0 до давления p_1 в ккал/кг (линия $0-1^{ad}$ на рис. 21).

Температура в °С	Давление p в кгс/см ²	Удельный объем		Энтальпия		Скрытая теплота испарения r в ккал/кг	Энтропия	
		$v', 10^3$ в м ³ /кг	v'' в м ³ /кг	i' в ккал/кг	i'' в ккал/кг		s' в ккал/(кг·°С)	s'' в ккал/(кг·°С)
-105	5,006·10 ⁻⁹	1,075	1,531·10 ⁸	-122,83	550,94	676,97	-0,4875	3,5192
-100	1,430·10 ⁻⁸	1,076	5,709·10 ⁷	-121,20	553,15	677,27	-0,4780	3,4164
-95	3,858·10 ⁻⁸	1,076	2,173·10 ⁷	-119,53	555,35	677,51	-0,4685	3,3196
-90	9,864·10 ⁻⁸	1,077	8,740·10 ⁶	-117,82	557,56	677,70	-0,4590	3,2284
-85	2,400·10 ⁻⁷	1,078	3,690·10 ⁶	-116,07	559,77	677,86	-0,4496	3,1423
-80	5,580·10 ⁻⁷	1,078	1,529·10 ⁶	-114,28	561,98	677,97	-0,4402	3,0609
-75	1,244·10 ⁻⁶	1,079	7,497·10 ⁵	-112,44	564,19	678,04	-0,4308	2,9838
-70	2,667·10 ⁻⁶	1,080	3,584·10 ⁵	-110,56	566,40	678,05	-0,4214	2,9108
-65	5,513·10 ⁻⁶	1,780	1,777·10 ⁵	-108,64	568,61	678,02	-0,4121	2,8415
-60	1,102·10 ⁻⁵	1,081	9,102·10 ⁴	-106,67	570,82	677,95	-0,4028	2,7757
-55	2,134·10 ⁻⁵	1,082	4,810·10 ⁴	-104,66	573,03	677,84	-0,3934	2,7131
-50	4,012·10 ⁻⁵	1,083	2,617·10 ⁴	-102,60	575,24	677,69	-0,3841	2,6535
-45	7,340·10 ⁻⁵	1,083	1,462·10 ⁴	-100,50	577,45	677,49	-0,3748	2,5967
-40	1,308·10 ⁻⁴	1,084	8,384·10 ³	-98,36	579,66	677,25	-0,3655	2,5425
-35	2,277·10 ⁻⁴	1,085	4,921·10 ³	-96,18	581,87	676,96	-0,3502	2,4908
-30	3,873·10 ⁻⁴	1,086	2,954·10 ³	-93,96	584,08	676,63	-0,3470	2,4414
-25	6,447·10 ⁻⁴	1,086	1,811·10 ³	-91,68	586,28	676,26	-0,3377	2,3942
-20	1,052·10 ⁻³	1,087	1,132·10 ³	-89,37	588,49	675,84	-0,3285	2,3491
-15	1,684·10 ⁻³	1,088	7,210·10 ²	-87,01	590,70	675,38	-0,3193	2,3059
-10	2,648·10 ⁻³	1,089	4,675·10 ²	-84,60	592,31	674,88	-0,3101	2,2635
-5	4,094·10 ⁻³	1,090	3,082·10 ²	-82,16	595,11	674,45	-0,3008	2,2248
0	6,228·10 ⁻³	1,091	2,063·10 ²	-79,67	597,30	674,77	-0,2916	2,1865

Энтальпия расширившегося в сопле пара (точка 1^{ад})

$$i_1^{\text{ад}} = i_1' + r_1 \bar{x}_1^{\text{ад}}; \quad (79)$$

здесь i_1' — энтальпия льда на нижней пограничной кривой;
 r_1 — скрытая теплота испарения льда;
 $x_1^{\text{ад}}$ — степень льдистости пара в выходном сечении сопла.

Значения i_1' и r определяют по табл. 3 в зависимости от давления пара в конце сопла p_1 .

Адиабатический процесс (линия $0-1^{\text{ад}}$) характеризуется постоянством энтропии $s_0 = s_1^{\text{ад}}$, поэтому при известных параметрах пара перед соплом p_0, t_0, i_0 и s_0 величину $\overline{x}_1^{\text{ад}}$ можно найти из уравнения

$$s_1^{ad} = s_1' + (s_1'' - s_1') \bar{x}_1^{ad}, \quad (80)$$

В уравнении (80) значения энтропии на верхней s_1' и нижней s_1'' пограничной кривой берут также из табл. 3 в зависимости от давления p_1 .

Рис. 21. Графическое изображение процесса в сопле в диаграмме $i-s$

$$h_c = (1 - \varphi_1^2) h_1^{\text{ад}} = \zeta_1 h_1^{\text{ад}}, \quad (81)$$

где $\xi_1 = 1 - \varphi_1^2$ — коэффициент потери энергии ($\xi_1 = 0,1$ при $\varphi_1 = 0,95$).

Энтальпия пара в точке 1

$$i_1 = i_1^{aD} + h_c, \quad (82)$$

Но $i_1 = i_1^* + \bar{x}_1 r_1$, поэтому

$$\bar{x}_1 = \frac{i_1 - i_1'}{r_1} \quad (83)$$

Удельный объем льдистого пара на выходе из сопла в условиях действительного процесса истечения определяют по формуле

$$v_1 = (1 - \bar{x}_1) v_1' + \bar{x}_1 v_1'' \quad (84)$$

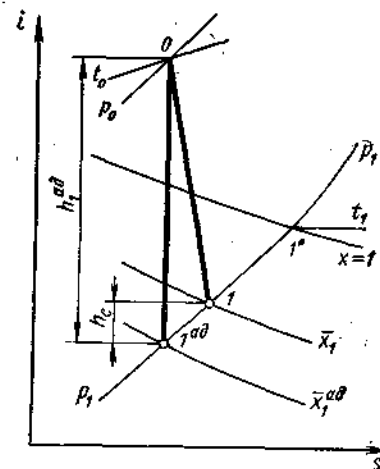


Рис. 21. Графическое изображение процесса в сопле в диаграмме $i-s$

где v'_1 и v''_1 — удельный объем льда соответственно на нижней и верхней пограничной кривой.

Если принять удельный объем льда (см. табл. 3) $v'_1 = 0,0019 \text{ м}^3/\text{кг}$, то уравнение (83) без особой погрешности можно записать в виде

$$v_1 = \bar{x}_1 v''_1. \quad (85)$$

Определив удельный объем пара v_1 и адиабатический перепад $h_1^{ad} = i_0 - i_1^{ad}$, по уравнениям (77) и (78) находим расчетную площадь выходного сечения сопла F_1^p и скорость w_1 .

Динамический напор эжектирующей струи

$$H_1 = \frac{w_1^2}{2gv_1}. \quad (86)$$

Зная степень расширения сопла Φ , можно определить действительную площадь его выходного сечения

$$F_1 = \Phi F_1^p. \quad (87)$$

Площадь критического сечения рассчитывают по формуле

$$F_{кр} = \frac{G_1}{2,03 \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}. \quad (88)$$

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНОГО ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО ПАРАМЕТРА ЭЖЕКТОРА

Основной геометрический параметр эжектора m можно найти из уравнений неразрывности потока, записанных для сечений эжектора I—I и III—III:

$$G_1 = \gamma_1 w_1 F_1^p;$$

$$G_1 + G_n + G_r = \gamma_3 w_3 F_3;$$

откуда

$$m = \frac{(G_1 + G_n + G_r) \gamma_1 w_1}{G_1 \gamma_3 w_3} = (1 + q_n + q_r) \frac{v_3 w_1}{v_1 w_3}. \quad (89)$$

Удельный объем смеси в сечении III—III

$$v_3 = \frac{k R_{см} T_3}{p_3}; \quad (90)$$

здесь газовая постоянная смеси

$$R_{см} = \frac{G_1 R_n + G_n R_n + G_r R_r}{G_1 + G_n + G_r} = \frac{R_n (1 + q_n) + R_r q_r}{1 + q_n + q_r}. \quad (91)$$

Скорость потока w_3 в конце цилиндрического участка можно найти по формуле (68) через число Маха M_3 и местную скорость звука

$$a_3 = \sqrt{k_3 g R_{см} T_3} \quad (92)$$

при параметрах состояния смеси в сечении III—III.

В формуле (92) показатель адиабаты

$$k_3 = \frac{1}{1 - A \frac{R_{см}}{c_{рсм}}}. \quad (93)$$

Последнее уравнение получено с учетом термодинамических соотношений $c_p - c_v = AR$ и $k = c_p/c_v$.

Удельная теплоемкость смеси

$$c_{рсм} = \frac{G_1 c_{рп} + G_n c_{рп} + G_r c_{рr}}{G_1 + G_n + G_r} = \frac{c_{рп} (1 + q_n) + c_{рr} q_r}{1 + q_n + q_r}. \quad (94)$$

Решая совместно уравнения (91), (93) и (94), получим

$$k_3 = \frac{1}{1 - A \frac{R_r q_r + R_n (1 + q_n)}{c_{рr} q_r + c_{рп} (1 + q_n)}}. \quad (95)$$

Для ряда расчетов можно применить приближенную формулу

$$k_3 = \frac{q_r k_r + (1 + q_n) k_n}{1 + q_r + q_n}. \quad (96)$$

Давления в начале p_3 и конце p_4 расширяющейся части диффузора взаимосвязаны соотношением

$$p_3 = p_4 - \Phi \frac{\gamma_3 w_3^2}{2g}. \quad (97)$$

Коэффициент Φ восстановления давления в диффузоре зависит от угла раскрытия α_2 и отношения площадей $s = F_4/F_3$ (см. табл. 1). При малом значении s наблюдаются большие потери энергии с выходной скоростью, тогда как при $s > 4$ преобладают потери на трение и расширение. Центральный угол раскрытия диффузора α_2 не следует брать больше 14° , так как при этом поток внутри диффузора неравномерно заполняет все сечение, увеличивается вихреобразование вдоль стенок и коэффициент Φ уменьшается. Малый угол α_2 (менее 6°) приводит к чрезмерному увеличению габаритных размеров диффузора. Определим основной геометрический параметр m при значении $\Phi = 0,8$.

Из уравнений (97), (68) и (92), учитывая, что

$$\gamma_3 = \frac{p_3}{R_{см} T_3}, \quad (98)$$

получим

$$p_3 = \frac{p_1}{1 + \frac{\varphi k_3 M_3^2}{2}}. \quad (99)$$

По величине p_3 и объему V смеси находим парциальное давление водяных паров:

$$p_{3-n} V = (G_1 + G_n) R_n T;$$

$$p_3 V = (G_1 + G_n + G_r) R_{см} T,$$

где V и T — объем и температура смеси.

Или

$$\frac{p_{3-n}}{p_3} = \frac{(G_1 + G_n) R_n}{(G_1 + G_n + G_r) R_{см}}. \quad (100)$$

Подставляя в уравнение (100) выражение (91) для $R_{см}$, получим

$$p_{3-n} = \frac{p_3}{1 + \frac{q_r R_r}{(1 + q_n) R_n}}. \quad (101)$$

Температуру парогазовой смеси в конце цилиндрического участка определяем из уравнения теплового баланса (67). Разделив все члены этого уравнения на G_1 , получим

$$i_0 + q_n i_n + q_r c_{pr} t_3 = q_r c_{pr} t_3 + (1 + q_n) i_3 + (1 + q_n + q_r) \frac{A w_3^2}{2g}. \quad (102)$$

Преобразуем последний член уравнения (102), воспользовавшись формулами (68), (91) и (92):

$$(1 + q_n + q_r) \frac{A w_3^2}{2g} = \frac{(1 + q_n + q_r) A k_3 g T_3 M_3^2 [R_n (1 + q_n) + R_r q_r]}{2g (1 + q_n + q_r)} =$$

$$= A \frac{k_3 M_3^2}{2} [R_n (1 + q_n) + R_r q_r] (273 + t_3).$$

Тогда уравнение (102) примет вид

$$i_0 + q_n i_n + q_r c_{pr} t_3 =$$

$$= q_r c_{pr} t_3 + (1 + q_n) i_3 + A \frac{k_3 M_3^2}{2} [R_n (1 + q_n) + R_r q_r] (273 + t_3). \quad (103)$$

Принимая во внимание, что

$$G_1 = \gamma_1 w_1 F_1^0, \quad m = F_3 / F_1^0 \quad \text{и} \quad H_1 = \frac{\gamma_1 w_1^2}{2g},$$

преобразуем уравнение импульсов сил (75) к виду:

$$p_3 = p_1 + \frac{2H_1 \left[\delta_3 - (1 + q_n + q_r) \frac{w_3}{w_1} \right]}{m}. \quad (104)$$

Основной геометрический параметр m определяют в следующем порядке. Задаются несколькими значениями коэффициента эжекции q_3 , для которых по формулам (95), (99), (101) определяют соответственно показатель адиабаты k_3 , давление смеси p_3 в конце цилиндрического участка диффузора и парциальное давление пара p_{3-n} в этом сечении. Параметры состояния смеси в сечении III—III рассчитывают по уравнению (103), находя по термодинамическим таблицам свойств водяного пара такие значения i_3 и t_3 при давлении p_{3-n} , при постановке которых уравнение (103) превращается в тождество. По известным параметрам состояния смеси, используя выражения (91), (92), (68) и (90), определяют соответственно газовую постоянную $R_{см}$, местную скорость звука a_3 , скорость смеси w_3 и удельный объем v_3 . Зная параметры состояния пара и смеси в сечениях I—I и III—III для принятых коэффициентов эжекции, из уравнения (89) находят величину m . По формуле (104) определяют несколько значений (по числу заданных коэффициентов эжекции q_3) давления p_3 , которое отличается от давления смеси в конце цилиндрического участка, определенного по уравнению (99). Такое расхождение объясняется тем, что задаются произвольными значениями коэффициентов эжекции q_3 .

Для определения коэффициента эжекции, удовлетворяющего всем расчетным уравнениям, строят зависимость давления p_3 от коэффициента эжекции q_3 ; на полученной кривой находят точку, ордината которой равна давлению p_3 , полученному из уравнения (99). Абсцисса этой точки дает искомый коэффициент эжекции, для которого и определяют окончательно основной геометрический параметр в описанном порядке.

Расчетные формулы (89) — (104) выведены в предположении, что пар в конце цилиндрического участка диффузора (сечение III—III) находится в перегретом состоянии. Необходимым условием для этого является неравенство

$$B_0 > B_3^{\text{нас}}, \quad (105)$$

где

$$B_0 = i_0 + q_n i_n + q_r c_{pr} t_3, \quad (106)$$

$$B_3^{\text{нас}} = q_r c_{pr} t_3^{\text{нас}} + (1 + q_n) i_3^{\text{нас}} + A \frac{k_3 M_3^2}{2} [R_n (1 + q_n) + R_r q_r] (273 + t_3^{\text{нас}}). \quad (107)$$

Из уравнения (102) следует, что наибольшему коэффициенту эжекции соответствует наиболее низкая температура парогазовой смеси в сечении III—III. Поэтому неравенство (105) достаточно проверить лишь для наибольшего из заданных коэффициентов эжекции.

На рис. 22 приведены зависимости от числа Маха M_3 характеристик одноступенчатого эжектора: степеней сжатия пара

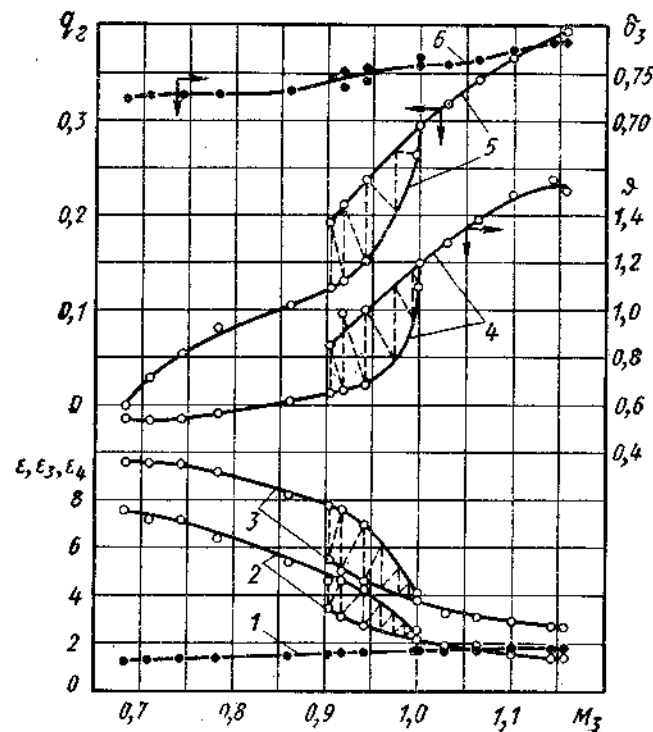


Рис. 22. Характеристики одноступенчатого эжектора

в расширяющейся части диффузора $\varepsilon_4 = p_4/p_3$ (кривая 1), в эжекторе без расширяющейся части диффузора $\varepsilon_3 = p_3/p_1$ (кривая 2) и в эжекторе $\varepsilon = p_4/p_1$ (кривая 3); степени расширения сопла $\Phi = F_1/F_1^*$ (кривая 4); коэффициента эжекции $q_T = G_T/G_1$ (кривая 5). При постоянном расходе пара (принятом в проведенных опытах) кривая 5 характеризует и увеличение количества отсасываемого воздуха. Кривая 6 относится к коэффициенту δ_3 . Последний учитывает долю количества движения эжектирующей струи, использованную на создание полезного напора и сообщение потоку скорости w_3 , которую он приобретает

в конце цилиндрического участка диффузора. Величину δ_3 определяли на основании опытных данных расчетным путем из уравнения (75).

Диапазон изменения принятых в опытах коэффициентов эжекции q_T с 0 до 0,412 охватывает большую часть случаев работы пароструйных эжекторов с высокой степенью сжатия. В этом диапазоне изменения коэффициента эжекции коэффициент δ_3 изменяется от 0,724 до 0,784, или всего на 8%, что указывает на удобный способ выражения величины δ_3 в долях от начального количества движения эжектирующей струи.

Переход смеси через скорость звука в горловине диффузора ($0,9 < M_3 < 1,0$) сопровождается резким изменением характеристики эжектора. При этом возможны два режима работы эжектора как по создаваемому разрежению (кривая 3), так и по количеству отсасываемого воздуха (кривая 5). Эжектор нужно рассчитывать таким образом, чтобы безразмерная скорость M_3 в конце цилиндрического участка диффузора была меньше или равна 0,9. При $M_3 = 1,0$ нельзя гарантировать работу эжектора с расчетной степенью сжатия.

Экспериментальная проверка уравнения (69) показала хорошую сходимость результатов опытов и расчетов. Потери тепла в области малых значений коэффициента эжекции $q_T < 0,08$ составили 0,3% (при более высоких температурах протекающей через эжектор паровоздушной смеси). При увеличении коэффициента эжекции q_T с 0,1 до 0,412 эти потери не превышали 0,15% от вносимого в эжектор тепла. Таким образом, тепловые потери в эжекторе малы и при составлении уравнения сохранения тепловой энергии для любого сечения эжектора их можно не принимать во внимание.

На рис. 23 приведены характеристики ступеней трехступенчатой парозежекторной установки, полученные на основании расчетов по балансовым уравнениям с использованием результатов испытания. Как следует из этих кривых, расчетному значению коэффициента эжекции каждой ступени (для первой ступени $q_2^p = 0,33$, для второй $q_3^p = 0,24$, для третьей $q_4^p = 0,137$) соответствует значение безразмерной скорости в конце цилиндрического участка диффузора $M_3 \leq 0,9$. Сравнивая кривые, можно заметить, что при одинаковых степенях сжатия ε коэффициент эжекции q_2 отдельных ступеней насоса не является постоянной величиной, а увеличивается с понижением давления всасывания ступени. Поэтому высоковакуумные ступени значительно экономичнее ступеней, работающих в области повышенных давлений всасывания. Эта же особенность работы многоступенчатых парозежекторных насосов может быть отмечена при анализе экспериментального материала, полученного Вигандом.

Интересны кривые, характеризующие величину δ_3 . Коэффициент δ_3 уменьшается при одном и том же значении q_2 с уменьшением номера ступени. Следовательно, можно сделать прак-

тически важный вывод — коэффициент δ_3 следует выбирать с учетом условий работы ступени: для высоковакуумных ступеней нужно принимать $\delta_3 = 0,70 \div 0,73$, а для низковакуумных $\delta_3 = 0,74 \div 0,78$.

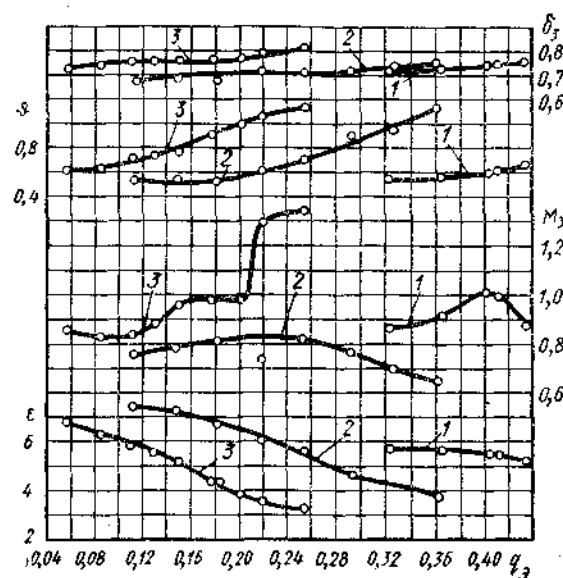


Рис. 23. Характеристики трехступенчатой пароструйной установки (кривые 1, 2 и 3 — соответственно для первой, второй и третьей ступеней)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

Основные расчетные формулы не позволяют определить все размеры проточной части пароструйного эжектора. Поэтому осевые размеры и углы раскрытия конических частей ступени выбирают на основании эмпирических зависимостей. Как уже отмечено, сверхзвуковой одноступенчатый эжектор состоит из сопла, камеры разрежения, камеры смещения и диффузора.

Сопло. Сопло эжектора рассчитывают по формулам адиабатического истечения пара. Задачей расчета является определение площадей критического и выходного сечений сопла. Углом раскрытия расширяющейся части α обычно задаются. Существует довольно широкий диапазон рекомендованных различных авторами значений этого угла (табл. 4).

На рис. 24 приведены зависимости A , B , V степени сжатия эжектора от коэффициента эжекции для групп сопел, испытанных при различных диаметре D_1 выходного сечения и давлении пара p_0 . Как видно из приведенных кривых, изменение угла

Таблица 4

Значения углов конусности сопла и диффузора пароструйного эжектора

Угол в градусах (см рис. 19)			Автор
α	α_1	α_2	
6—30	6—8	7—10	А. М. Казанский Г. А. Аронс В. П. Блюдов С. С. Берман Е. Я. Соколов
10	—	8	
12—30	6—8	7—10	
6—10	—	6—10	
—	5—7	8—10	
12—24	$\alpha'_1 = 50^\circ$	—	А. В. Робожев В. М. Рамм Г. Г. Шкловер и др.
—	$\alpha'_1 = 4 \div 5^\circ$	6—8	
18°55'	4°45'—6°42'	5°42'	
10—16	5—6	10—12	
—	—	—	

раскрытия сопла α с 12 до 30° не оказывает существенного влияния на характеристику пароструйного эжектора. Качественная работа эжектора в основном зависит от размеров вы-

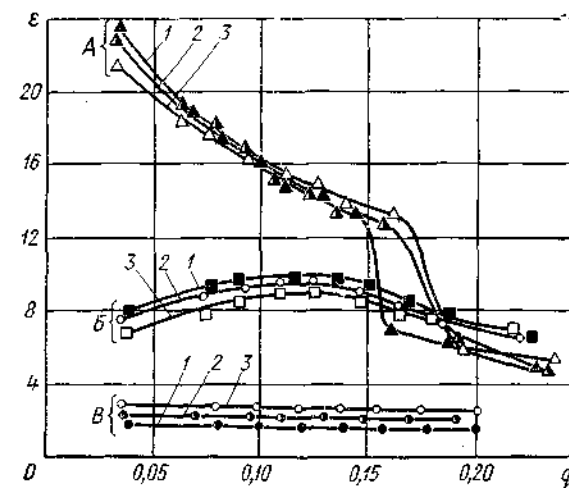


Рис. 24. Зависимость характеристики одноступенчатого эжектора от угла раскрытия сопла α :

1 — при $\alpha = 12^\circ$; 2 — при $\alpha = 18^\circ$; 3 — при $\alpha = 30^\circ$; A — при $D_1 = 32$ мм, $p_0 = 30$ кгс/см²; B — при $D_1 = 25$ мм, $p_0 = 24$ кгс/см²; B — при $D_1 = 32$ мм, $p_0 = 24$ кгс/см²

ходного сечения сопла. Так, эжектор с соплами группы B работает в срывном режиме, в то время как эжектор с соплами группы B создает довольно высокую степень сжатия. Такой результат объясняется изменением диаметра выходного сечения

сопел, который в первом случае был равен 32 мм, а во втором — 25 мм. Для характеристики сопел воспользуемся величиной Φ (отношение действительной площади выходного сечения сопла F_1 к расчетной F_1^p , определяемой из условия полного расширения пара в сопле с давления p_0 до давления p_1). С этой точки зрения при давлении пара 24 кгс/см² сопла группы В характеризуются величиной $\Phi \approx 3$, в то время как сопла группы Б рабо-

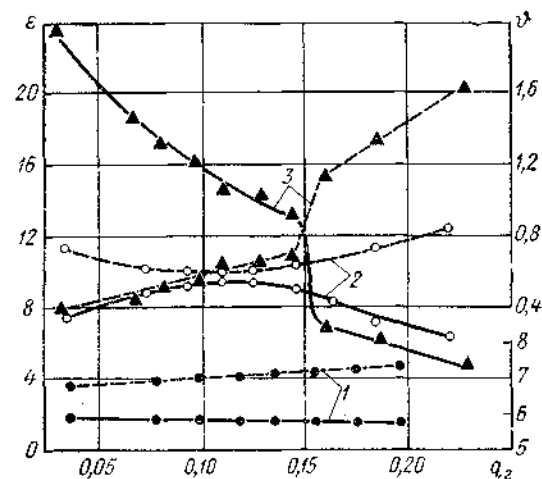


Рис. 25. Зависимость степени сжатия ϵ (сплошные линии) и степени расширения Φ (штриховые линии) от коэффициента эжекции q_r , диаметра D_1 выходного сечения сопла и абсолютного давления перед соплом p_0 одноступенчатого эжектора:
1 — при $D_1=42$ мм, $p_0=24$ кгс/см²; 2 — при $D_1=25$ мм, $p_0=24$ кгс/см²; 3 — при $D_1=32$ мм, $p_0=30$ кгс/см²

тают со степенью расширения $\Phi < 1$. Увеличение давления пара с 24 (группа В) до 30 кгс/см² (группа А) привело к увеличению расхода пара через сопла группы А. Степень сжатия ϵ резко возросла, а величина Φ уменьшилась. При $q_r \leq 0,15$ коэффициент $\Phi < 1$. Характер кривых, приведенных на рис. 25, позволяет не только проследить изменение степени сжатия при установке на эжектор сопел с различными диаметрами выходного сечения, но и увязать изменение степени сжатия со степенью расширения сопла. Кривые 1, 2 получены при давлении пара 24 кгс/см² для эжектора с выходным диаметром сопла 42 мм (кривые 1) и 25 мм (кривые 2). Из сравнения этих кривых видно, что при $D_1=42$ мм и $\Phi \approx 7$ (кривые 1) эжектор не может обеспечить приемлемую для практических целей степень сжатия, в то время как при $D_1=25$ мм эжектор работает с достаточно высокой степенью сжатия. Степень расширения сопла

Φ во всем диапазоне изменения коэффициента эжекции остается меньше единицы, причем максимум степени сжатия наблюдается при $\Phi=0,6$. Кривые 3 получены при абсолютном давлении пара 30 кгс/см² для эжектора с выходным диаметром сопла 32 мм. С изменением коэффициента эжекции q_r от 0,03 до 0,15 степень сжатия ϵ уменьшается с 24 до 12 при одновременном увеличении Φ от 0,4 до 0,7. При $q_r \approx 0,15$ резко уменьшается степень сжатия и Φ становится больше единицы. Таким образом, наибольшая степень сжатия достигается в случае, когда расчетный режим характеризуется значением $\Phi=0,6 \div 0,7$.

В табл. 5 (последняя строка) приведены расчетные значения степеней расширения сопел некоторых типов эжекторов, при-

Таблица 5
Осевые размеры (в мм) и степень расширения сопел пароструйных эжекторов некоторых типов

Тип эжектора	Номер ступени	D_s	l_2	l_1	l_1+l_2	l_2/D_s	l_1/D_s	$(l_1+l_2)/D_s$	Φ
H_c	I	40	67	170	237	1,67	4,25	5,92	0,872
	II	17,7	103	70	173	5,82	3,95	9,77	0,717
N_c	I	72	104	313	417	1,44	4,36	5,8	0,484
	II	31	204	70	274	6,58	2,26	8,84	0,531
Э-1-Б, 25-Э-1	I	42	63	130,5	193,5	1,50	3,11	4,61	0,428
	II	18	395	90	129,5	2,19	5,0	7,19	0,54
ЭП-2-400	I	50	50	280	330	1,0	5,6	6,6	0,72
	II	26	105	171	276	4,04	6,58	10,62	1,32
ЭП-3-600	I	92	265	321	586	2,88	3,43	6,37	0,415
	II	46	165	186	351	3,59	4,04	7,63	0,515
	III	22	140	97	237	6,36	4,41	10,77	0,634
P_2	—	40	80	123	203	2,00	3,07	5,07	—

меняемых на электростанциях. Давление за эжектором было принято одинаковым для всех типов и равным 1,05 кгс/см². Из табл. 5 видно, что почти все эжекторы (за исключением второй ступени эжектора типа ЭП-2-400) имеют значительно недорасширенные сопла $\Phi=0,415 \div 0,872$, причем сопла первых ступеней характеризуются, как правило, меньшим значением Φ , чем сопла последующих ступеней. Следовательно, в процессе наладки эжекторов опытным путем установлена необходимость применения недорасширенных сопел.

Исследуя влияние площади выходного сечения и угла раскрытия сопла на работу высоковакуумной ступени, А. Б. Цейт-

лин нашел, что наилучшая характеристика получается при значении $\phi \approx 0,4$ и $\alpha \approx 19^\circ$ (рис. 26 и 27). Физическую сущность того, что вакуумные эжекторы, работающие с большими степенями расширения пара, следует конструировать со значительно

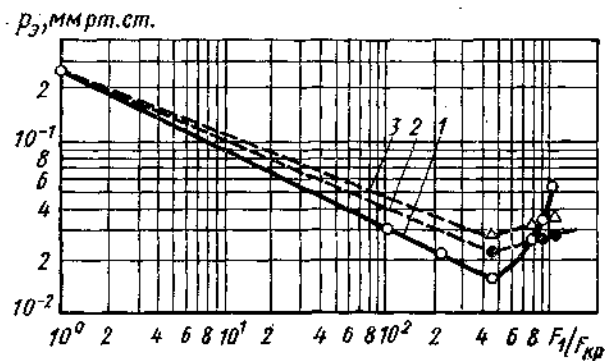


Рис. 26. Зависимость [26] давления всасывания p_3 эжектора от отношения $F_1/F_{кр}$ при постоянных предельной нагрузке и противодавлении $D_{кр}=2,5$ мм; $t_0=170^\circ\text{C}$; $p_0=0,5$ кгс/см²; расчетное расширение сопла $F_1/F_{кр}=1250$:
1 — при $\alpha=19^\circ$; 2 — при $\alpha=30^\circ$; 3 — при $\alpha=40^\circ$

недорасширенными соплами ($\phi \approx 0,4$), он объясняет следующим образом. При работе пароструйных эжекторов с давлениями всасывания 0,10—0,01 мм рт. ст. расчетные степени расширения

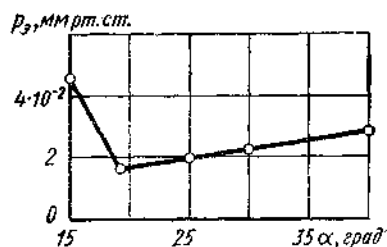


Рис. 27. Зависимость [26] давления всасывания p_3 эжектора от угла раскрытия сопла α при постоянных предельной нагрузке и противодавлении ($D_{кр}=2,5$ мм; $D_1=54$ мм; $t_0=170^\circ\text{C}$; $p_0=0,5$ кгс/см²)

пара в сопле достигают десятков и сотен тысяч. При таких степенях расширения пара расчетные длины сопел оказываются настолько большими, что неизбежно возрастают потери скорости потока и, следовательно, резко уменьшается скоростной коэффициент сопла ϕ . Применение недорасширенных сопел позволяет сохранить значение ϕ в обычно принимаемых пределах. Так при $\phi \approx 0,4$ получено $\phi_1=0,96$.

Для обычно применяемых давлений рабочего пара и низких давлений всасывания расчетный диаметр критического сечения

сопла высоковакуумных ступеней получается очень небольшим. В этом случае для увеличения размеров сопла принимают пониженное давление пара. Иногда для небольших производительностей применяют пар с избыточным давлением ниже 1 кгс/см².

При давлениях всасывания ниже 1 мм рт. ст. на работу сопла существенно влияет пограничный слой. По данным работы [26], при давлении всасывания 10^{-2} мм рт. ст. примерно 50% площади критического сечения сопла перекрыто пограничным слоем, вследствие чего фактический расход через сопло оказы-

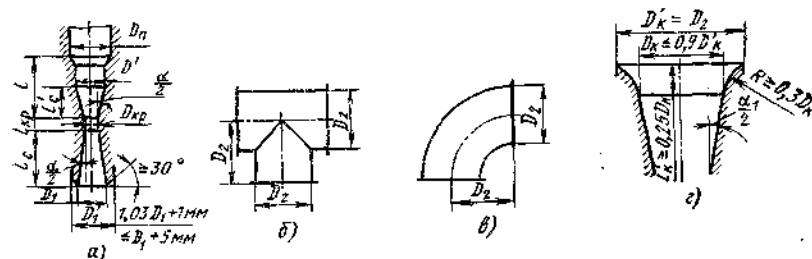


Рис. 28 Сопло (а), камера разрежения (б, в) и камера смешения (г) эжектора

вается почти вдвое меньше расчетного. Следовательно, влияние пограничного слоя необходимо учитывать при конструировании сопел высоковакуумных ступеней.

Диаметр паропровода D_n (рис. 28, а) рассчитывают по скорости пара, которую принимают равной 25—30 м/с. Диаметр сопла D' может быть равен или меньше D_n . Если $D' < D_n$, то переход с одного размера на другой выполняют плавным. На паропроводе при малых диаметрах сопла $D_{кр}$ (менее 6 мм) устанавливают защитную сетку с общим живым сечением, превышающим в 10 и более раз площадь критического сечения сопла. Длину l выбирают в зависимости от того, насколько выходное сечение сопла должно быть удалено от диффузора. Свободным размером в данном случае является цилиндрический участок с диаметром D' . Сужающуюся часть сопла выполняют в виде конуса с углом сужения $\alpha' = 30^\circ \div 40^\circ$. Длину критического участка сопла $l_{кр}$ принимают равной $D_{кр}$, а затем при окончательной обработке доводят до половины диаметра $D_{кр}$ с получением плавного скругления в местах перехода на конус.

Камера разрежения. Исходным размером при конструировании камеры разрежения является диаметр $D_{тр}$ всасывающего трубопровода, скорость w_2 эжектируемой смеси в котором не должна превосходить 60 м/с. Простые и вполне приемлемые конструкции камеры разрежения изображены на рис. 28, б и в, для которых диаметр D_2 равен диаметру всасывающего трубопровода $D_{тр}$.

Камера смешения и диффузор. Диаметр камеры смешения D'_k (рис. 28, г) принимают равным диаметру камеры разрежения D_2 . Переходная часть от диаметра D'_k к диаметру $D_k \leq 0,9D'_k$ должна быть плавной и отшлифованной. Для проверки правильности выбранного диаметра D_k следует рассчитать скорость эжектируемой смеси в кольцевом сечении F между диаметром D_k и наружным диаметром сопла D'_1 :

$$\omega_F = \frac{G_2 v_2}{F}, \quad (108)$$

где v_2 — удельный объем эжектируемой смеси на входе в камеру разрежения при давлении p_1 .

Скорость эжектируемой смеси ω_F , по данным В. М. Рамма, не должна превосходить 90 м/с.

Опыты, проведенные во ВНИИМТ на эжекторах, работающих со степенью расширения пара в сопле $E \approx 300$ и степенью сжатия $\varepsilon \approx 6$, показали хорошие результаты при значении $\alpha_1 =$

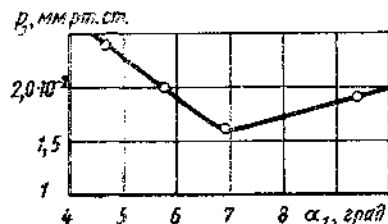


Рис. 29. Зависимость [26] давления всасывания от угла раствора диффузора α_1 при постоянных предельной нагрузке и противодавлении ($D_{кр} = 2,5$ мм, $D_1 = 54$ мм, $D_k = 187$ мм, $D_3 = 100$ мм, $D_4 = 150$ мм, $l_2 = 350$ мм, $l_3 = 525$ мм, $l_0 = 170^\circ \text{C}$, $p_0 = 0,5$ кгс/см²)

$= 10 \div 13^\circ$. В. М. Рамм [21] рекомендует принимать конусность $1:10$ ($\alpha_1 = 5^\circ 42'$), причем при $E < 20$ и $\varepsilon < 2$ выбирают конусность $1:12$ ($\alpha_1 = 4^\circ 45'$), а при $E > 500$ и $\varepsilon > 7-1:8,5$ ($\alpha_1 = 6^\circ 42'$). По данным А. Б. Цейтлина, наилучшую характеристику высоковакуумной ступени получают при $\alpha_1 = 6^\circ 45'$ (рис. 29).

А. В. Робожев рассматривает два участка, соответствующие двум различным процессам в эжекторе: первый участок — до сечения $a-a$ и второй участок — между сечением $a-a$ и входным сечением горловины диффузора. Первый участок А. В. Робожев рекомендует выполнять с большим углом раскрытия (до 50°) для обеспечения свободного доступа эжектируемой среды к рабочей струе, а второй участок — с малым углом $\alpha_1 = 4-5^\circ$ для снижения до минимума потерь на входе в диффузор [20]. Рекомендованные различными исследователями углы конусности диффузора указаны в табл. 4.

При конструировании расширяющейся части диффузора (принимая $s = F_4/F_3$ и угол α_2) всегда можно подобрать такое значение коэффициента восстановления давления φ (см. табл. 1), чтобы оно было больше или равно принятому значению $\varphi = 0,8$. Увеличение коэффициента φ по сравнению с принятым улучшает

работу эжектора. По данным В. М. Рамма, оптимальные результаты получают при $D_4 = (1,6-2,0)D_3$. Площадь выходного сечения диффузора следует рассчитывать при условии, что скорость смеси ω_4 составляет 60—80 м/с.

Осевые размеры. Длина цилиндрического участка диффузора зависит от конструкции камеры смешения; это следует из анализа экспериментальных данных, полученных различными исследователями. Например, для эжекторов с развитой конической частью камеры смешения рекомендуют брать длину $l_2 = D_3$. Ряд отечественных исследователей, изучающих эжекторы с ускоренной конической частью камеры смешения, предлага-

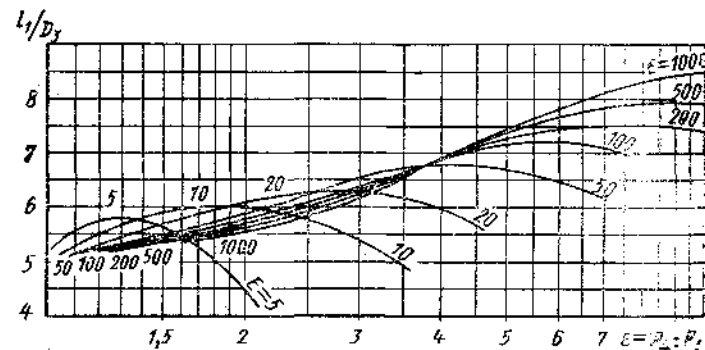


Рис. 30. Номограмма для определения длины l_1 [21]

ют принимать длину цилиндрического участка $l_2 = (6 \div 8)D_3$ [20, 23]. Обычно при конструировании камеры смешения (а значит, и выборе длины l_2) учитывают характер струи в месте соприкосновения ее со стенками камеры. При сверхзвуковом потоке необходим конический входной участок камеры смешения; в этом случае принимают наименьшую длину цилиндрического участка. Если скорость потока во входном сечении камеры смешения близка к звуковой или ниже ее, то лучше работает диффузор с длинным цилиндрическим участком.

Оптимальное значение расстояния l_1 В. М. Рамм рекомендует определять из номограммы (рис. 30) в зависимости от степени сжатия эжектора ε и степени расширения пара в сопле E .

А. В. Робожевым на основании опытов выведены следующие эмпирические зависимости для определения необходимой длины l_4 (см. рис. 19) и диаметра смешанной струи D_a пароструйных эжекторов конденсационных установок паровых турбин [20]:

$$l_4 \approx 3,5D_1 \sqrt{q_a}, \quad (109)$$

$$D_a \approx (1,0 + 1,23 \sqrt{q_a})D_1. \quad (110)$$

Желательно, чтобы $D_a = (1,0 \div 1,1) D_3$. Формулы (109) и (110) справедливы при $0,1 < q_3 < 0,5$ и $l_2 = (8 \div 12) D_3$. Для двух-ступенчатых эжекторов, работающих на электростанциях, получены опытные зависимости [28]:

для первых ступеней

$$l' = 0,019 \left(\frac{D_3}{D_{кр}} + 50 \right) D_3, \quad (111)$$

для вторых ступеней

$$l' = 0,25 \left(\frac{D_3}{D_{кр}} - 8 \right) D_3. \quad (112)$$

Эти выражения получены при $\alpha_1 = 5 \div 6^\circ$, $\alpha_2 = 10 \div 12^\circ$, $l_k = 6D_3$, $l_2 = 4D_3$ и $l_3 = (4 \div 6) D_3$.

Используя основные положения современной теории турбулентных струй, М. И. Путилов [19] нашел, что относительное оптимальное расстояние $\bar{l}_1 = l_1/D_3$ от выходного сечения сопла до начала цилиндрического участка камеры смешения зависит от коэффициента эжекции и геометрических параметров струйного аппарата, т. е.

$$\bar{l}_1 = \frac{\sqrt{0,072 + 0,104C} - 0,268}{0,104C} \frac{\sqrt{\bar{F}_1}}{\sqrt{\bar{F}_3}}, \quad (113)$$

где

$C = 0,27$ — опытная константа для начального участка струи;

$\bar{F}_1 = F_1/F_{кр}$, $\bar{F}_3 = F_3/F_{кр}$ — геометрические параметры струйного аппарата.

С помощью номограммы (рис. 31), построенной по формуле (113), можно быстро определить оптимальное значение расстояния $\bar{l}_1 = l_1/D_3$. Например, для струйного аппарата с геометрическими параметрами $F_1/F_{кр} = 1,5$, $F_3/F_{кр} = 10,0$ при коэффициенте эжекции $q_3 = 1,375$ оптимальное относительное расстояние $\bar{l}_1 = l_1/D_3 = 2,7$.

Формула (113) проверена для пароструйных аппаратов с цилиндрическими камерами смешения длиной, равной шести диаметрам. Камеры имели входной конический участок с закругленной входной кромкой. Геометрические параметры исследованных аппаратов $F_3/F_{кр} = 4,88 \div 34,1$, $F_1/F_{кр} = 1,0 \div 2,02$; абсолютное давление рабочего пара 9 и 13 кгс/см², температура 280—310° С. Эжектируемой средой является пар с абсолютным давлением 1,4; 1,7; 2 кгс/см и температурой 210—250° С. Максимальный коэффициент эжекции изменялся от 0,73 до 2,04. Эжектируемый пар подвергали сжатию до абсолютного давления 1,65—2,80 кгс/см². Совпадение опытных значений \bar{l}_1 с теоретическими кривыми, рассчитанными по формуле (113), хорошее.

Размеры l_1 и l_2 для пароструйных эжекторов, работающих на электростанциях, изменяются в широких пределах. Отноше-

ния этих длин к диаметру цилиндрического участка D_3 указаны в табл. 5, из которой видно, что первые ступени эжекторов выполняют с цилиндрическими участками $l_2/D_3 = 1,00 \div 2,88$, а вторые и третьи ступени имеют $l_2/D_3 = 2,19 \div 6,58$. Расстояние от сопла до конца цилиндрического участка у первых ступеней $(l_1 + l_2)/D_3 = 4,61 \div 6,60$ также меньше, чем у второй и третьей ступеней $(l_1 + l_2)/D_3 = 7,19 \div 10,77$.

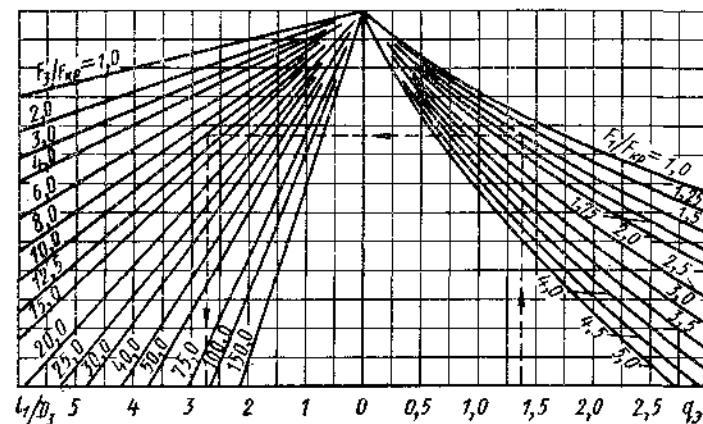


Рис. 31. Номограмма для выбора оптимального отношения l_1/D_3 [19]

Влияние осевых размеров эжектора на его работу изучали и во ВНИИМТ [13, 14]. Эксперименты проверены на одноступенчатом эжекторе с конической камерой смешения, работавшем со сверхзвуковой скоростью потока при входе в диффузор. Кривые, построенные по результатам опытов (рис. 32), характеризуют изменение степени сжатия эжектора от давления пара перед соплом при различных длинах цилиндрического участка l_2 . Расход воздуха во время опытов поддерживали постоянным и равным 57,6 кг/ч. Из рассмотрения полученных кривых следует, что для каждой длины l_2 существует предельное давление p_0 . С уменьшением давления пара ниже предельного степень сжатия резко падает. Большой длине l_2 (равной $3D_3$, $4D_3$ и $6D_3$) соответствует несколько больший интервал давлений, в котором эжектор работает с высокой степенью сжатия. В интервале избыточных давлений пара 23—29 кгс/см² наибольшая степень сжатия $\varepsilon = 7,59 \div 7,20$ достигается при $l_2 \approx 2D_3$ или $l_1 + l_2 \approx 10D_3$.

При проведении опытов по изучению влияния длины цилиндрического участка l_2 на работу эжектора одновременно изме-

няли и общую длину $l_1 + l_2$, на которой происходит смещение и выравнивание потоков. Представляют интерес опыты с передвижением сопла в осевом направлении. В этом случае величину $l_1 + l_2$ изменяли за счет перемещения сопла к диффузору, а длину l_2 поддерживали постоянной и равной 63,6 мм (около $2D_3$). Опыты проводили при постоянном избыточном давлении пара $p_0 = 23$ кгс/см².

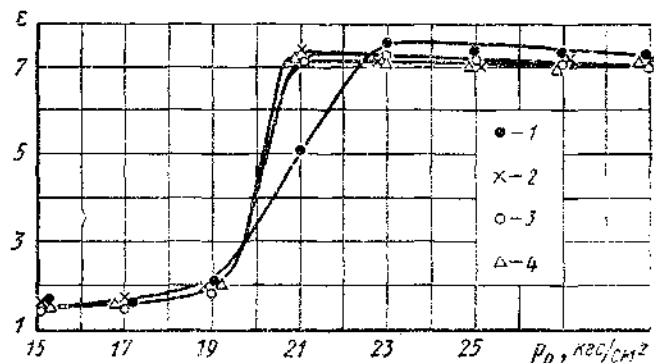


Рис. 32. Зависимость степени сжатия эжектора ε от избыточного давления пара p_0 перед соплом и длины цилиндрического участка l_2 :
1 — при $l_2 = 63,6 \approx 2D_3$, $l_1 + l_2 \approx 10D_3$; 2 — при $l_2 = 95,3$ мм $\approx 3D_3$, $l_1 + l_2 \approx 11D_3$; 3 — при $l_2 = 127$ мм $\approx 4D_3$, $l_1 + l_2 \approx 12D_3$; 4 — при $l_2 = 192$ мм $\approx 6D_3$, $l_1 + l_2 \approx 14D_3$.

На рис. 33 сплошными линиями показана зависимость степени сжатия эжектора от коэффициента эжекции q_r для трех положений сопла: $l_1 = -6,6$, $l_1 = -17,8$ и $l_1 = 64,5$ мм (знак минус соответствует случаям, когда сопло вдвинуто внутрь камеры смещения). Как видно из этих кривых, при расчетном значении коэффициента эжекции $q_r = 0,187$ наибольшая степень сжатия $\varepsilon = 9,46$ достигается при $l_1 = -6,6$ мм, $l_1 + l_2 \approx 8D_3$ (кривая 1). Изменение суммы $l_1 + l_2$ как в сторону увеличения до $10D_3$, так и в сторону уменьшения до $7,6D_3$ приводит к снижению создаваемого эжектором напора. Видимо, оптимальное значение расстояния $l_1 + l_2$ для одноступенчатых эжекторов, работающих со степенью сжатия $\varepsilon > 4$, находится в пределах $(8-10)D_3$. Расстояние $l_1 = (7,3 \div 7,5)D_3$ или $l_1 + l_2 = (8,3 \div 8,5)D_3$ определяют из номограммы (см. рис. 30) по параметрам работы эжектора с расчетным коэффициентом эжекции. Дальнейшее исследование многоступенчатых эжекторов показало, что оптимальное значение расстояния l_1 можно с достаточной точностью определять из этой номограммы.

При работе эжектора с соплом, удаленным от камеры смещения на расстояние $l_1 = 64,5$ мм, $l_1 + l_2 \approx 10D_3$, были измерены

давления и температуры в трех сечениях цилиндрического участка длиной $l_2 = 63,6$ мм (в начале, середине и конце). Расстояние между сечениями составляло 21,8 мм. На основании замеров расчетным путем были определены числа Маха и степени сжатия в этих сечениях цилиндрического участка. Кривые 4, 5 и 6 (сплошные — ε , штриховые — M), относящиеся соответ-

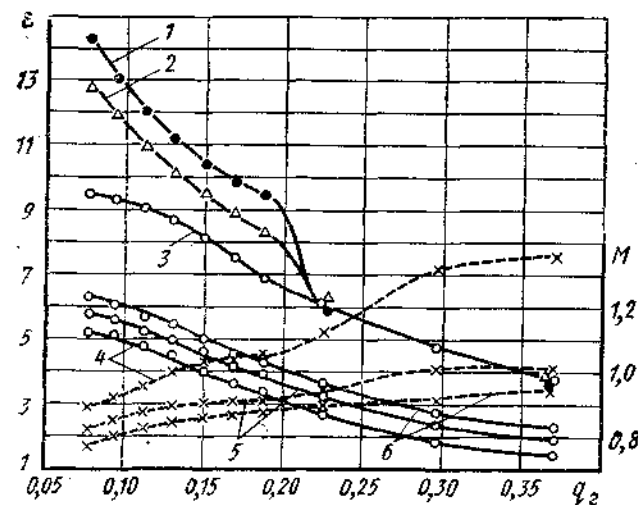


Рис. 33. Зависимость степени сжатия ε при различном l' (сплошные линии) и числа Маха M при $l' = 64,5$ мм (штриховые линии) от коэффициента эжекции q_r :
1 — при $l' = -6,6$ мм, $l_1 + l_2 \approx 8D_3$; 2 — при $l' = -17,8$ мм $l_1 + l_2 \approx 7,6D_3$; 3 — при $l' = 64,5$ мм, $l_1 + l_2 \approx 10D_3$; 4, 5, 6 — соответственно в начале, середине и конце цилиндрического участка.

ственно к началу, середине и концу цилиндрического участка, показывают, что в нем происходит интенсивное сжатие паровоздушной смеси. Характерно, что в исследованном режиме эжектор работает с достаточно высокой общей степенью сжатия (кривая 3) при числе Маха в конце цилиндрического участка меньше единицы (штриховая кривая 6).

Влияние положения сопла относительно диффузора на характеристику и относительный к. п. д. одноступенчатого пароструйного эжектора хорошо иллюстрируется зависимостями, приведенными на рис. 34 и 35. Верхние кривые на рис. 34 отражают изменение давления сжатия для соответствующих точек нижних кривых. Кривые 6 соответствуют наибольшему расстоянию от сопла до диффузора, кривые 1 — наименьшему, а кривые 2—5 — промежуточным положениям сопла. Из рис. 34 следует, что с увеличением расстояния между соплом и диффузором расход эжектируемого воздуха при постоянном давлении

всасывания на рабочей ветви характеристики (пологий участок) возрастает, тогда как противодействие и степень сжатия уменьшаются. Если расстояние между соплом и диффузором приближается к минимально возможному (кривые 2, 1), то уменьшение производительности эжектора не сопровождается ростом противодействия или степени сжатия. С другой стороны, если

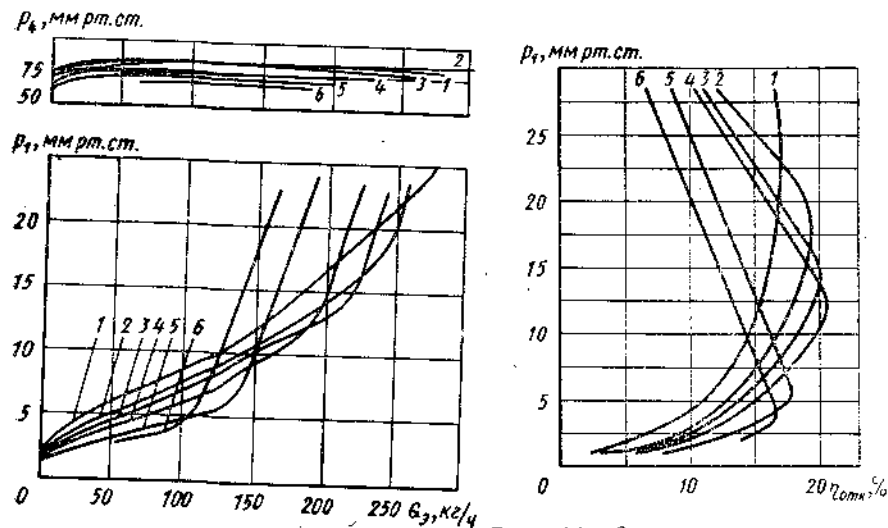


Рис. 34. Зависимость противодействия p_4 и давления всасывания p_1 от производительности одноступенчатого эжектора при различном положении сопла [29]

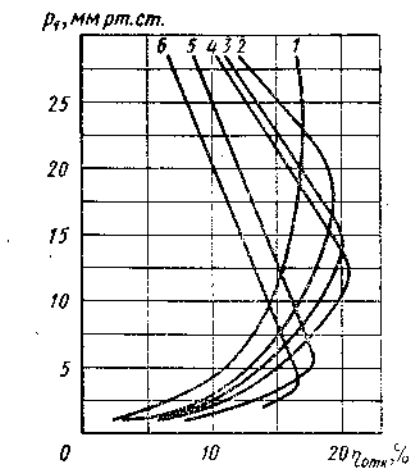


Рис. 35. Зависимость давления всасывания p_1 от относительного к. п. д. при различном положении сопла одноступенчатого эжектора [29]

сопло слишком удалено от диффузора, то при давлениях, близких к давлению всасывания ненагруженного эжектора, работа аппарата становится неустойчивой (кривые 6).

Кривые изменения относительного к. п. д. эжектора (см. рис. 35), соответствующие шести кривым на рис. 34, показывают, что максимальное значение к. п. д. на каждой кривой достигается лишь в одной точке вблизи перегиба соответствующей характеристики. Наибольший к. п. д. достигается при некотором среднем положении сопла. Следовательно, для каждой совокупности параметров (расход пара, производительность, степень сжатия), задающих режим работы эжектора, имеется оптимальное положение сопла.

Характеристику пароструйного эжектора можно изменять, меняя расход рабочего пара (рис. 36). Каждая кривая на рис. 36 представляет собой линию, соединяющую при заданном расходе рабочего пара оптимально возможные режимы при переменном положении сопла. Из рассмотрения графика следует, что, как правило, возрастание расхода пара при любом

фиксированном положении сопла вызывает увеличение степени сжатия, а также приводит к росту давления всасывания ненагруженного эжектора. Влияние расхода рабочего пара на производительность зависит от давления всасывания. С увеличением расхода рабочего пара производительность падает в области малых давлений всасывания и растет в области повы-

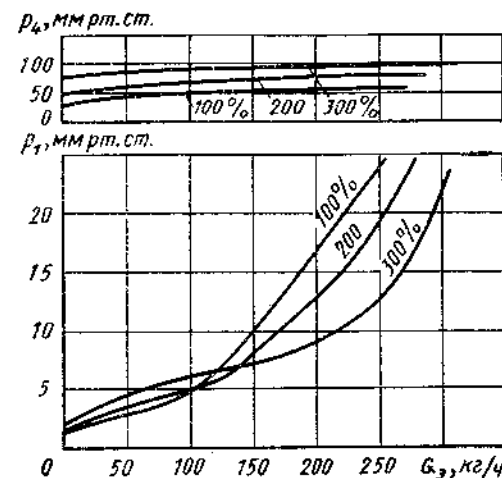


Рис. 36. Зависимость противодействия p_4 и давления всасывания p_1 от производительности G_3 одноступенчатого эжектора при различном относительном расходе пара [29]

шенных давлений всасывания. Таким образом, для эжекторов любых размеров в области повышенных давлений всасывания можно получить большие расходы эжектируемого воздуха, если увеличить расход рабочего пара. Это дает возможность снижать капитальные затраты за счет уменьшения размеров насоса, но приводит, в свою очередь, к увеличению эксплуатационных расходов.

Из приведенных на рис. 34—36 зависимостей следует: хотя требуемый расход воздуха при заданных давлениях всасывания и сжатия может быть получен при многочисленных комбинациях положений сопла и расходов пара, лишь при единственном оптимальном соотношении этих параметров обеспечивается требуемая производительность при минимальном расходе рабочего пара.

В табл. 6 приведены основные данные для расчета и конструирования проточной части ступени парозжекторной установки. Остановимся лишь на некоторых моментах, уточняющих выбор указанных в таблице величин.

Таблица 6

Основные данные для расчета и конструирования проточной части пароструйного эжектора (рис. 19 и 28)

Рекомендуемые значения параметров	Примечание
Сопло	
Угол $\alpha' = 30 \div 40^\circ$	—
Длина l (см. рис. 28)	—
Длина $l_{кр} = 0,5 D_{кр}$	До $D_{кр}$
Угол $\alpha = 12-20^\circ$	До 40°
Камера разрежения	
Скорость $w_3 = 50$ м/с	До 60
Тип камеры (см. рис. 28, а, б)	Допускаются другие варианты
Диаметр камеры $D_2 = D_{гр}$	До $1,1 D_{гр}$
Камера смещения	
Скорость w_F до 90 м/с	—
Диаметр $D_K = D_3$	—
Диаметр $D_K < 0,9 D_K'$	—
Угол $\alpha_1 = 6-13^\circ$	При $E > 500$ и $\varepsilon > 6 - \alpha_1 = 10 \div 13^\circ$; при $E < 20$ и $\varepsilon < 2 - \alpha_1 = 6 \div 9^\circ$
Диффузор	
Скорость $w_4 = 50-60$	До 90
Диаметр $D_4 > 1,6 D_3$	—
Угол $\alpha_2 = 6-10^\circ$	—
Эмпирические коэффициенты	
Число Маха $M_3 = 0,9$	0,85—90
Степень расширения сопла θ (см. рис. 37)	—
Коэффициент $\varphi = 0,8$	См. табл. 1
Коэффициент $\delta_3 = 0,70 \div 0,78$	При $p_1 \leq 0,03$ кгс/см ² $\delta_3 = 0,70 \div 0,73$; при $p \geq 0,03$ кгс/см ² $\delta_3 = 0,74 \div 0,78$
Осевые размеры	
Длина $l_2 = 2 D_3$	$(1,5-3,0) D_3$
Расстояние l_1 (см. рис. 30)	При $E > 1000$ и $\varepsilon > 6 - l_1 = (8-9) D_3$

Степень расширения сопла θ в зависимости от давления всасывания ступени p_1 определяют по графику (рис. 37). Кривая построена на основании анализа расчета степеней расширения сопел пароструйных эжекторов, работающих на электростанциях, данных А. Б. Цейтлина по высоковакуумным ступеням и экспериментальных исследований, проведенных в ВНИИМТ.

Длину цилиндрического участка l_2 нужно выбирать с учетом условий работы ступени. Если ступень работает в строго рас-

четном режиме, то следует принимать меньшее значение l_2 ; и, наоборот, если режим работы не постоянен по откачиваемому газу, то принимают большее значение длины l_2 .

При конструировании проточной части следует уделять особое внимание обработке и соосности всех частей ступени, так как от этого в значительной степени зависит эффективность и надежность работы многоступенчатой парозежторной установки.

Материалы для изготовления сопел, корпусов насоса и конденсаторов выбирают в зависимости от вида откачиваемой среды [4].

Эжекторы для откачки воздуха, водяного пара и любых газов, не вызывающих быстрой коррозии стали, выполняют из углеродистой стали, чугуна. При содержании в воздухе или водяных парах фенола, сероводорода или других умеренно агрессивных веществ, а также агрессивных газов и паров (содержащих продукты жирных кислот и др.) материалом для эжектора может служить коррозионностойкая сталь. Сильно агрессивные газы и пары, содержащие продукты низкомолекулярных жирных кислот (муравьиной, уксусной и т. д.), откачивают эжекторами, выполненными из кислотостойкой стали.

Иногда для откачки сильно агрессивных паров применяют фарфоровые эжекторы, а также эжекторы из специальных сталей с антикоррозионным покрытием.

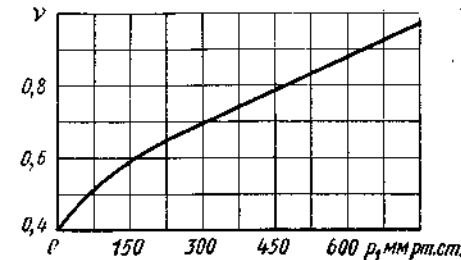


Рис. 37. Зависимость степени расширения сопла θ от давления всасывания ступени p_1

Глава III. МНОГОСТУПЕНЧАТЫЕ ПАРОЭЖЕКТОРНЫЕ УСТАНОВКИ

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПАРОЭЖЕКТОРНЫХ НАСОСОВ

Вакуумные насосы характеризуют предельным вакуумом, производительностью, скоростью откачки, рабочим давлением всасывания и коэффициентом полезного действия.

Предельным вакуумом насоса называют минимальное остаточное давление, которое может быть создано в герметичной вакуумной системе. Предельный вакуум определяется равновесием между количеством газа, удаляемым насосом, и количеством газа, возвращающимся из насоса в систему. Для пароэжекторных насосов предельный вакуум является обычно второстепенной величиной, так как основное назначение таких устройств — откачка возможно больших количеств газа, т. е. работа в области максимальной производительности.

Производительностью вакуумного насоса называют количество газа, удаляемого насосом в единицу времени при данном давлении всасывания. Обычно производительность G измеряют в л·мм рт. ст./с, л·мм рт. ст./с, м³·мм рт. ст./с и т. д. При предельном вакууме эффективная производительность равна нулю.

Скоростью откачки насоса N_n называют объем газа, удаляемого из откачиваемой системы в единицу времени при данном давлении всасывания. Скорость откачки характеризует объемную производительность насоса и измеряется в л/с, м³/с и т. д. С производительностью насоса скорость откачки связана соотношением

$$N_n = \frac{G}{p_2}, \quad (114)$$

где p_2 — давление газа при входе в насос.

Рабочим давлением называют давление, создаваемое в откачиваемой камере данным насосом при определенном количестве удаляемых газов.

Коэффициент полезного действия насоса представляет собой отношение энергии \mathcal{E}_n , расходуемой на совершение полезной работы сжатия газа от давления всасывания до атмосферного давления, к полной энергии \mathcal{E} , подведенной к насосу:

$$\eta = \frac{\mathcal{E}_n}{\mathcal{E}}. \quad (115)$$

Эти величины приняты в вакуумной технике для характеристики любого насоса. Рассмотрим теперь характеристики пароэжекторных насосов.

Ступени пароэжекторных насосов, как правило, выполняют сверхзвуковыми. Это означает, что рабочий пар вытекает из сопла со сверхзвуковой скоростью, а смешанный поток, поступающий в диффузор, имеет среднюю скорость, которая равна или превышает скорость звука. С термодинамической точки зрения преобразование сверхзвуковой скорости потока в дозвуковую должно осуществляться в диффузоре, представляющем собой обращенное сопло Лавала.

В свободной струе между выходным сечением сопла и сечением струи в месте соприкосновения ее со стенкой диффузора имеется ядро потока, двигающегося со сверхзвуковой скоростью, и пограничный слой, на периферии которого скорости потока близки к нулю [7]. В результате интенсивного перемешивания частиц ядра и периферии в диффузоре поля скоростей выравниваются. Скорость частиц в ядре потока уменьшается, а на периферии увеличивается. Вследствие этого толщина пристеночного дозвукового слоя уменьшается, достигая на некотором расстоянии от входного сечения диффузора минимального значения, определяемого вязкостными свойствами газа. Таким образом, в цилиндрическом участке диффузора создается зона, почти целиком заполненная потоком, который движется со сверхзвуковой скоростью. При подобном режиме работы ступени изменение давления за диффузором не может передаваться в обратном направлении (так как возмущения в сверхзвуковом потоке против течения не передаются) и влиять на процесс в камере смешения.

Дальнейшее развитие потока происходит по-разному и зависит от величины противодействия. При небольшом противодействии поток, проходя через сложную систему скачков уплотнений и волн разрежения, становится дозвуковым [20]. С ростом противодействия средняя скорость смеси, протекающей через диффузор, постепенно уменьшается. При некоторой величине противодействия средняя скорость в диффузоре снижается настолько, что зона, заполненная сверхзвуковым потоком, исчезает, и пристеночный дозвуковой слой становится боль-

шим. Тогда через этот дозвуковой слой возмущения передаются против течения, и изменение противодавления вызывает существенные изменения протекания процесса в камере смешения.

Основной характеристикой парожекторных насосов является зависимость давления всасывания p_2 от производительности G_2 . Производительность обычно измеряют в кг/ч. Характеристика парожекторного насоса (рис. 38) состоит из двух

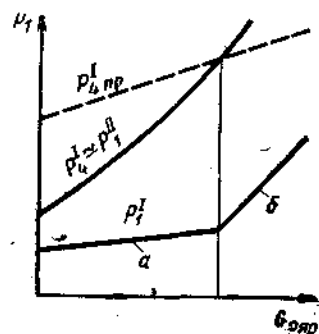


Рис. 38. Характеристика парожекторного насоса

участков, соответствующих двум рассмотренным режимам работы. Переход с одного участка на другой определяется тем, является ли действительное противодавление первой ступени насоса p_4^I больше или меньше ее предельного противодавления $p_{4пр}^I$. На рабочем участке *a* характеристики повышению расхода эжектируемого газа соответствует сравнительно небольшое возрастание давления всасывания; на перегрузочном участке *б* сравнительно небольшое возрастание расхода газа приводит к резкому увеличению давления всасывания.

Точка перехода рабочего участка в перегрузочный характеризуется нарушением сверхзвуковой зоны в диффузоре первой ступени и соответствует предельному режиму работы насоса; в этой точке действительное противодавление p_4 равно предельному $p_{4пр}$. Предельному режиму соответствует максимально возможная при заданном давлении всасывания объемная производительность (скорость откачки) и наиболее экономичный режим работы. Однако этот режим является неустойчивым, так как при незначительном возрастании G_2 по сравнению с $G_{2пр}$ насос переходит на перегрузочный режим работы, при котором возможны пульсации давления в камере смешения первой ступени и повышенный переток водяных паров из насоса в откачиваемый объем. В связи с этим рабочая производительность насоса должна быть меньше предельной. Точка перегиба характеристики является расчетной точкой, для которой и проектируют парожекторный насос.

КОНСТРУКЦИИ

Как уже отмечено, степень сжатия одноступенчатого эжектора обычно не принимают больше 10. При этом одноступенчатый эжектор, работающий с выхлопом в атмосферу, может

создавать вакуум до 90%. Для достижения более глубокого вакуума применяют многоступенчатые парожекторные установки, состоящие из последовательно соединенных ступеней. При такой схеме каждая последующая ступень должна удалять не только газ, откачиваемый первой ступенью, но и рабочий пар предшествующей ступени. Во избежание этого между каждыми двумя ступенями устанавливают конденсатор. В парожекторных установках глубокого вакуума наиболее часто применяют барометрические конденсаторы смешивающего типа. Число ступеней парожекторной установки определяется величиной необходимого вакуума.

Для получения остаточного давления 0,05 кгс/см² применяют двух- и трехступенчатые установки со степенью сжатия в одной ступени соответственно 4,6 и 2,8 (рис. 39). При достижении давления 0,05 кгс/см² можно применить барометрический конденсатор, давление в котором не превышает давление насыщения водяного пара, при температуре охлаждающей воды на выходе из конденсатора. Для большей части районов СССР температура воды в летнее время не превышает 25°C.

Если принять, что вода нагревается на 5°C, то температура воды из первого барометрического конденсатора составит 30°C, а давление насыщения водяных паров при этом будет равно 0,0431 кгс/см², т. е. меньше давления в конденсаторе (0,05 кгс/см²).

Для достижения остаточных давлений 1,0—0,1 мм рт. ст. ступень с давлением 0,05 кгс/см² дополняют двумя или тремя ступенями без промежуточных конденсаторов. На рис. 40 в диаграмме $t-s$ показаны приблизительные диапазоны работы различных ступеней современных многоступенчатых парожекторных насосов.

На рис. 41 приведена схема вакуумной системы с парожекторным насосом, применяемым компанией Юнайтед Стейтс Стил (США) в установках вакуумной обработки металла при отливке крупных слитков.

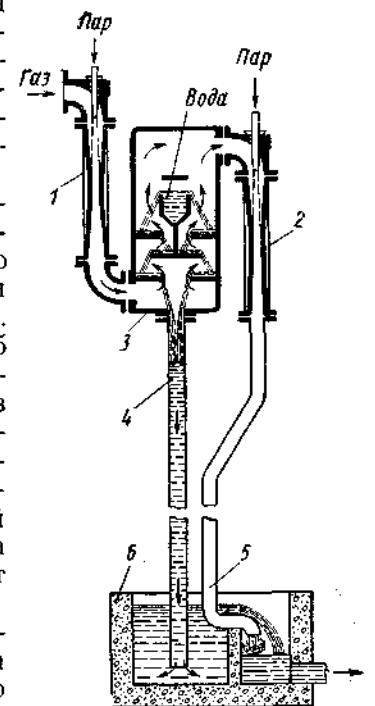


Рис. 39. Схема двухступенчатого парожекторного насоса [26]:

1 — первая ступень; 2 — вторая ступень; 3 — барометрический конденсатор смешивающего типа; 4 — сливная барометрическая труба; 5 — выхлопная труба; 6 — гидрозатвор

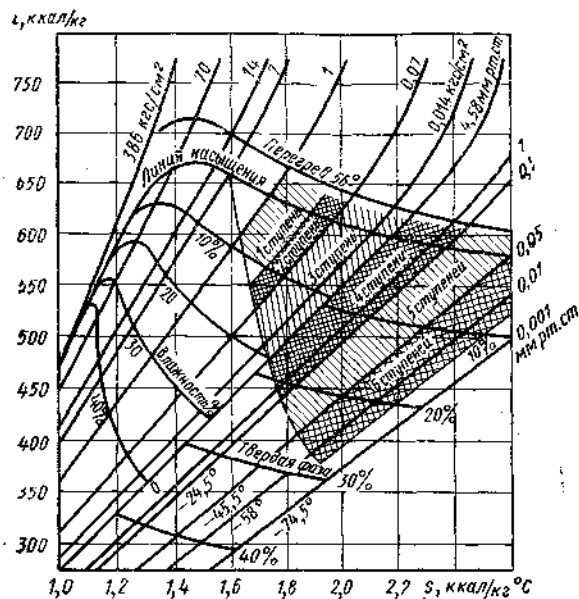


Рис. 40. Диапазоны работы ступеней парожекторных вакуумных насосов в $i-s$ -диаграмме [29]

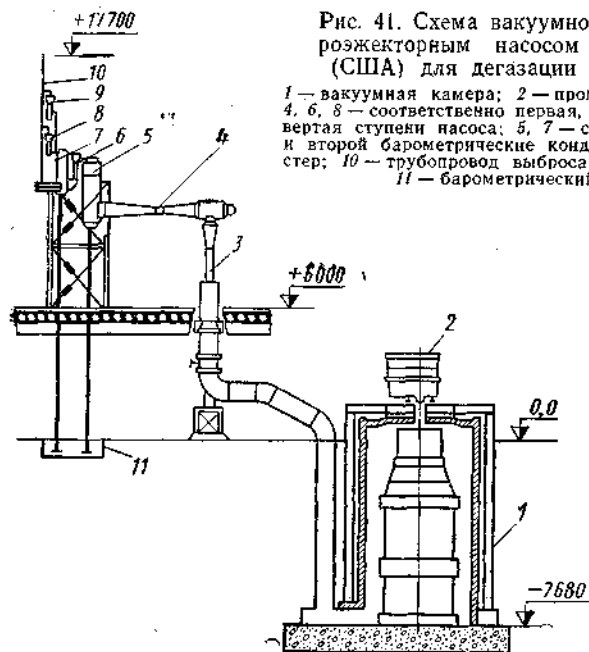


Рис. 41. Схема вакуумной системы с парожекторным насосом фирмы Эллиот (США) для дегазации стали в струе:

1 — вакуумная камера; 2 — промежуточный ковш; 3, 4, 6, 8 — соответственно первая, вторая, третья и четвертая ступени насоса; 5, 7 — соответственно первый и второй барометрические конденсаторы; 9 — эксгаустер; 10 — трубопровод выброса газа в атмосферу; 11 — барометрический колодец

Насос изготовлен и поставлен фирмой Эллиот на следующие условия:

Скорость разливки стали в т/мин	10
Молекулярная масса откачиваемого газа	19,3
Объем откачиваемого газа при давлении 0,6 мм рт. ст. и температуре 25°C в м³/мин	28,31
Давление в камере во время разливки в мм рт. ст.	0,6
Давление в камере перед разливкой в мм рт. ст.	0,2
Избыточное давление рабочего пара в кгс/см²	8,8
Температура охлаждающей воды в °C	30

Насос четырехступенчатый. Первые две ступени работают без конденсации пара. Промежуточные конденсаторы установлены после второй и третьей ступеней. Четвертая ступень, как и эксгаустер, выбрасывает парогазовую смесь в атмосферу. Суммарный расход пара на насос 3500 кг/ч (1-я ступень — 306 кг/ч, 2-я ступень — 1490 кг/ч, 3-я ступень — 468 кг/ч, 4-я ступень — 350 кг/ч, эксгаустер — 886 кг/ч). Количество охлаждающей воды, поступающей в первый барометрический конденсатор, составляет 2500 л/мин, а во второй — 510 л/мин. С вакуумной камерой насос соединен трубопроводом диаметром 900 мм.

В СССР разработаны и успешно внедряются на металлургических предприятиях парожекторные насосы отечественного производства. Ниже приведена эксплуатационная характеристика пятиступенчатого парожекторного насоса НЭВ-100×1 (рис. 42):

Производительность по газу при давлении 1 мм рт. ст. в кг/ч	100
Расход охлаждающей воды при 28°C в м³/ч	180
Расход рабочего пара при давлении 15 кгс/см² в кг/ч	2200

Насос оборудован тремя барометрическими конденсаторами смешивающего типа, которые установлены после второй, третьей и четвертой ступеней. Диаметр трубопровода, соединяющего камеру с насосом, 600 мм. За первым конденсатором основного насоса установлен пусковой двухступенчатый насос производительностью 1800 кг/ч с барометрическим конденсатором. Производительность пускового насоса довольно велика. Это позволяет снижать давление в откачиваемой камере от атмосферного до 100 мм рт. ст. за 1—2 мин и, следовательно, значительно сократить время откачки камеры до рабочего давления 1 мм рт. ст. Ускорение откачки системы особенно важно, если сталь дегазируется в ковше, так как создание вакуума в этом случае можно начать только после помещения ковша с металлом в герметически закрытую камеру.

Парозжекторные насосы (см. рис. 41, 42) с барометрическими конденсаторами наиболее надежны в эксплуатации. Однако применение барометрических конденсаторов требует размещения их на высоте 10—11 м. Высоту расположения конденсаторов

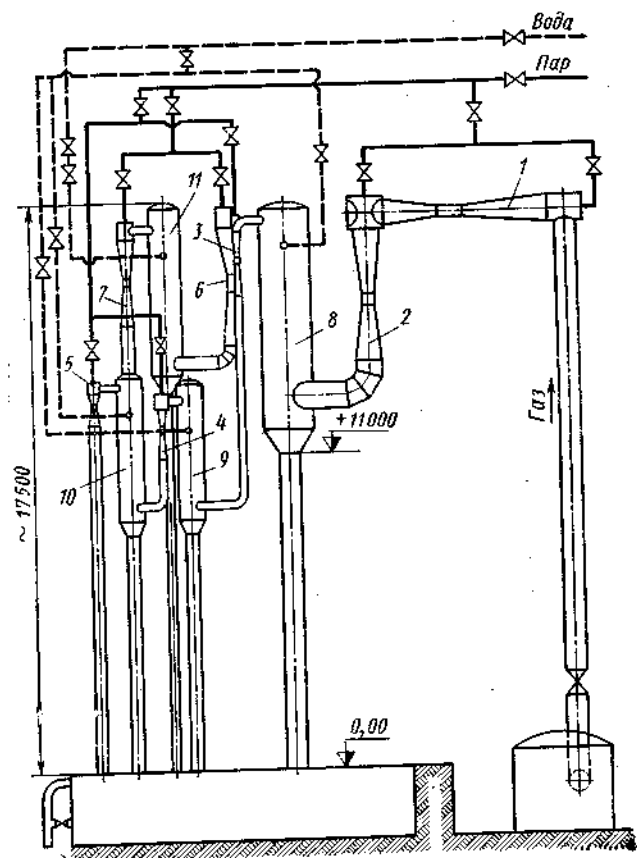


Рис. 42. Схема парозжекторного насоса НЭВ-100×1: 1—5 — ступени основного насоса; 6, 7 — ступени пускового насоса; 8—10 — первый, второй и третий барометрические конденсаторы основного насоса; 11 — промежуточный конденсатор пускового насоса

можно значительно уменьшить, если воду и конденсат удалять из сливных труб конденсаторов центробежным насосом (рис. 43). Насос становится еще более компактным при использовании поверхностных конденсаторов.

Ниже приведены расчетные параметры парозжекторного насоса (рис. 44) с поверхностными конденсаторами, предназначенного для вакуумирования стали в ковше емкостью 60 т:

Производительность по газу в кг/ч	125
Рабочее давление в мм рт. ст.	1
Давление рабочего пара в кгс/см ²	9
Температура рабочего пара в °С	180
Суммарный расход пара в кг/ч	4370
Расход охлаждающей воды в м ³ /ч	140

Насос четырехступенчатый. Во время вакуумирования 60 т мартеновской стали фактическое давление в вакуумной камере находится в пределах 1—3 мм рт. ст. Несмотря на то, что опыт применения насоса с поверхностными конденсаторами в данном случае дал положительные результаты, к применению поверхностных конденсаторов в установках для вакуумной обработки металла следует подходить осторожно из-за возможности забивания их содержащейся в откачиваемых газах пылью.

При расчете многоступенчатых установок прежде всего следует выбрать число ступеней и распределить между ними давления. Для распределения давлений по ступеням можно принимать степень сжатия во всех ступенях одинаковой:

$$\epsilon_{ст} = \sqrt[z]{\epsilon}, \quad (116)$$

где z — число ступеней;

ϵ — общая степень сжатия парозжекторной установки.

Однако от такого распределения часто приходится отказываться, так как давление перед первым конденсатором должно быть согласовано с температурой охлаждающей воды. В условиях ограниченного расхода пара оптимальное количество ступеней следует определять на основании технико-экономических расчетов. Но и в этом случае при окончательном выборе числа ступеней необходимо учитывать сложность компоновочной схемы установки и условия эксплуатации, так как на основании технико-экономических расчетов можно получить неприемлемо большое количество ступеней.

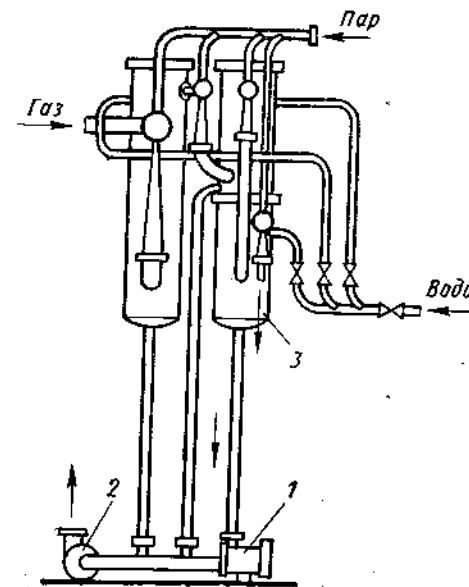


Рис. 43. Схема парозжекторного насоса со смешивающими конденсаторами [21]: 1 — сосуд с поплавковым клапаном; 2 — центробежный насос; 3 — двойной барометрический конденсатор

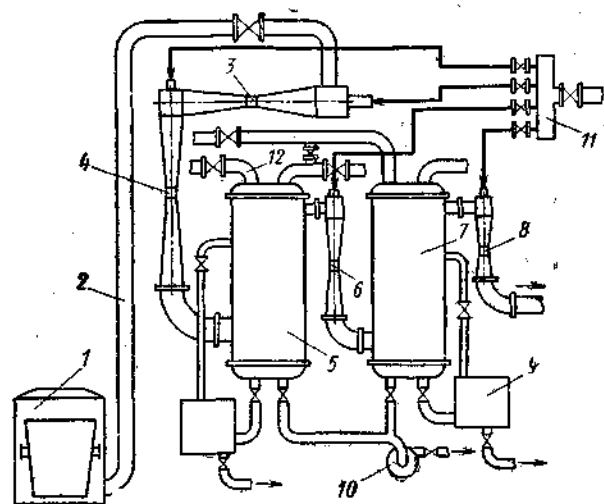


Рис. 44. Схема пароежекторного насоса с поверхностными конденсаторами:

1 — вакуумная камера; 2 — вакуум-провод; 3, 4, 6, 8 — соответственно первая, вторая, третья и четвертая ступени насоса; 5, 7 — соответственно первый и второй поверхностные конденсаторы; 9 — конденсатные баки; 10 — конденсатный насос; 11 — паровой коллектор; 12 — трубопроводы охлаждающей воды

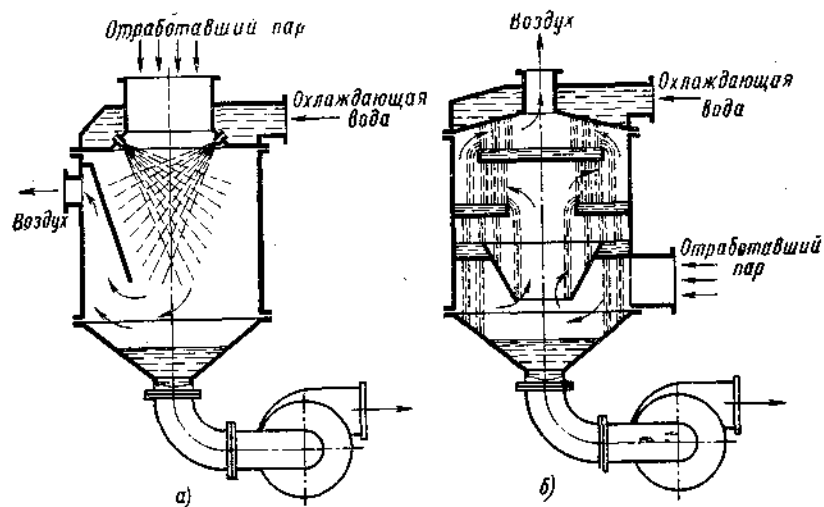


Рис. 45. Схема смешивающих конденсаторов: а — прямоточного; б — противоточного

Тепло пара, отработавшего в ступени насоса, обычно отводят в конденсаторах. В соответствии с принципом действия конденсаторы разделяют на смешивающие и поверхностные. В смешивающих конденсаторах теплообмен происходит благодаря непосредственному контакту и смешению обоих теплоносителей. В поверхностных аппаратах пар и вода разделены промежуточной твердой стенкой, участвующей в процессе теплообмена и образующей поверхность охлаждения.

В вакуум-насосах химической промышленности и установках вакуумной обработки металла наиболее распространены смешивающие промежуточные конденсаторы. По направлению движения пара и воды конденсаторы этого типа разделяются на прямоточные (рис. 45, а) и противоточные (рис. 45, б). По принципу действия конденсаторы также можно разделить на два типа. В одном из них, наиболее распространенном, пар конденсируется от непосредственного соприкосновения с охлаждающей водой, разбиваемой на отдельные мелкие струйки или капли (см. рис. 45). Во втором, эжекторном или струйном, типе конденсатора пар конденсируется на поверхности одной или нескольких мощных струй воды, движущихся с большой скоростью (рис. 46).

Основным преимуществом смешивающих конденсаторов по сравнению с поверхностными той же производительности является простота и компактность устройства и, вследствие этого, значительно более низкая стоимость. Кроме того, благодаря непосредственному контакту конденсируемого пара с охлаждающей водой температуру последней на выходе можно довести в противоточных конденсаторах почти до температуры насыщения водяного пара при соответствующем давлении, т. е. свести к минимуму недогрев воды. Поэтому кратность охлаждения и количество охлаждающей воды при одной и той же температуре парогазовой смеси на входе (том же абсолютном давлении в конденсаторе) могут быть значительно меньше, чем у поверхностных конденсаторов. Смешивающие конденсаторы более удобны в эксплуатации, почти не требуют ухода и контроля и могут, что особенно важно, работать на воде, содержащей агрессивные вещества. Расход энергии на удаление воздуха в смешивающих конденсаторах несколько выше, так как следующая за конденсатором ступень должна удалять помимо газа, содержащегося в паре, и воздуха, попадающего через неплотности, воздух, выделившийся из охлаждающей воды; в 1 л воды при 20°С содержится приблизительно 25 мг воздуха (рис. 47).

При сопоставлении прямо- и противоточных смешивающих конденсаторов необходимо учитывать различие в распределении парциальных давлений пара p_p и газа p_g , а также температуры парогазовой смеси $t_{см}$ и вытекающее из этого различие в необходимой кратности охлаждения и производительности следующей за конденсатором ступени насоса. Парциальное давле-

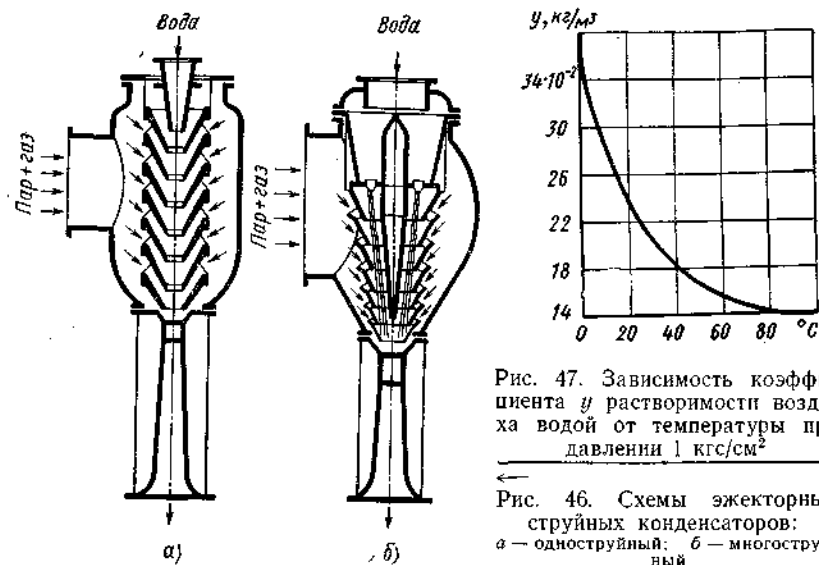


Рис. 47. Зависимость коэффициента y растворимости воздуха водой от температуры при давлении 1 кгс/см²

Рис. 46. Схемы эжекторных струйных конденсаторов: а — одноструйный; б — многоструйный

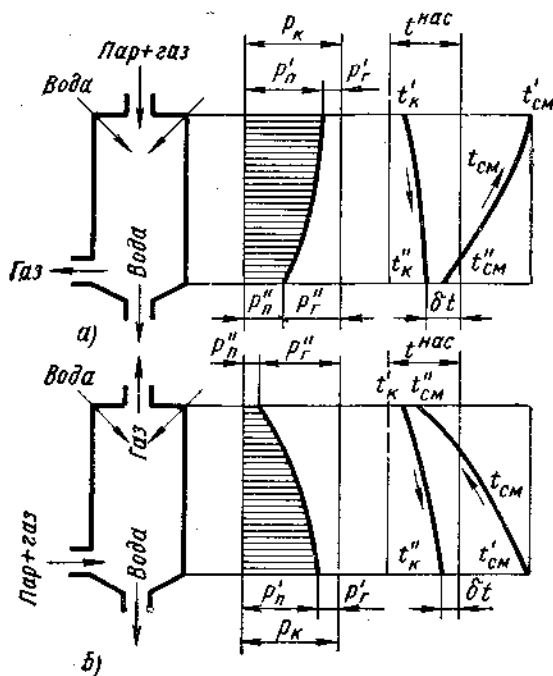


Рис. 48. Графики распределения парциальных давлений и температур в прямоточном (а) и противоточном (б) смешивающих конденсаторах

ние газа p'_r в смеси возрастает по мере конденсации пара и достигает максимума p''_r на противоположном от входа парогазовой смеси конце конденсатора (рис. 48). Соответственно в этих местах снижается до минимума парциальное давление пара p_n и температура парогазовой смеси $t_{см}$, которая из-за хорошего контакта с водой лишь немного превышает температуру воды. При одинаковых температурах $t_{см}$ и t'_k и одинаковых давлениях P_k в конденсаторах температура охлаждающей воды на выходе t'_k в прямоточном конденсаторе будет ниже, чем в противоточном. Следовательно, нагрев воды $\Delta t = t''_k - t'$ в противоточном конденсаторе выше, а недогрев $\delta t = t_{нас} - t''_k$ до температуры насыщения водяного пара $t_{нас}$ при давлении P_k меньше; соответственно меньше и кратность охлаждения n , равная отношению расходов конденсируемого пара и охлаждающей воды.

Наиболее существенным параметром является температура $t''_{см}$ удаляемой из конденсатора парогазовой смеси. В прямоточном конденсаторе при прочих равных условиях эта величина близка к температуре воды на выходе t''_k ; поэтому для ряда расчетов можно принимать $t''_{см} = t''_k$. В противоточном конденсаторе значение $t''_{см}$ должно быть несколько выше температуры охлаждающей воды на входе t'_k . Чем выше температура отсасываемой паровоздушной смеси при неизменном давлении в конденсаторе, тем больше содержится в ней несконденсированного пара (рис. 49), поэтому в прямоточном конденсаторе объем удаляемой паровоздушной смеси больше, чем в противоточном, и соответственно должны быть больше размеры конденсатора и расход пара следующей за конденсатором ступени насоса. Теоретически температура паровоздушной смеси, покидающей противоточный конденсатор, должна быть равна температуре охлаждающей воды на входе t'_k . Практически вследствие малой теплопроводности воздуха его температура на выходе несколько выше температуры воды на входе. По данным ряда исследователей

$$t''_{см} = t'_k + 4 + 0,1(t_{нас} - t'_k). \quad (117)$$

В. М. Рамм приводит эту эмпирическую зависимость в несколько иной записи:

$$t''_{см} = t'_k + 4 + 0,1(t'_k - t'_k). \quad (118)$$

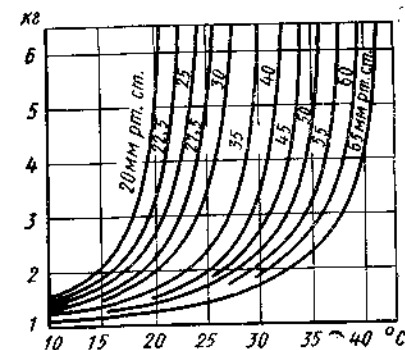


Рис. 49. Зависимость массы паровоздушной смеси, удаляемой с 1 кг сухого воздуха, от температуры и абсолютного давления смеси

Таким образом, противоточные конденсаторы в тепловом отношении более совершенны, чем прямоточные.

Для интенсификации процесса конденсации необходимо увеличивать площадь взаимного соприкосновения пара и воды. Это достигается подачей воды в конденсатор через сопла (вода распыливается под действием разности давлений в водяной камере и рабочем пространстве конденсатора) или последовательным стеканием воды с одного дырчатого противня на другой. Оба метода применены как для прямоточных, так и противоточных конденсаторов. Дырчатые тарелки могут быть выполнены в виде сегментов, дисков или колец.

Противоточные конденсаторы обычно выполняют в виде барометрических, т. е. с отводом конденсата и воды через барометрическую трубу; часто их называют конденсаторами высокого уровня (рис. 50) в отличие от конденсаторов низкого уровня, работающих в паре с насосом. В химической промышленности противоточные барометрические конденсаторы с сег-

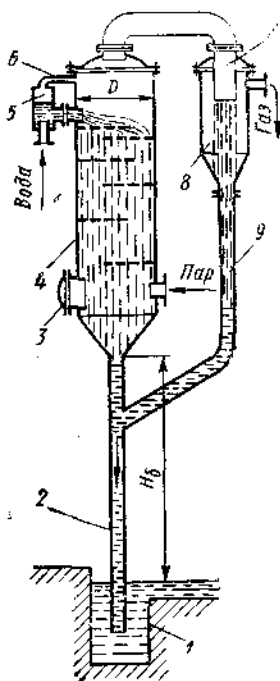


Рис. 50. Смешивающий конденсатор барометрического типа:

1 — гидрозатвор; 2 — барометрическая труба; 3 — люк; 4 — корпус конденсатора; 5 — распределительный цилиндр для воды; 6 — труба для выравнивания давления; 7 — тарелка для отвода воздуха; 8 — ловушка для воды; 9 — труба отвода воды

ментными полками приняты в качестве стандартных. Вода в таких конденсаторах стекает через борта и отверстия в горизонтальных полках. Основные параметры барометрических конденсаторов конструкции НИИХИММАШа при абсолютном давлении 0,1 кгс/см² приведены в табл. 7.

Исходной величиной для определения производительности конденсатора может служить скорость потока $w_{к1}$ в нижней части конденсатора, рассчитанная на его полное сечение, или скорость водяного пара $w_{к2}$ в зазоре между корпусом конденсатора и полкой. Например,

$$w_{к1} = \frac{G}{0,785D^2} \quad (119)$$

где G — количество пара, поступающего в конденсатор, в м³/с; D — внутренний диаметр конденсатора в м.

Если в рассчитываемом барометрическом конденсаторе абсолютное давление $p \neq 0,1$ кгс/см², то заданную производи-

Таблица 7

Основные параметры барометрических конденсаторов, конструкции НИИХИММАШа [24]

Внутренний диаметр конденсатора D в мм	Средняя скорость потока в нижней части конденсатора в м/с		Производительность по пару	
	$w_{к1}$ (на полное сечение конденсатора)	$w_{к2}$ (в зазоре между корпусом и полкой)	объемная в м ³ /ч	массовая в кг/ч
500	До 23	До 47	До 16 000	До 1 000
600	16—24	28—43	16 000—25 000	1 000—1 600
800	14—22	34—54	25 000—40 000	1 600—2 500
1000	14—23	38—62	40 000—64 000	2 500—4 000
1200	16—25	39—61	64 000—100 000	4 000—6 400
1600	14—22	34—54	100 000—160 000	6 400—10 000
2000			160 000—250 000	10 000—16 000

тельность надо привести к условиям, указанным в табл. 7, исходя из того, что для нормальной работы конденсатора должно соблюдаться условие

$$\rho w_{к1}^2 = \text{const}, \quad (120)$$

где ρ — плотность водяного пара в кг/м³.

Таким образом для каждого барометрического конденсатора при различных остаточных давлениях

$$\frac{G_{\text{табл}}}{G_{\text{расч}}} = \sqrt{\frac{\rho_{\text{табл}}}{\rho_{\text{расч}}}}; \quad (121)$$

здесь $G_{\text{табл}}$ и $G_{\text{расч}}$ — производительности барометрического конденсатора в кг/ч при абсолютном давлении соответственно $p=0,1$ кгс/см² и $p \neq 0,1$ кгс/см²; $\rho_{\text{табл}}$ и $\rho_{\text{расч}}$ — плотности водяного пара в кг/м³ соответственно при $p=0,1$ кгс/см² и $p \neq 0,1$ кгс/см².

Расход охлаждающей воды

$$Q = G \frac{i_{\text{п}} - c_{\text{в}} t_{\text{к}}''}{c_{\text{в}} (t_{\text{к}}' - t_{\text{к}}'')}, \quad (122)$$

где $i_{\text{п}}$ — энтальпия поступающего в конденсатор пара;
 $c_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воды.

Температуру откачиваемой паровоздушной смеси определяют по формуле (118). Диаметр барометрической трубы находят из уравнения расхода, принимая скорость течения воды в трубе $w_6 = 0,5 \div 0,6$ м/с. Общую высоту H_6 в м барометрической трубы (см. рис. 50) рассчитывают по выражению

$$H_6 = 10,3 \frac{B_{\text{к}}}{760} + \frac{w_6^2}{2g} \left(1 + \frac{\lambda H_6}{D_6} + \Sigma \zeta \right) + 0,5, \quad (123)$$

где $B_{\text{к}}$ — разрежение в конденсаторе в мм рт. ст.;
 D_6 — диаметр барометрической трубы в м;
 λ и ζ — коэффициенты соответственно трения и местного сопротивления.

Условие, необходимое для удаления воды из барометрического конденсатора самотеком, записывается так:

$$H_6 \geq p_6 + \Delta p - p_{\text{к min}}; \quad (124)$$

здесь p_6 — максимальное барометрическое давление в м вод. ст.;

Δp — сумма сопротивлений движению воды в барометрической трубе при максимальном расходе в м вод. ст.;

$p_{\text{к min}}$ — минимальное давление в конденсаторе в м вод. ст.

В табл. 8 приведены размеры барометрических конденсаторов конструкции НИИХИММАШа (рис. 51). Конструкции разработаны для количества (в кг/с) отсасываемого воздуха

$$G_{\text{возд}} = 0,000025 (Q + G) + 0,01G. \quad (125)$$

Эта формула учитывает количество воздуха, выделившегося из воды и проникшего через неплотности. Изучение работы промежуточных конденсаторов многоступенчатых парожеторных насосов показывает, что основное количество газа попадает в конденсатор с отработавшим в предыдущей ступени насоса паром; в общем случае это количество газа значительно превосходит количество воздуха, определяемого по формуле (125). В связи с этим возможность применения конденсаторов конструкции НИИХИММАШа в схемах парожеторных насосов следует в каждом случае проверять дополнительным расчетом.

При расчете конденсатора основными определяемыми размерами являются внутренний диаметр и высота. Диаметр конденсатора определяют по максимальному количеству пара, кон-

Таблица 8
 Основные размеры в мм [24] барометрических конденсаторов (см. рис. 51)

Размеры	Размеры конденсатора с внутренним диаметром						
	500	600	800	1000	1200	1600	2000
Толщина стенки аппарата S . . .	5	5	5	6	6	8	10
Ширина полки b	—	—	500	650	750	1000	1250
Расстояние между осями и ловушкой:							
K_1	675	725	950	1100	1200	1450	1650
K_2	—	—	835	935	1095	1355	1660
Высота установки $H_{\text{к}}$	4300	4550	5080	5680	6320	7530	8500
Ширина установки T	1300	1400	2350	2600	2975	3200	3450
Диаметр ловушки:							
D_1	400	400	500	500	600	800	800
D_2	—	—	400	400	500	600	800
Высота ловушки:							
h_1	1440	1440	1700	1900	2100	2300	2300
h_2	—	—	1350	1350	1400	1450	1550
Расстояния между полками:							
a_1	220	260	200	250	300	400	500
a_2	260	300	260	320	400	500	650
a_3	320	360	320	400	480	640	800
a_4	360	400	380	475	575	750	950
a_5	390	430	440	550	660	880	1070
Условные проходы штуцеров:							
1 (для входа пара)	300	350	350	400	450	600	800
2 (для входа воды)	100	125	200	200	250	300	400
3 (для входа парогазовой смеси)	80	100	125	150	200	200	250
4 (для барометрической трубы)	125	150	200	200	250	300	400
5 (воздушник)	—	—	25	25	25	25	25
6 (для входа парогазовой смеси)*	80	100	125	150	200	200	250
7 (для выхода парогазовой смеси)*	50	70	80	100	150	200	250
8 (для барометрической трубы)*	50	50	70	70	80	80	100

* На ловушках.

Примечание. Для всех указанных в таблице конденсаторов расстояние от верхней полки до крышки аппарата $a = 1300$ мм; расстояние от нижней полки до дна аппарата $r = 1200$ мм.

денсирующегося в единицу времени. Для того чтобы избежать чрезмерного возрастания сопротивления пара и уноса паром капель воды, С. С. Берман рекомендует принимать среднюю скорость пара в сечении конденсатора, не занятом тарелками, до 35 м/с, а в нижнем сечении с тарелками до 55 м/с. Виганд определяет диаметр противоточного смешивающего конденсатора исходя из скорости пара 12 м/с. С. И. Вильдер принимает диаметр промежуточных барометрических конденсаторов парожеторных вакуум-насосов равным шести диаметрам цилинд-

рического участка диффузора ступени насоса, устанавливаемой перед конденсатором.

Высота конденсатора определяется условиями теплообмена пара с водой. При капельном разбрызгивании воды обычно исходят из значений объемной напряженности рабочего пространства конденсатора, которую принимают на основании данных о работе аналогичных конструкций. При струйном течении воды

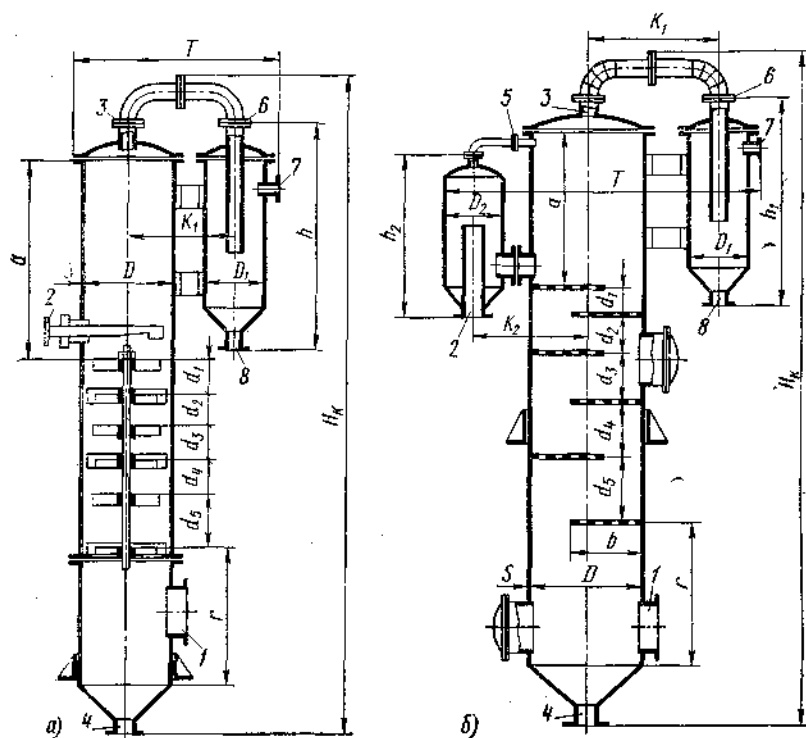


Рис. 51. Барометрические конденсаторы конструкции НИИХИММАШа [24]:
а — аппараты диаметром 500 и 600 мм; б — аппараты диаметром 800—2000 мм

по условиям теплообмена в присутствии неконденсирующихся газов рассчитывают температуру, на которую вода нагревается на каждой тарелке и в промежутках между тарелками, определяют количество тарелок, а следовательно, и высоту конденсатора. Строгое проведение такого расчета может быть осуществлено при наличии экспериментальных данных. Получена [4] эмпирическая формула для определения условной поверхности охлаждения противоточных конденсаторов смешения

$$F \geq \frac{300 (G_1 + G_n - G_n')}{k (t_{cm}' + t_{cm}'' - t_k' - t_k'')}, \quad (126)$$

где F — условная поверхность охлаждения конденсатора, равная общей поверхности струек воды, диаметр которых принимают равным диаметру отверстий в подках, в m^2 ;

$G_1 + G_n$ — количество поступающего в конденсатор пара в $кг/ч$;

G_n' — количество неконденсированного водяного пара в смеси, выходящей из конденсатора, в $кг/ч$;

k — средний эмпирический коэффициент теплопередачи в $ккал/(м^2 \cdot ч \cdot ^\circ C)$;

t_{cm}', t_{cm}'' — температура парогазовой смеси соответственно на входе и выходе из конденсатора в $^\circ C$;

t_k', t_k'' — температура охлаждающей воды соответственно до и после конденсатора в $^\circ C$.

По данным С. И. Вильдера, для смешивающих конденсаторов с шестью сегментными тарелками при остаточном давлении в конденсаторе $p_k = 50$ мм рт. ст. — $k = 350$ $ккал/(м \cdot ч \cdot ^\circ C)$, а при $p_k = 200$ мм рт. ст. — $k = 700$ $ккал/(м \cdot ч \cdot ^\circ C)$.

Указанные значения коэффициента теплопередачи действительны только для конденсаторов с внутренним диаметром $D \approx 6D_3$ при температурных режимах, определяемых зависимостями

$$t_k' = t_k + 0,33 (t_{cm}' - t_k); \quad (127)$$

$$t_{cm}' = t_k' + 1, \quad (128)$$

где t_{cm}' принимают равной температуре насыщения водяного пара при давлении p_k (для первого барометрического конденсатора $t_{cm}' \geq t_k' + 10$).

Зависимости (127) и (128) следует рассматривать как условные в применении только к расчету поверхности охлаждения по формуле (126). Если диаметр конденсатора выбран больше $6D_3$, то указанные выше значения коэффициента следует умножить на $6D_3/D$.

Расход охлаждающей воды определяют из соотношения

$$Q = 600 \frac{G_1 + G_n - G_n'}{t_k' - t_k''}. \quad (129)$$

Количество газа, отсасываемого каждой ступенью парожетторной установки, складывается из количеств газа, поступившего в первую ступень из откачиваемого объема, G_r' ; воздуха, выделившегося в конденсаторе из охлаждающей воды, G_r'' (в случае смешивающих конденсаторов); воздуха, поступившего через неплотности, G_r''' . Последнюю величину можно принять [21] равной 0,1—0,2 $кг/ч$ на 1 м длины находящихся под вакуумом прокладок.

Величину G_r'' в кг/ч обычно определяют из условия, что 1 л воды при температуре 20°С содержит 25 мг воздуха, т. е.

$$G_r'' = 0,025Q, \quad (130)$$

где Q — расход охлаждающей воды в м³/ч.

В. М. Рамм [21] учитывает лишь количество воздуха, выделившегося из воды, и принимает его равным 0,10—0,25 кг на 1 м³ воды. Таким образом, количество воздуха возрастает от первой ступени к последней и определяется соотношением

$$G_r = G_r' + G_r'', \quad (131)$$

Расход охлаждающей воды

$$Q = \frac{620 (G_a + G_r)}{t_k'' - t_k'}, \quad (132)$$

Газ, откачиваемый из конденсатора, содержит водяные пары, количество которых можно определить по формуле

$$G_n = G_r \frac{R_r p_n}{R_n (p_k - p_n)}, \quad (133)$$

где p_k — давление в конденсаторе;

p_n — давление насыщения пара при температуре t_a .

Температуру удаляемой из конденсатора парогазовой смеси t_a определяют по эмпирической формуле (118). Количество парогазовой смеси, удаляемой ступенью насоса из конденсатора,

$$G_a = G_r + G_n. \quad (134)$$

Эжекторные конденсаторы представляют собой одну из разновидностей смешивающих конденсаторов. В эжекторном конденсаторе (см. рис. 46) охлаждающая вода, подаваемая отдельным насосом, вытекает из сопла (сопел) с большой скоростью сплошной струей. Пар, соприкасаясь с наружной поверхностью струи, конденсируется, а воздух и другие неконденсирующиеся газы увлекаются струей за счет трения о ее наружную поверхность. Струя нагретой воды с увлекаемым ею газом поступает в диффузор, где энергия скорости превращается в напор, необходимый для выброса нагретой воды, конденсата и воздуха в атмосферу. Поскольку процессы конденсации пара и увлечения газа требуют различных количеств воды, то оба эти процесса будут происходить в эжекторном конденсаторе при условии, что он работает с наибольшим расходом воды. На практике пароэжекторные насосы применяют для удаления значительных количества газа и, следовательно, определяющим условием, как правило, является условие эжекции. Расчет показывает, что для осуществления эжекции требуется в несколько десятков раз большее количество охлаждающей воды, чем в обычных смешивающих конденсаторах, особенно при значительных степенях

сжатия и низком давлении всасывания. Кроме того, в работе возможны нарушения при изменении давления и температуры воды, а также соотношений между количествами эжектируемых пара и газа. Поэтому эжекторные струйные конденсаторы не получили распространения в схемах многоступенчатых пароэжекторных насосов.

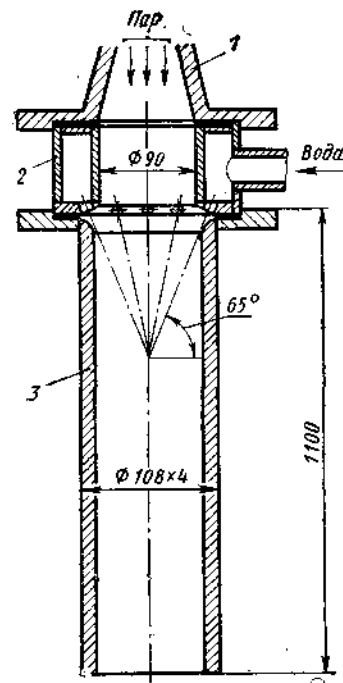


Рис. 52. Водоструйный конденсатор эжектора:

1 — диффузор; 2 — водяная камера; 3 — труба

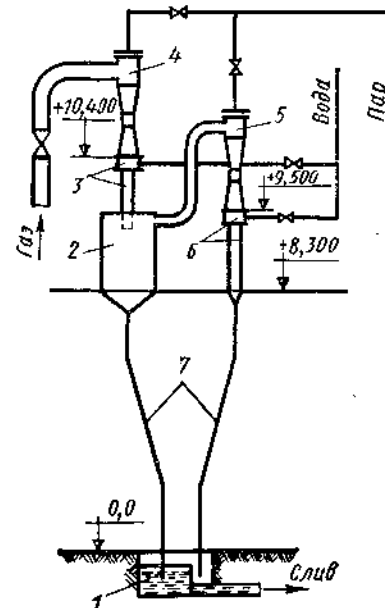


Рис. 53. Двухступенчатый эжектор с водоструйными конденсаторами:

1 — гидрозатвор; 2 — бак-сепаратор; 3, 6 — конденсатор соответственно первой и второй ступени; 4, 5 — соответственно первая и вторая ступени; 7 — сливные трубы

Однако наряду с обычными конденсаторами смешения многоступенчатые пароэжекторные установки могут быть оборудованы водоструйными конденсаторами. В таких устройствах расход воды определяется из условия конденсации, а возникающий при этом эжекторный эффект улучшает работу всей установки. Водоструйные конденсаторы более компактны, чем обычные смешивающие конденсаторы. К числу недостатков следует отнести несколько больший расход охлаждающей воды. Этот недостаток проявляется лишь в случае затруднений с водой, так как общие затраты энергии на насос из-за значительного эжекторного эффекта в водоструйном конденсаторе не возрастают.

На рис. 52 приведена схема водоструйного промежуточного конденсатора, прошедшего экспериментальную и промышлен-

ную проверку [15]. Он состоит из водяной камеры 2 с восемью отверстиями диаметром 6 мм, наклоненными под углом 65° к горизонтали, и трубы 3 (внутренний диаметр 100 мм, длина 1100 мм). Замеры температуры по длине трубы 3 показали, что на расстоянии 1000 мм от камеры 2 конденсация пара полностью заканчивается, а процесс конденсации сопровождается значительным эжекционным эффектом.

В двухступенчатом эжекторе с водоструйными конденсаторами (рис. 53) газ по трубе с внутренним диаметром 150 мм поступает в первую ступень 4 эжектора, где сжимается до абсолютного давления 0,15—0,20 кгс/см². Отрабатывший в первой ступени пар конденсируется в водоструйном конденсаторе 3. Бак-сепаратор 2 высотой 1000 мм и внутренним диаметром 426 мм служит для погашения скорости смеси и отделения газа от воды. Влажный газ из сепаратора 2 поступает во вторую ступень 5 эжектора, где сжимается до атмосферного давления. Конденсация пара происходит в водоструйном конденсаторе 6, который по конструктивному исполнению не отличается от конденсатора 3 первой ступени. Сливные трубы 7 подведены к гидрозатвору 1. Внутренний диаметр сливных труб 7 равен 100 мм. Для приведенного ниже предельного режима работы эжектора общая степень сжатия, приходящаяся на два водоструйных конденсатора, составляет 1,2.

Основные параметры режима работы двухступенчатого эжектора с водоструйными конденсаторами [15]:

Давление всасывания в кгс/см ²	0,03
Производительность по воздуху в кг/ч	65
Температура воды перед водоструйными конденсаторами в °С	10
Параметры рабочего пара:	
давление (абсолютное) в кгс/см ²	22
температура в °С	400
расход в кг/ч	520
Первая ступень:	
давление воды в кгс/см ²	1,05
расход воды в м ³ /ч	5,5
Вторая ступень:	
давление воды в кгс/см ²	1,35
расход воды в м ³ /ч	2,55

На рис. 54 приведена зависимость степени сжатия водоструйного конденсатора первой ступени эжектора от расхода охлаждающей воды. Как видно из представленных кривых, на степень сжатия водоструйного конденсатора существенное влияние оказывает количество газа, содержащегося в отрабатываемом паре.

Для водоструйного конденсатора с ограниченной длиной конденсации, равной 9—10 диаметрам трубы-конденсатора, расход охлаждающей воды можно определять так:

$$Q = k' \frac{G_1 (t_0 - t_{\text{в}}^{\text{нас}})}{t_{\text{к}}^{\text{нас}} - t_{\text{к}}'}, \quad (135)$$

где $c_{\text{в}}$ — удельная теплоемкость воды;

$t_{\text{к}}^{\text{нас}}$ — температура насыщения водяных паров при давлении в конденсаторе $p_{\text{к}}$;

k' — эмпирический коэффициент, учитывающий повышенную кратность охлаждения и ограниченную длину трубы-конденсатора.

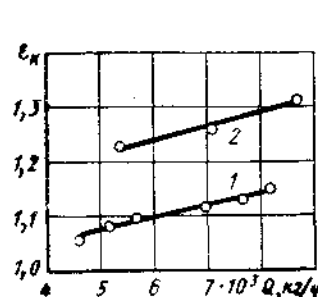


Рис. 54. Зависимость степени сжатия водоструйного конденсатора первой ступени ϵ_k от расхода воды:

1 — при $G = 52$ кг/ч, $G_1 = 189$ кг/ч;
2 — при $G = 40$ кг/ч, $G_1 = 262$ кг/ч

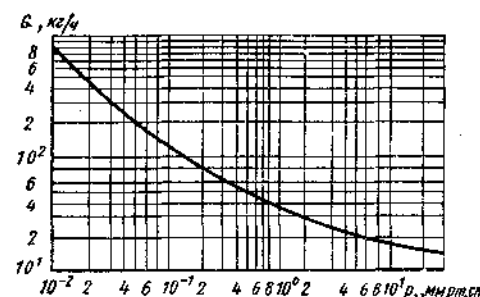


Рис. 55. Зависимость [26] расхода рабочего пара на 1 кг/ч откачиваемого сухого воздуха в многоступенчатом парозежекторном насосе от давления всасывания в расчетной точке (температура воды 30°С, давление пара 7 кгс/см²)

Величину k' определяют в зависимости от коэффициента эжекции $q_{\text{г}}$ по приближенной формуле

$$k' = 1 + 2q_{\text{г}}. \quad (136)$$

Поверхностные конденсаторы применяют в схемах многоступенчатых парозежекторных насосов при откачке чистых и неагрессивных газов. Известны случаи применения поверхностных конденсаторов в установках вакуумной обработки металла. Основное достоинство поверхностных конденсаторов — возможность работы на любой высоте, что позволяет в большинстве случаев более компактно разместить насос в действующих цехах. Поверхностные конденсаторы рассчитывают по обычным методам, принятым для этих аппаратов.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Важными эксплуатационными показателями, по которым оценивают работу парозежекторного насоса, являются расходы пара (в кг/ч) и воды (в м³/ч) на 1 кг откачиваемого воздуха. В табл. 9 приведены данные, характеризующие изменение расходов рабочего пара и охлаждающей воды в зависимости от давления всасывания насоса.

Таблица 9
Расходы пара и воды на 1 кг откачиваемого воздуха [21]

Показатели	Значения показателей при давлении всасывания насоса в мм рт. ст.					
	1	2	3	5	10	30
Расход пара в кг	38	29	25	21	19,0	13
	24	19	17	14	12,5	10
Расход воды в м ³	1,7	1,2	0,95	0,65	0,55	0,30
	1,0	0,75	0,63	0,45	0,37	0,21

Примечание. Данные приведены для температуры воды 20° С и абсолютных давлений рабочего пара 3 кгс/см² (числитель) и 6 кгс/см² (знаменатель).

Как видно из табл. 9 и графиков (рис. 55, 56), необходимые расходы пара и воды сильно возрастают с уменьшением давления всасывания. Зависимость расхода пара и воды от темпера-

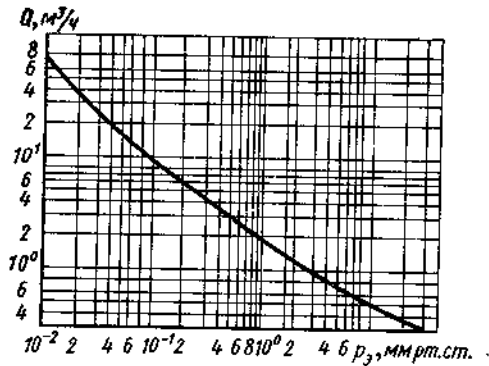


Рис. 56. Зависимость [26] расхода охлаждающей воды на 1 кг/ч откачиваемого сухого воздуха в многоступенчатом парожекторном насосе от давления всасывания в расчетной точке (температура воды 30° С)

туры воды особенно сильно сказывается при работе насоса с давлением ниже 1 мм рт.ст. (рис. 57). Расход пара на ступень зависит и от давления рабочего пара, уменьшаясь с его возрастанием (рис. 58). Однако преимущества большего давления теряются при работе ступеней с низким давлением всасывания, так как в этом случае могут получиться практически неприемлемые размеры сопел.

Характеристика парожекторного насоса в значительной степени зависит от состава откачиваемой парогазовой смеси.

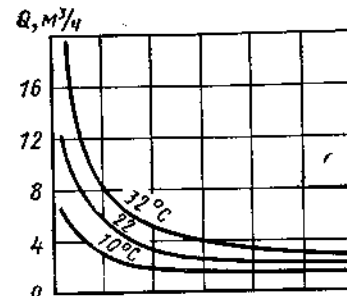


Рис. 57. Зависимость расхода воды Q и пара G на 1 кг/ч откачиваемого сухого воздуха от давления всасывания пятиступенчатого насоса при различных температурах воды [26]

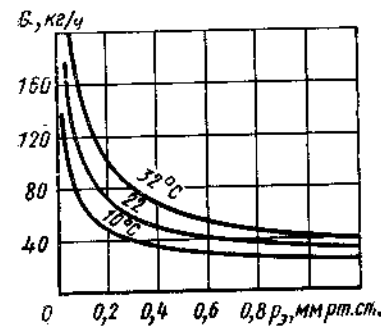
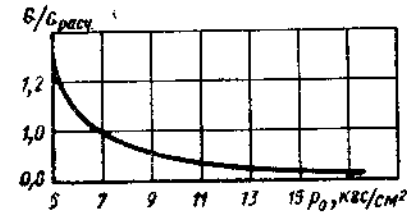


Рис. 58. Зависимость [26] расхода пара на одноступенчатый эжектор от давления пара (расчетное давление $p_0 = 7$ кгс/см²)



На рис. 59 приводится характеристика насоса при работе на паровоздушной смеси. Рабочий участок характеристики, корот-

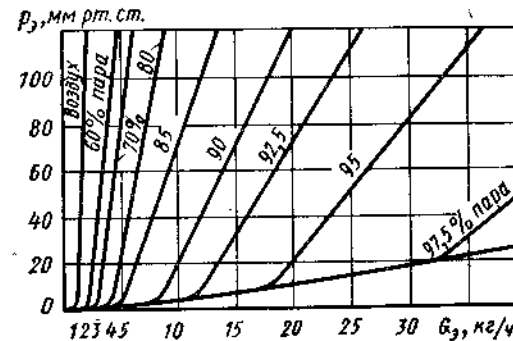


Рис. 59. Характеристики парожекторного насоса при работе на паровоздушной смеси [21]

кий в случае откачки воздуха, значительно удлиняется с ростом содержания пара в смеси. Предельная производительность при работе насоса на чистом паре в десятки раз превышает предель-

ную производительность при работе на воздухе. Угол наклона перегрузочных участков характеристики также изменяется.

Существенное влияние на работу парозежекторного насоса оказывают температура откачиваемого газа и противодавление насоса. Сравнительно небольшое увеличение противодавления (рис. 60) приводит к резкому возрастанию давления всасывания насоса. С повышением температуры газа производительность

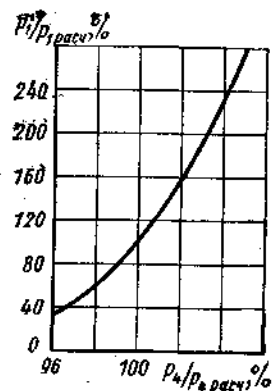


Рис. 60. Зависимость давления всасывания парозежекторного насоса от противодавления в процентах от расчетных значений [26]

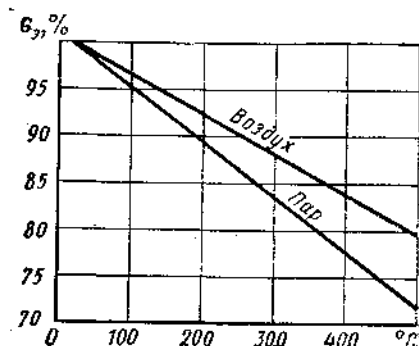


Рис. 61. Зависимость производительности парозежекторного насоса (в процентах от производительности при 20°С) от температуры эжектируемого воздуха и водяного пара [20]

насоса уменьшается. Уменьшение производительности составляет приблизительно 5% на каждые 100°С повышения температуры по сравнению с величиной производительности при 20°С (рис. 61).

При проектировании многоступенчатых парозежекторных насосов работа всех ступеней в расчетной точке должна быть полностью согласована, т.е. давление всасывания последующей ступени не должно превышать противодавление предыдущей ступени. Характерным размером ступени насоса является диаметр всасывающего трубопровода (патрубка камеры разрежения), который определяют из условия допустимых скоростей в линии всасывания. С понижением давления всасывания ступени расход пара на 1 кг откачиваемого газа уменьшается. Поэтому для ступеней с низким давлением всасывания может быть достигнуто такое положение, когда расчетное критическое сечение сопла становится настолько малым, что нормальная работа ступени вследствие роста потерь на трение и сильного влияния пограничного слоя в сопле практически невозможна. По этой причине существуют минимально допустимые размеры ступеней при давлениях всасывания ниже 1 мм рт.ст. (рис. 62). Опреде-

ленный по графику минимально допустимый диаметр всасывающего патрубка камеры разрежения в полной мере характеризует минимальные размеры сопла и диффузора, так как диаметр всасывающего патрубка зависит от количества эжектируемого газа и, следовательно, устанавливает предельно возможный при данном давлении всасывания коэффициент эжекции (расход рабочего пара). Применение ступеней с минимальными или близкими к ним размерами существенно снижает к.п.д. ступени, а значит и коэффициент эжекции.

Максимально допустимые размеры ступеней парозежекторного насоса не установлены в достаточной степени. Ступени с диаметром цилиндрического участка диффузора больше 250 мм применять не рекомендуется [21].

Для ряда практических расчетов степень сжатия ступени парозежекторного насоса при давлениях всасывания и сжатия сухого воздуха в диапазоне от 5 мм рт.ст. до атмосферного можно определять по приближенным формулам Блэтчли [29]:

$$\begin{aligned}
 q_r &= 1,6 & p_4 &= 1,45 p_1^{0,955}; \\
 q_r &= 1,0 & p_4 &= 3,7 p_1^{0,897}; \\
 q_r &= 0,8 & p_4 &= 5,0 p_1^{0,870}; \\
 q_r &= 0,5 & p_4 &= 10,1 p_1^{0,803}; \\
 q_r &= 0,4 & p_4 &= 13,87 p_1^{0,771}.
 \end{aligned} \tag{137}$$

Формулы (137) получены при абсолютном давлении рабочего пара 8 кгс/см².

В химической промышленности применяют четырех- и пятиступенчатые парозежекторные насосы. Промышленностью выпускаются насосы пяти типоразмеров (табл. 10).

Как видно из табл. 10, максимальная производительность насосов невелика. Самый крупный из них способен удалять 20 кг/ч сухого воздуха. Для удаления больших количеств газа можно использовать парозежекторные насосы, разработанные в Гипронефтемаше (табл. 11).

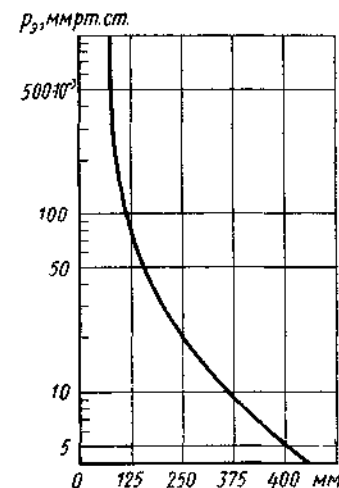


Рис. 62. График для определения минимального диаметра всасывающего патрубка высоковакуумных парозежекторных установок [29] по давлению всасывания

Таблица 10

Технические характеристики парожеткорных вакуум-насосов, применяемых в химической промышленности [3]

Показатель	Значения показателя для насоса марки				
	ВН-1	ВН-2,5	ВН-5	ВН-10	ВН-20
Производительность по сухому воздуху в кг/ч	1,0	2,5	5,0	10	20
Рабочее давление в мм рт. ст.	1	1	10	10	10
Число ступеней	5	5	4	4	4
Давление рабочего пара (избыточное) в кгс/см ²	6	5	5	5	2,5
Расход сухого насыщенного пара в кг/ч	35	90	70	140	200
Габаритные размеры в мм:					
длина	1300	1175	820	994	1723
ширина	750	700	548	752	1000
высота	1250	2700	2230	2589	2350
Масса в кг	225	465	293	310	1058

Таблица 11

Технические характеристики парожеткорных вакуум-насосов, разработанных в Гипронефтемаше [3]

Показатель	Значения показателя для насоса марки						
	ЭП 12×3	ЭПН 12×3	ЭП 11×5	ЭПН 11×10	ЭП 15×95	ЭПН 21×95	ЭПМ 55×175
Число ступеней	5	5	4	3	2	2	3
Количество откачиваемых паров в кг/ч:							
неконденсирующихся	10	10	10	10	10	10	43
конденсирующихся	2	2	1	1	5	11	12
Рабочее давление в мм рт. ст.	3	3	5	10	95	95	175
Противодавление (абсолютное) в кгс/см ²	1,05	1,2	1,05	1,2	1,05	1,2	1,3
Давление рабочего пара (избыточное) в кгс/см ²	10	10	10	10	10	10	10
Расход рабочего пара в кг/ч	250	260	180	140	70	105	205
Температура охлаждающей воды в °С	25	25	25	25	25	25	28
Расход воды в м ³ /ч	25	25	20	11	4	6	6
Масса	1940	1940	1320	990	380	380	670

Продолжение табл. 11

Показатель	Значения показателя для насоса марки						
	ЧЭ 65×6	ЭПМ 70×30	ЭП 80×10	ЗЭ 200×40	ЗЭ 400×40	ЗЭ 640×40	ЗЭ 1000×40
Число ступеней	4	3	3	3	3	3	3
Количество откачиваемых паров в кг/ч:							
неконденсирующихся	65	45	36	125	250	400	600
конденсирующихся	—	25	44	75	150	240	400
Рабочее давление в мм рт. ст.	5	30	10	44	40	40	40
Противодавление (абсолютное) в кгс/см ²	1,05	1,05	1,05	1,2	1,2	1,2	1,05
Давление рабочего пара (избыточное) в кгс/см ²	10	10	10	10	10	10	11
Расход рабочего пара в кг/ч	740	430	630	900	1800	3000	4000
Температура охлаждающей воды в °С	27	28	32	25	25	25	25
Расход воды в м ³ /ч	65	12	42	40	80	125	150
Масса	2260	750	1800	1400	2300	3200	4300

Примечание. Вакуум-насосы ЭПМ55×175, ЗЭ200×40, ЗЭ400×40, ЗЭ640×40, и ЗЭ1000×40 снабжают смешивающими конденсаторами, остальные типы вакуум-насосов, указанных в таблице, — поверхностными конденсаторами.

РАСЧЕТ ЭЖЕКТОРА

Требуется рассчитать и сконструировать первую ступень четырехступенчатой парожеткорной установки.

Исходные данные для расчета:

количество ступеней $z=4$; давление всасывания насоса $p_0=0,5$ мм рт. ст.; давление (абсолютное) на выходе из четвертой ступени $p_4^{IV}=1,01$ кгс/см²; степень сжатия установки $\epsilon = p_4^{IV}/p_0=1485$; средняя степень сжатия, приходящаяся на одну ступень, $\epsilon_{cp}^{ст} = \sqrt[4]{1485}=6,21$; температура охлаждающей

воды на входе в конденсаторы $t_k=5^\circ\text{C}$; давление (абсолютное) в первом барометрическом конденсаторе $p_k=0,03$ кгс/см²; степени сжатия: первой и второй ступени $\epsilon^{I, II} = p_k/p_0=44,2$, третьей и четвертой ступени $\epsilon^{III, IV} = p_4^{IV}/p_k=33,8$, первой ступени (принимают) $\epsilon^I=8$, второй ступени $\epsilon^{II}=44,2:8=5,52$, третьей ступени (принимают) $\epsilon^{III}=5,9$, четвертой ступени $\epsilon^{IV}=33,8:5,9=5,73$; температура эжектируемого воздуха $t_0=30^\circ\text{C}$; производительность по сухому воздуху $G_T=21$ кг/ч; параметры рабочего пара: $p_0=10$ кгс/см², $t_0=220^\circ\text{C}$, $i_0=686,5$ ккал/кг, $s_0=1,624$ ккал/(кг·°C), $v_0=0,221$ м³/кг.

Расчет сопла. Так как энтропия $s_1^{ад}=s_0=1,624$ ккал/(кг·°C) меньше энтропии $s_1=2,389$ ккал/(кг·°C) на верхней пограничной кривой (см. рис. 21, точка 1'), то пар в конце сопла будет льдыстым. Параметры пара в конце сопла при адиабатическом расширении найдем по формулам (80) и (79),

подставив значения $s_1' = 2,389$ ккал/(кг·°C), $s_1'' = -0,3387$ ккал/(кг·°C), $r_1 = 677,22$ ккал/кг и $i_1' = 91,89$ ккал/кг при давлении $p_1 = 6,8$ кгс/см²; температура пара при этом давлении $t_1 = 24,3^\circ$ C.

$$x_1^{ад} = \frac{s_1^{ад} - s_1'}{s_1'' - s_1'} = \frac{1,624 - (-0,3387)}{2,389 - (-0,3387)} = 0,718;$$

$$i_1^{ад} = -91,89 + 677,22 \cdot 0,718 = 390,6 \text{ ккал/кг.}$$

Действительную скорость истечения пара из сопла при $\varphi_1 = 0,95$ определим по формуле (78):

$$\omega_1 = 91,5 \varphi_1 \sqrt{i_0 - i_1^{ад}} = 91,5 \cdot 0,95 \sqrt{686,5 - 390,6} = 1495 \text{ м/с.}$$

Потери тепла в сопле [см. уравнение (81)]

$$h_c = (1 - 0,95^2) (686,5 - 390,6) = 29,6 \text{ ккал/кг.}$$

Энтальпию пара в конце сопла с учетом потерь рассчитаем по формуле (82):

$$i_1 = 390,6 + 29,6 = 420,2 \text{ ккал/кг.}$$

Степень льдистости пара в конце действительного расширения [см. выражение (83)]

$$x_1 = \frac{420,2 - (-91,89)}{677,22} = 0,756.$$

Удельный объем насыщенного пара

$$v_1 = \frac{R_n T_1}{p_1} = \frac{47 \cdot 248,7}{6,8} = 1717 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

где $R_n = 47$ кгс·м/(кг·°C) — газовая постоянная водяного пара; $T_1 = 273 + t_1$.

Удельный объем льдистого пара на выходе из сопла определим по уравнению (85):

$$v_1 = 0,756 \cdot 1717 = 1297 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Динамический напор эжектирующей струи [см. выражение (86)]

$$H_1 = \frac{1495^2}{19,62 \cdot 1297} = 88 \text{ кгс/м}^2.$$

Определение основного геометрического параметра ступени. Для определения основного геометрического параметра первой ступени зададимся тремя значениями (верхние индексы) коэффициентов эжекции: $q_3^I = 0,2$; $q_3^{II} = 0,4$; $q_3^{III} = 0,6$.

Принимая во внимание, что для первой ступени $G_n = 0$, а значит и $q_n = 0$, получим $q_r^I = 0,2$; $q_r^{II} = 0,4$; $q_r^{III} = 0,6$.

¹ Здесь и далее в расчете параметры пара на линии насыщения взяты не из табл. 3, а из работы [18].

Для принятых значений коэффициента эжекции по уравнению (95) находим показатель адиабаты паровоздушной смеси в конце цилиндрического участка диффузора

$$k_3 = \frac{1}{1 - A \frac{q_r R_r + R_n}{c_{pr} q_r + c_{pn}}} = \frac{1}{1 - \frac{q_r 29,27 + 47}{427 (0,24 q_r + 0,45)}},$$

где $R_r = 29,27$ кгс·м/(кг·°C) — газовая постоянная воздуха;
 $c_{pr} = 0,24$ ккал/(кг·°C) — удельная теплоемкость воздуха при постоянном давлении;
 $c_{pn} = 0,45$ ккал/(кг·°C) — удельная теплоемкость водяного пара при постоянном давлении;

$A = 1/427$ ккал/(кгс·м) — тепловой эквивалент работы.

Подставив в полученное выражение значения коэффициентов эжекции q_r для трех ступеней, получим: $k_3^I = 1,331$; $k_3^{II} = 1,336$; $k_3^{III} = 1,341$.

Давление p_3 смеси в конце цилиндрического участка находим по формуле (99), причем принимаем значения $\varphi = 0,8$, $M_3 = 0,9$ (см. табл. 6); подставляя в формулу найденные величины k_3 , получаем $p_3^I = 38,01$ кгс/м²; $p_3^{II} = 37,96$ кгс/м²; $p_3^{III} = 37,92$ кгс/м².

Парциальное давление пара в конце цилиндрического участка диффузора находим по выражению (101) при $q_n = 0$:

$$p_{3-n} = \frac{p_3}{1 + \frac{R_r q_r}{R_n}} = \frac{p_3}{1 + 0,622 q_r}.$$

Для выбранных коэффициентов эжекции получаем $p_{3-n}^I = 33,8$ кгс/м²; $p_{3-n}^{II} = 30,4$ кгс/м²; $p_{3-n}^{III} = 27,6$ кгс/м².

Температуру смеси в конце цилиндрического участка диффузора определим из уравнения (103) при $q_n = 0$:

$$i_0 + q_r c_{pr} t_3 - q_r c_{pr} t_3 - i_3 - A \frac{k_3 M_3^2}{2} (R_n + q_r R_r) (273 + t_3) = 0.$$

Расчетные формулы (95), (99), (101) и (103) выведены в предположении, что пар в конце цилиндрического участка находится в перегретом состоянии. Для подтверждения правильности этого предположения достаточно проверить неравенство (105) для наибольшего из заданных коэффициентов эжекции, т. е. для $q_r^{III} = 0,6$. По данным работ [18], при парциальном давлении пара $p_{3-n}^{III} = 27,6$ кгс/м² находим $i_3'' = 593$ ккал/кг, $t_3^{нас} = -9,62^\circ$ C. Тогда

$$\begin{aligned} B_3^{нас} &= q_r c_{pr} t_3^{нас} + i_3'' + A \frac{k_3^{III} M_3^2}{2} (R_n + q_r R_r) (273 + t_3^{нас}) = \\ &= 0,6 \cdot 0,24 (-9,62) + 593 + \frac{1,341 \cdot 0,9^2}{2 \cdot 427} (47 + 29,27 \cdot 0,6) (273 - 9,62) = \\ &= 613,3 \text{ ккал/кг;} \end{aligned}$$

$$B_0 = i_0 + q_r c_{pr} t_3 = 686,5 + 0,6 \cdot 0,24 \cdot 30 = 690,8 \text{ ккал/кг.}$$

Так как $B_0 > B_3^{нас}$, то пар в сечении III—III при любом из заданных коэффициентов эжекции будет находиться в перегретом состоянии.

При значении коэффициента эжекции $q_r^I = 0,2$ уравнение (103) имеет вид

$$686,5 + 0,2 \cdot 0,24 \cdot 30 - 0,2 \cdot 0,24 t_3^I - i_3^I - \frac{1,331 \cdot 0,9^2}{2 \cdot 427} (47,0 + 29,27 \cdot 0,2) \times \\ \times (273 + t_3^I) = 0.$$

Пропуская преобразования, получим

$$669,7 - 0,1147 t_3^I - i_3^I = 0.$$

Это уравнение решаем методом последовательного приближения. Подбираем такое значение температуры t_3^I и энтальпии i_3^I , при которых уравнение превращается в тождество.

Зависимость энтальпии перегретого пара от температуры можно выразить формулой

$$i_3 = i_3^* + c_{pm} (t_3 - t_3^{\text{нас}}),$$

где c_{pm} — средняя удельная теплоемкость перегретого пара при изменении температуры от $t_3^{\text{нас}}$ до t_3 .

Энтальпия сухого насыщенного пара i_3^* и температура насыщения $t_3^{\text{нас}}$ зависят от давления p_3 — п. При $p_3 - \text{п} = 33,8$ кгс/м² находим $t_3^{\text{нас}} = -7,46^\circ \text{C}$, $i_3^* = 594$ ккал/кг. Пусть $t_3^I = 100^\circ \text{C}$ и $c_{pm} = 0,446$ ккал/(кг $\cdot^\circ\text{C}$), тогда

$$i_3^I = 594 + 0,446 [100 - (-7,46)] = 642,2 \text{ ккал/кг}.$$

Подставив значения температуры t_3^I и энтальпии i_3^I в уравнение теплового баланса, получим

$$669,4 - 0,1147 \cdot 100 - 642,2 = 669,7 - 653,7 > 0.$$

Пусть $t_3^I = 140^\circ \text{C}$, $c_{pm} = 0,448$ ккал/(кг $\cdot^\circ\text{C}$), тогда

$$i_3^I = 594 + 0,448 [140 - (-7,46)] = 660,1 \text{ ккал/кг};$$

$$669,7 - 0,1147 \cdot 140 - 660,1 = 669,7 - 676,2 < 0.$$

Пусть $t_3^I = 129^\circ \text{C}$, $c_{pm} = 0,447$ ккал/(кг $\cdot^\circ\text{C}$), тогда

$$i_3^I = 594 + 0,447 [129 - (-7,46)] = 655,0 \text{ ккал/кг};$$

$$669,7 - 0,1147 \cdot 129 - 655,0 = 669,7 - 663,8 \approx 0.$$

Таким образом, уравнению (103) при коэффициенте эжекции $q_r^I = 0,2$ удовлетворяет температура $t_3^I = 129^\circ \text{C}$ и энтальпия $i_3^I = 655$ ккал/кг.

Для коэффициента эжекции $q_r^{II} = 0,4$ уравнение (103) примет вид

$$669,1 - 0,1703 t_3^{II} - i_3^{II} = 0.$$

Решая его разобранном способом, получим $t_3^{II} = 116^\circ \text{C}$, $i_3^{II} = 649,2$ ккал/кг.

Для коэффициента эжекции $q_r^{III} = 0,6$ находим

$$668,4 - 0,2261 t_3^{III} - i_3^{III} = 0 \text{ и } t_3^{III} = 106^\circ \text{C}, i_3^{III} = 644,6 \text{ ккал/кг},$$

Газовая постоянная смеси [см. уравнение (91)] при $q_n = 0$

$$R_{см} = \frac{R_n + q_r R_r}{1 + q_r} = \frac{47 + 29,27 q_r}{1 + q_r}.$$

Подставляя сюда значения q_r , получим $R_{см}^I = 44,04$ кгс $\cdot\text{м}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$, $R_{см}^{II} = 41,93$ кгс $\cdot\text{м}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$, $R_{см}^{III} = 40,35$ кгс $\cdot\text{м}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$.

Местная скорость звука при параметрах состояния смеси в сечении III—III [см. выражение (92)]

$$a_3 = \sqrt{9,81 k_3 R_{см} (273 + t_3)}.$$

откуда $a_3^I = 481$ м/с, $a_3^{II} = 463$ м/с, $a_3^{III} = 448$ м/с.

Скорость паровоздушной смеси определим по уравнению (68):

$$w_3 = 0,9 a_3,$$

откуда $w_3^I = 433$ м/с, $w_3^{II} = 417$ м/с, $w_3^{III} = 403$ м/с.

Удельный объем смеси [см. формулу (90)]

$$v_3^I = \frac{R_{см}^I T_3^I}{p_3^I} = \frac{44,04 \cdot 402}{38,01} = 466 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$v_3^{II} = 430 \text{ м}^3/\text{кг} \text{ и } v_3^{III} = 403 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Зная параметры состояния смеси в сечении III—III, по уравнению (89) определяем величину

$$m^I = (1 + q_r^I) \frac{v_3^I w_1}{v_1 w_3^I} = (1 + 0,2) \frac{466 \cdot 1495}{1297 \cdot 433} = 1,485;$$

аналогично $m^{II} = 1,663$, $m^{III} = 1,843$.

По формуле (104) рассчитываем давление смеси

$$p_3^I = p_1 + \frac{2 H_1 \left[\delta_3 - (1 + q_r^I) \frac{w_3^I}{w_1} \right]}{m^I} = \\ = 6,8 + \frac{2 \cdot 88 \left[0,73 - (1 + 0,2) \frac{433}{1495} \right]}{1,485} = 52,19 \text{ кгс/м}^2;$$

аналогично $p_3^{II} = 42,78$ кгс/м²; $p_3^{III} = 35,35$ кгс/м².

Для определения действительного коэффициента эжекции, удовлетворяющего всем расчетным уравнениям, строим зависимость давления p_3 от коэффициента эжекции $q_r = G_r/G_1$ (рис. 63); на графике находим точку А с ординатой 38 кгс/м², которая соответствует действительному давлению смеси в сечении III—III, определенному по уравнению (99). Абсцисса этой точки дает искомый коэффициент эжекции $q_r = 0,525$, для которого и проводим окончательное определение основного геометрического размера.

По формулам (95), (99) и (101) определяем $k_3 = 1,340$, $p_3 = 37,93$ кгс/м², $p_3 - \text{п} = 28,6$ кгс/м².

Уравнение (103) записываем в виде

$$668,7 - 0,2052 t_3 - i_3 = 0,$$

откуда $t_3 = 109^\circ \text{C}$, $i_3 = 649,9$ ккал/кг.

Газовую постоянную смеси, удельный объем, местную скорость звука и скорость смеси рассчитываем по формулам соответственно (91), (90), (92) и (68): $R_{см} = 40,9 \text{ кгс} \cdot \text{м} / (\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$, $v_3 = 412 \text{ м}^3/\text{кг}$, $a_3 = 449 \text{ м/с}$, $w_3 = 404 \text{ м/с}$.

Величину $m = F_3/F_1^p$ определим по уравнению (89):

$$m = (1 + 0,525) \frac{412 \cdot 1495}{1297 \cdot 404} = 1,79.$$

Из уравнения импульсов сил (104) находим давление смеси в сечении III—III:

$$p_3 = 6,8 + \frac{2 \cdot 88 \left[0,73 - (1 + 0,525) \frac{404}{1495} \right]}{1,79} = 38,04 \text{ кгс/м}^2.$$

Полученная из уравнения импульсов сил величина $p_3 = 38,04 \text{ кгс/м}^2$ незначительно отличается от необходимого давления смеси $p_3 = 37,93 \text{ кгс/м}^2$, оп-

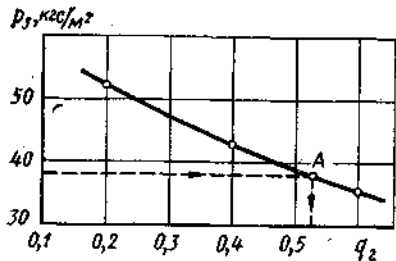


Рис. 63. Зависимость давления p_3 в конце цилиндрического участка диффузора первой ступени от коэффициента эжекции q_2

ределенного из выражения (99). Этот факт указывает на увязку результатов расчета по основным уравнениям.

Расход рабочего пара в первой ступени

$$G_1 = G_T/q_T = 21/0,525 = 40 \text{ кг/ч}.$$

Расчетная площадь выходного сечения сопла

$$F_1^p = \frac{G_1 v_1}{3600 w_1} = \frac{40 \cdot 1297 \cdot 10^6}{3600 \cdot 1495} = 0,963 \cdot 10^4 \text{ мм}^2.$$

Площадь сечения и диаметр цилиндрического участка

$$F_3 = m F_1^p = 1,79 \cdot 0,963 \cdot 10^4 = 1,725 \cdot 10^4 \text{ мм}^2, D_3 = 148 \text{ мм}.$$

Конструктивное выполнение проточной части. Площадь и диаметр критического сечения сопла [см. формулу (88)]

$$F_{кр} = \frac{40 \cdot 10^6}{2,03 \cdot 3600 \sqrt{\frac{10 \cdot 10^4}{0,221}}} = 8,13 \text{ мм}^2, D_{кр} = 3,2 \text{ мм}.$$

Для учета влияния пограничного слоя увеличим площадь критического сечения на 30%. В этом случае $D_{кр} = 3,7 \text{ мм}$.

Действительная площадь выходного сечения сопла в соответствии с уравнением (87):

$$F_1 = 0,4 \cdot 0,963 \cdot 10^4 = 0,386 \cdot 10^4 \text{ мм}^2 \text{ и } D = 70 \text{ мм}.$$

Степень расширения сопла Φ находим по графику (см. рис. 37).

Диаметр паропровода D_n принимаем равным 16 мм. Скорость при этом составляет 12,2 м/с. Диаметр сопла D' (см. рис. 28) принимаем равным диаметру присоединенного паропровода D_n . Длина сужающейся части сопла при $\alpha' = 30^\circ$

$$l'_c = \frac{D' - D_{кр}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha'}{2}} = \frac{16 - 3,7}{2 \cdot 0,268} = 23 \text{ мм}.$$

Длину критического сечения $l_{кр}$ после окончательной обработки сопла принимаем равной 3 мм. Длина расширяющейся части сопла при $\alpha = 30^\circ$

$$l_c = \frac{D_1 - D_{кр}}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{70 - 3,7}{2 \cdot 0,268} = 124 \text{ мм}.$$

Размер l выбираем после определения осевых размеров при компоновке сопла с камерой разрежения.

Выбираем тип камеры разрежения (см. рис. 28, а). Диаметр всасывающего трубопровода определяем из условия, что скорость эжектируемого воздуха в нем $w_2 = 50 \text{ м/с}$, а

$$v_2 = \frac{R_2 T_2}{p_1} = \frac{29,27 (273 + 30)}{6,8} = 1304 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$F_{тр} = \frac{G_T v_2}{3600 w_2} = \frac{21 \cdot 1304 \cdot 10^6}{3600 \cdot 50} = 0,152 \cdot 10^6 \text{ мм}^2, D_{тр} = 440 \text{ мм}.$$

Диаметр камеры разрежения принимаем (см. табл. 6 и рис. 28) равным диаметру всасывающего трубопровода $D_2 = D_{тр} = 440 \text{ мм}$, а входной диаметр камеры смещения $D'_k = D_2$. Тогда $D_k = 0,9 D'_k = 0,9 \cdot 440 = 396 \text{ мм}$; $R = 0,3 D_k = 0,3 \cdot 396 = 119 \text{ мм}$; $l_k = 0,25 D_k = 0,25 \cdot 396 = 99 \text{ мм}$. Площадь кольцевого сечения F между диаметрами $D_k = 396 \text{ мм}$ и $D'_1 = 1,03 D_1 + 1 = 1,03 \cdot 70 + 1 = 73 \text{ мм}$.

$$F = 0,785 [D_k^2 - (D'_1)^2] = 0,785 (396^2 - 73^2) = 0,119 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха в кольцевом сечении

$$w_F = \frac{G_T v_2}{3600 F} = \frac{21 \cdot 1304}{3600 \cdot 0,119} = 63,8 \text{ м/с}.$$

Длина сужающейся части диффузора при $\alpha_1 = 13^\circ$ (см. рис. 19)

$$l_k = \frac{D_k - D_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_1}{2}} = \frac{396 - 148}{2 \cdot 0,114} = 1087 \text{ мм}.$$

При конструировании расширяющейся части диффузора зададимся углом $\alpha_2 = 9^\circ$ и отношением площадей $s = F_4/F_3 = 4$. Коэффициент восстановления давления ϕ (см. табл. I) равен 0,8256. Диаметр выходного сечения диффузора

$$D_4 = D_3 \sqrt{s} = 148 \sqrt{4} = 296 \text{ мм}.$$

Длина расширяющейся части диффузора

$$l_3 = \frac{D_4 - D_3}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha_2}{2}} = \frac{296 - 148}{2 \cdot 0,0787} = 940 \text{ мм}.$$

Расстояние от сопла до начала цилиндрического участка принимаем равным $8D_3$, т. е. $l_1 = 8 \cdot 148 = 1184$ мм, а длину цилиндрического участка — $l_2 = 1,5D_3 = 222$ мм. Положение сопла относительно диффузора определяется величиной $l' = l_1 - l_2 = 1184 - 1087 = 97$ мм.

Скорость выхода паровоздушной смеси из диффузора ступени можно найти, если будут известны параметры состояния смеси в сечении IV—IV. Параметры состояния смеси в конце диффузора найдем из уравнения теплового баланса, составленного для сечений I—I и IV—IV:

$$i_0 + q_T c_{pT} t_2 - q_T c_{pT} t_4 - i_4 - (1 + q_T) A \frac{w_4^2}{2g} = 0.$$

Для решения этого уравнения рассмотренным методом выразим скорость смеси w_4 через температуру t_4 :

$$w_4 = \frac{w_3 R_{см} (273 + t_4)}{s p_4 v_3}.$$

В этой формуле известны все величины, кроме температуры t_4 :

$$w_4 = \frac{404,40,9 (273 + t_4)}{4,54,4,412} = 0,1843 (273 + t_4).$$

Парциальное давление пара в сечении IV—IV

$$p_{4-п} = \frac{p_4}{1 + 0,622 q_T} = \frac{54,4}{1 + 0,622 \cdot 0,525} = 41 \text{ кгс/м}^2.$$

При $p_{4-п} = 41$ кгс/м² находим $i_4^* = 595,1$ ккал/кг и $t_4^{\text{нас}} = -5^\circ \text{C}$. Преобразуем последний член уравнения теплового баланса

$$(1 + q_T) A \frac{w_4^2}{2g} = (1 + 0,525) \frac{[0,1843 (273 + t_4)]^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} = \frac{(273 + t_4)^2}{161600}.$$

После подстановки в уравнение теплового баланса получим

$$690,3 - 0,126 t_4 - i_4 - \frac{(273 + t_4)^2}{161600} = 0;$$

здесь

$$i_4 = i_4^* + c_{pm} (t_4 - t_4^{\text{нас}}) = 525,1 + 0,45 (t_4 + 5).$$

Решая балансовое уравнение, получим $t_4 = 159^\circ \text{C}$; $i_4 = 668,9$ ккал/кг.

Подставим найденные значения t_4 и i_4 в исходное уравнение

$$690,3 - 20,07 - 668,9 - 1,15 \approx 0.$$

Последний член балансового уравнения, составленного для сечений эжектора I—I и IV—IV, очень мал. Этот факт позволяет для большей части практических расчетов записывать балансовое уравнение без учета последнего члена.

Скорость паровоздушной смеси на выходе из диффузора

$$w_4 = 0,1843 (273 + 159) = 79,7 \text{ м/с}.$$

Схема четырехступенчатого парозэжекторного насоса, рассчитанного по разработанной методике, приведена на рис. 64. Насос состоит из четырех последовательно соединенных ступеней 1, 2, 6, 10, к которым от общего паропровода диаметром 100 мм

подведен пар давлением (абсолютным) 10 кгс/м² и температурой 220°C .

Отработавший в ступенях насоса пар конденсируется в водоструйных конденсаторах, состоящих из водяных камер 3, 7 и труб 4, 8, и частично в воздухоотделителях 5, 9.

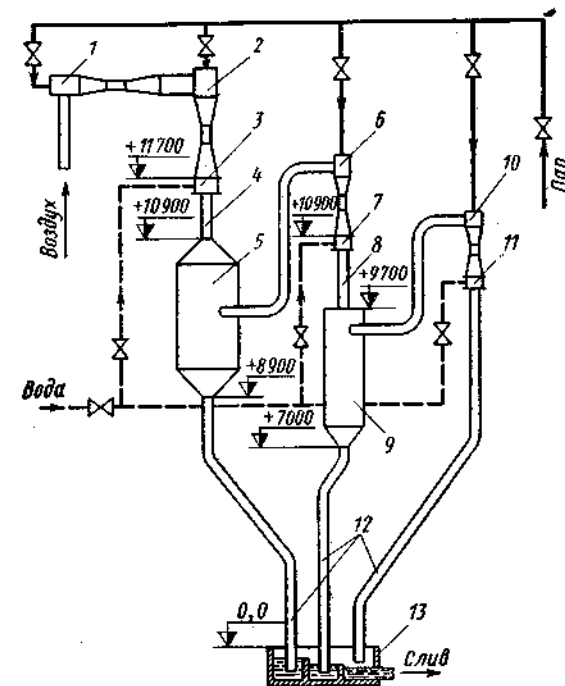


Рис. 64. Схема четырехступенчатого парозэжекторного насоса:

1, 2, 6, 10 — соответственно первая, вторая, третья, четвертая ступени насоса; 3, 7, 11 — водяные камеры соответственно первой, третьей и четвертой ступени; 4 — труба (диаметр 200 мм); 5, 9 — воздухоотделители соответственно второй и третьей ступени; 8 — труба (диаметр 100 мм); 12 — сливные трубы; 13 — гидрозатвор

Водоструйные конденсаторы третьей и четвертой ступеней выполнены по схеме, показанной на рис. 52. Водоструйный конденсатор второй ступени (см. рис. 64) имеет аналогичную конструкцию; отличие состоит в том, что водяная камера 3 имеет 40 отверстий, а внутренний диаметр трубы 4 — 200 мм. Принятая схема компоновки насоса позволяет сконденсировать основную часть пара в трубах 4, 8 до входа в воздухоотделители 5, 9. Кроме того, процесс струйной конденсации сопровождается эжекционным эффектом, что, в свою очередь, благоприятно сказывается на работе насоса.

Характеристика экспериментального насоса — зависимость давления всасывания первой ступени от расхода воздуха — имеет точку перегиба (рис. 65), которая делит кривую на ветвь *a* (рабочий участок характеристики) и ветвь *b* (перегрузочный участок). Давление всасывания насоса измеряли манометром

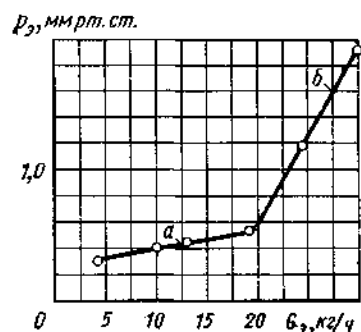


Рис. 65. Характеристика четырех-ступенчатого насоса

Мак-Леода, который был приспособлен для работы с воздухом, содержащим легко конденсирующиеся пары. Результаты испытания дали хорошее совпадение с расчетными данными. Расхождение порядка 6% по производительности и вакууму объясняется тем, что при малых расходах пара в первой ступени на участке от общего паропровода до сопла первой ступени температура пара значительно снижалась (приблизительно на 20—25° С по сравнению с расчетной).

Таблица 12
Энергетическая характеристика парожеткорных насосов

Показатель	Значения показателя для	
	экспериментального насоса	насоса фирмы Эллит
Рабочее давление в мм рт. ст.	0,54	0,60
Количество откачиваемого газа в кг/ч	19,8	106
Давление рабочего пара (абсолютное) в кгс/см ²	10	9,8
Расход рабочего пара в кг/ч	583	3500*
Температура охлаждающей воды перед насосом в °С	3	30
Расход охлаждающей воды в м ³ /ч	17,1	180
Расход рабочего пара на 1 кг газа в кг	29,5	33,0
Расход воды на 1 кг газа в м ³	0,87	1,70

* С учетом количества пара (886 кг/ч), направляемого в эксгаустер.

Примечание. Оба насоса — четырехступенчатые.

В качестве критерия для экономической оценки сравниваемых типов насосов может быть принят суммарный расход пара на 1 кг откачиваемого газа. Как видно из табл. 12, экспериментальный насос имеет характеристику, сопоставимую с характеристиками аналогичных установок, работающих в сталеплавильной промышленности за рубежом.

РАСЧЕТ ЭЖЕКТОРА ПРИ БОЛЬШИХ КОЭФФИЦИЕНТАХ ЭЖЕКЦИИ

Расчетные формулы, выведенные во второй главе, справедливы для случая, когда пар в сечении III—III находится в перегретом состоянии. Для многоступенчатой парожеткорной установки это условие, как показывает расчет по уравнению энергетического (теплого) баланса, выполняется, так как отдельные ступени работают со степенями сжатия больше 2 или, что аналогично, с умеренными и малыми коэффициентами эжекции. Однако для промышленных установок (пневмотранспорт, вентиляция и т. д.) часто требуется рассчитать аппарат с малой степенью сжатия и большим коэффициентом эжекции. В этом случае может оказаться, что пар в конце цилиндрического участка диффузора находится во влажном состоянии.

Влажный пар представляет собой двухфазную жидкость, состоящую из сухого насыщенного пара и частичек влаги, равномерно распределенных в паре. Влажный пар характеризуют степенью сухости

$$x = \frac{G_{\text{п}}}{G_{\text{п}} + G_{\text{в}}} \quad (138)$$

где $G_{\text{п}}$ и $G_{\text{в}}$ — количество соответственно паровой и жидкой фазы.

Свойства влажного пара гораздо сложнее свойств перегретого пара, для которого две из переменных p , v , t однозначно определяют третью по уравнению состояния $pv = RT$. Для влажного пара эта зависимость нарушается, так как давлению p соответствует вполне определенная температура насыщения $t_{\text{нас}}$, а удельный объем v_x может иметь при этом любое значение от v'' до v' в зависимости от степени сухости x .

Энтальпия влажного пара

$$i_x = i' + rx \quad (139)$$

Учитывая формулу (139), уравнение сохранения энергии в тепловой форме для сечений I—I и III—III запишем так:

$$i_0 + q_{\text{r}} c_{\text{p}} t_2 + q_{\text{n}} i_{\text{n}} = (1 + q_{\text{n}}) (i_3' + r_3 x_3) + q_{\text{r}} c_{\text{p}} t_3^{\text{нас}} + (1 + q_{\text{n}} + q_{\text{r}}) A \frac{w_3^2}{2g} \quad (140)$$

Давление p_3 смеси в конце цилиндрического участка диффузора можно найти по уравнению (99), в котором величину k_3 , как и выше, определяем по формуле (93). В последней удельную теплоемкость смеси и газовую постоянную найдем из выражений

$$c_{pсм} = \frac{(1 + q_n) x_3 c_{pг} + q_r c_{pг}}{(1 + q_n) x_3 + q_r}; \quad (141)$$

$$R_{см} = \frac{(1 + q_n) x_3 R_{г} + q_r R_{г}}{(1 + q_n) x_3 + q_r}. \quad (142)$$

Подставляя эти значения в уравнение (93), получим

$$k_3 = \frac{1}{1 - A \frac{q_r R_{г} + (1 + q_n) x_3 R_{г}}{q_r c_{pг} + (1 + q_n) x_3 c_{pг}}}. \quad (143)$$

Парциальное давление пара в сечении III—III находим из условия

$$p_{3-п} V = (G_1 + G_n) x_3 R_{г} T_3;$$

$$p_3 V = [(G_1 + G_n) x_3 + G_r] R_{см} T_3.$$

Тогда

$$\frac{p_{3-п}}{p_3} = \frac{(1 + q_n) x_3 R_{г}}{[(1 + q_n) x_3 + q_r] R_{см}}. \quad (144)$$

Подставляя в формулу (144) выражение (142) для $R_{см}$, находим

$$p_{3-п} = \frac{p_3}{1 + \frac{q_r R_{г}}{(1 + q_n) x_3 R_{г}}}. \quad (145)$$

Скорость w_3 смеси определяем по формуле (68) через число Маха M_3 и местную скорость звука

$$a_3 = \sqrt{k_3 g R_{см} T_3^{нас}}. \quad (146)$$

Преобразуем последний член правой части уравнения (140), воспользовавшись формулами (142), (68), (146), тогда уравнение (140) примет вид

$$i_0 + q_r c_{pг} t_3 + q_n i_n = (1 + q_n) (i_3' + r_3 x_3) + q_r c_{pг} t_3^{нас} +$$

$$+ (1 + q_n + q_r) \frac{A k_3 M_3^2}{2} \frac{[R_{г} x_3 (1 + q_n) + q_r R_{г}]}{(1 + q_n) x_3 + q_r} (273 + t_3^{нас}). \quad (147)$$

Величину m определяем из уравнения

$$m = [(1 + q_n) x_3 + q_r] \frac{w_1 v_3}{w_3 v_1}, \quad (148)$$

где

$$v_3 = \frac{R_{см} T_3^{нас}}{p_3}, \quad (149)$$

а w_1 и v_1 находим при расчете сопла.

Из уравнения импульсов сил (75) находим, что

$$p_3 = p_1 + \frac{2H_1 \left\{ \delta_3 - [(1 + q_n) x_3 + q_r] \frac{w_3}{w_1} \right\}}{m}. \quad (150)$$

Обозначим левую часть уравнения (147) через B_0 , т. е.

$$B_0 = i_0 + q_r c_{pг} t_3 + q_n i_n, \quad (151)$$

правую через $B_3^{нас}$, т. е.

$$B_3^{нас} = (1 + q_n) (i_3' + r_3 x_3) + q_r c_{pг} t_3^{нас} + (1 + q_n + q_r) \times$$

$$\times A \frac{k_3 M_3^2}{2} \frac{[R_{г} x_3 (1 + q_n) + q_r R_{г}]}{(1 + q_n) x_3 + q_r} (273 + t_3^{нас}). \quad (152)$$

Тогда неравенство

$$B_0 < B_3^{нас} \quad (153)$$

при $x_3=1$ будет означать, что пар в сечении III—III влажный.

Из уравнения (147) следует, что наименьшему коэффициенту эжекции соответствует наиболее высокая температура смеси. Поэтому неравенство (153) достаточно проверить для наименьшего из заданных коэффициентов эжекции. Если

$$B_0 > B_3^{нас} \quad (154)$$

для наибольшего из заданных коэффициентов эжекции, то пар в конце цилиндрического участка перегретый.

Основной геометрический размер определяем в следующем порядке. Задаемся несколькими значениями коэффициента эжекции. Величины $R_{см}$, k_3 и $p_{3-п}$, рассчитываемые по уравнениям (142), (143) и (145), в отличие от аналогичных величин для перегретого пара, являются функцией степени сухости пара x_3 . Поэтому для каждого из заданных коэффициентов эжекции q_3 принимаем несколько значений степени сухости x_3 . По формулам (143), (99) и (145) находим показатель адиабаты k_3 , давление смеси p_3 и парциальное давление пара $p_{3-п}$ для одного из заданных коэффициентов эжекции q_3 . По формуле (152) определяем несколько значений величины $B_3^{нас}$ для каждого из заданных значений x_3 . Строим график функции $B_3^{нас} = f(x_3)$ и по нему находим значение x_3 при условии $B_0 = B_3^{нас}$. Это значение степени сухости пара и будет искомым для заданного коэф-

коэффициента эжекции. Таким же образом определяем параметры состояния пара i_3 , $t_3^{\text{нас}}$ и x_3 для остальных коэффициентов эжекции.

Далее проводим расчет так же, как и для случая с перегретым паром. Определяем по формуле (148) величину m , а из уравнения импульсов сил (150) — давление p_3 . Строим график $p_3 = f(g_3)$. Искомый коэффициент эжекции находим по этому графику при условии, что значения p_3 , рассчитанные по уравнениям (150) и (99), равны.

Пример. Требуется рассчитать и сконструировать пароструйный эжектор для откачки воздуха при следующих условиях: количество эжектируемого воздуха $G_v = 2000$ кг/ч, температура эжектируемого воздуха $t_a = 20^\circ \text{C}$, сопротивление системы $\Delta p = 230$ мм рт. ст., барометрическое давление $p_b = 745$ мм рт. ст., противодавление (абсолютное) $p_4 = 1,05$ кгс/см². Параметры пара перед соплом: $p_0 = 8$ кгс/см², $t_0 = 170^\circ \text{C}$, $i_0 = 661,5$ ккал/кг, $s_0 = 1,592$ ккал/(кг $\cdot^\circ\text{C}$), $v_0 = 0,245$ м³/кг.

Абсолютное давление в камере разрежения эжектора

$$p_1 = \frac{p_b - \Delta p}{735,6} = \frac{745 - 230}{735,6} = 0,7 \text{ кгс/см}^2.$$

Степень сжатия эжектора

$$\epsilon = p_4/p_1 = 1,05/0,7 = 1,5.$$

Расчет сопла. Так как $s_1^{\text{ад}} = 1,592$ ккал/(кг $\cdot^\circ\text{C}$) меньше значения $s_1'' = 1,788$ ккал/(кг $\cdot^\circ\text{C}$), взятого при давлении насыщения (абсолютном) $p_1 = 0,7$ кгс/см², то пар в конце сопла будет влажным. Параметры пара в конце сопла при адиабатическом расширении рассчитываем по формулам (80) и (79), в которых $s_1 = 0,283$ ккал/(кг $\cdot^\circ\text{C}$), $r_1 = 545,6$ ккал/кг, $i_1' = 89,5$ ккал/кг находим из термодинамических таблиц [5] при абсолютном давлении $p_1 = 0,7$ кгс/см²:

$$x_1^{\text{ад}} = \frac{1,592 - 0,283}{1,788 - 0,283} = 0,869;$$

$$i_1^{\text{ад}} = 89,5 + 545,6 \cdot 0,869 = 564,5 \text{ ккал/кг}.$$

Действительная скорость истечения [см. уравнение (78)] при $\varphi_1 = 0,97$

$$w_1 = 91,5 \cdot 0,97 \sqrt{661,5 - 564,5} = 875 \text{ м/с}.$$

Потери энергии в сопле рассчитываем по формуле (81):

$$h_c = (1 - 0,97^2) (661,5 - 564,5) = 5,8 \text{ ккал/кг}.$$

Энтальпия пара [см. выражение (82)]

$$i_1 = 564,5 + 5,8 = 570,3 \text{ ккал/кг}.$$

Степень сухости пара [см. формулу (83)]

$$x_1 = \frac{570,3 - 89,5}{545,6} = 0,88.$$

Удельный объем определяем по уравнению (85):

$$v_1 = 0,88 \cdot 2,41 = 2,12 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Динамический напор эжектирующей струи [см. выражение (86)]

$$H_1 = \frac{875^2}{19,62 \cdot 2,12} = 18350 \text{ кгс/м}^2.$$

Определение основного геометрического параметра. Основным геометрическим параметром эжектора, работающего со степенью сжатия $2 > \epsilon > 1,5$, следует определять при значении безразмерной скорости $M_3 = 0,8 \div 0,7$. Если $\epsilon \leq 1,5$, то $M_3 = 0,6$. Коэффициент δ_3 при $\epsilon < 3$ изменяется в пределах $0,78 - 0,82$.

Зададимся следующими значениями коэффициентов эжекции $q_r^I = 0,8$; $q_r^{II} = 1,0$; $q_r^{III} = 1,2$; $q_r^{IV} = 1,4$; $q_r^V = 1,6$.

Количество вносимого в эжектор тепла в соответствии с выражением (151) при работе с наименьшим коэффициентом эжекции

$$B_0 = 661,5 + 0,8 \cdot 0,24 \cdot 20 = 665,3 \text{ ккал/кг}.$$

Показатель адиабаты смеси найдем по формуле (143) при условии, что пар в сечении III—III сухой насыщенный:

$$k_3 = \frac{1}{1 - \frac{0,8 \cdot 29,27 + 47}{427(0,8 \cdot 0,24 + 0,48)}} = 1,325.$$

Давление смеси (абсолютное) в конце цилиндрического участка диффузора [см. формулу (99)] при $M_3 = 0,6$

$$p_3 = \frac{1,05}{1 + \frac{0,8 \cdot 1,325 \cdot 5 \cdot 0,6^2}{2}} = 0,88 \text{ кгс/см}^2.$$

Парциальное давление пара (абсолютное) рассчитаем по уравнению (145) при $x_3 = 1$:

$$p_{3-p} = \frac{0,881}{1 + 0,622 \cdot 0,8} = 0,588 \text{ кгс/см}^2.$$

Из термодинамических таблиц находим, что этому значению p_{3-p} соответствуют параметры $t_3^{\text{нас}} = 84,9^\circ \text{C}$ и $i_3^{\text{нас}} = 633,3$ ккал/кг. Количество тепла, вносимого из сечения III—III при $x_3 = 1$ [см. выражение (152)]:

$$B_3^{\text{нас}} = 633,3 + 0,8 \cdot 0,24 \cdot 84,9 + \frac{1,325 \cdot 0,6^2}{2 \cdot 427} (47 + 29,27 \cdot 0,8) (273 + 84,9) = 663,7 \text{ ккал/кг}.$$

Так как $B_0 > B_3^{\text{нас}}$, то пар в конце цилиндрического участка диффузора при $q_r^I = 0,8$ будет находиться в перегретом состоянии. Проведя аналогичные расчеты для остальных значений коэффициента эжекции (табл. 13), видим, что при $q_r \geq 1,0$ пар в сечении III—III влажный.

Параметры состояния смеси в сечении III—III определим из уравнения теплового баланса. Для перегретого пара ($q_r^I = 0,8$) методика определения i_3 и x_3 аналогична рассмотренной. Параметры состояния смеси при влажном паре определим следующим образом. Задаемся несколькими значениями степени сухости пара x_3 , например, 0,8; 0,9 и 1,0.

Для каждого из принятых выше коэффициентов эжекции определим по три значения показателя адиабаты k_3 , давления смеси p_3 и парциального

Таблица 13
Результаты определения состояния пара в сечении III—III при различных значениях коэффициента эжекции

Параметры	Значения параметров при q_r				
	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Количество тепла, поступившего в эжектор, B_0 в ккал/кг	665,3	666,3	667,3	668,2	669,2
Показатель адиабаты смеси k_3	1,325	1,330	1,332	1,338	1,340
Парциальное давление пара (абсолютное) в смеси $p_{3-п}$ в кгс/см ²	0,588	0,542	0,507	0,471	0,441
Температура насыщения пара $t_3^{нас}$ в °C	84,9	82,9	81,2	79,4	77,8
Энтальпия сухого насыщенного пара i_3'' в ккал/кг	633,3	632,4	631,7	631,0	630,4
Количество тепла, выносимого из сечения, $B_3^{нас}$ в ккал/кг	663,7	667,4	671,6	675,1	678,9
Состояние пара с смеси	Перегретый	Влажный	Влажный	Влажный	Влажный

Примечание. Абсолютное давление смеси при всех значениях коэффициента эжекции $p_a=0,88$ кгс/см².

Данные к расчету степени сухости при

Параметр	Значения параметров при				
	$q_r^I = 0,8$	$q_r^{II} = 1,0$			
		0,8	0,9	1,0	0,997
Количество тепла, поступившего в эжектор, B_0 в ккал/кг	665,3	666,3	666,3	666,3	666,3
Показатель адиабаты смеси k_3	1,325	1,334	1,332	1,329	1,330
Парциальное давление пара (абсолютное) в смеси $p_{3-п}$ в кгс/см ²	0,588	0,495	0,520	0,542	0,540
Температура насыщения пара t_3 в °C	87	80,6	81,8	82,9	82,8
Энтальпия воды при температуре кипения i_3' в ккал/кг	—	80,6	81,8	82,9	82,8
Скрытая теплота парообразования i_3 в ккал/кг	—	550,9	550,1	549,5	549,6
Энтальпия пара i_3 в ккал/кг	634,3	521,6	576,8	632,4	630,8
Количество тепла, выносимого из сечения III—III, $B_3^{нас}$ в ккал/кг	665,2	555,7	611,4	667,4	666,0

Примечание. Абсолютное давление смеси $p_a=0,88$ кгс/см².

давления $p_{3-п}$ по уравнениям соответственно (143), (99) и (145). Находим три значения $B_3^{нас}$ по формуле (152) и строим график зависимости $B_3^{нас} = f(x_3)$, на котором находим точку с ординатой $B_3^{нас} = B_0$ (рис. 66). Абсцисса этой точки соответствует искомому значению x_3 , которое в соответствии с температурой t_3 определяет состояние пара и смеси в сечении III—III. Результаты расчетов сведены в табл. 14.

Зная параметры состояния пара и смеси в двух основных сечениях для выбранных коэффициентов эжекции, определяем газовую постоянную $R_{см}$, местную скорость звука a_3 , скорость смеси w_3 , удельный объем v_3 и основной геометрический размер m по уравнениям соответственно (142), (146), (68), (149) и (148). Принимая коэффициент $\delta_3=0,82$, находим из уравнения импульсов сил (150) пять значений давления смеси p_3 . Значение p_3 при коэффициенте эжекции $q_r^I=1,0$ незначительно отличается от необходимого давления смеси p_3 (табл. 15), найденного по формуле (99), и поэтому в дальнейшем уточнении нет необходимости.

Расход рабочего пара на эжектор

$$G_1 = G_r/q_r = 2000/1,0 = 2000 \text{ кг/ч.}$$

Расчетная площадь выходного сечения сопла

$$F_1^p = \frac{2000 \cdot 2,12}{3600 \cdot 875} \cdot 10^6 = 1,34 \cdot 10^3 \text{ мм}^2.$$

Площадь сечения и диаметр цилиндрического участка диффузора при $m=5,01$

$$F_2 = mF_1^p = 5,01 \cdot 1,34 \cdot 10^3 = 6,71 \cdot 10^3 \text{ мм}^2; D_2 = 92,5 \text{ мм.}$$

Таблица 14

пяти значениях коэффициента эжекции

коэффициенте эжекции q_r и степени сухости x_3

$q_r^{III} = 1,2$				$q_r^{IV} = 1,4$				$q_r^V = 1,6$			
0,8	0,9	1,0	0,992	0,8	0,9	1,0	0,987	0,8	0,9	1,0	0,982
667,3				668,2				669,2			
1,338	1,335	1,332	1,332	1,341	1,340	1,338	1,338	1,344	1,342	1,340	1,340
0,456	0,481	0,507	0,502	0,421	0,448	0,471	0,467	0,393	0,418	0,441	0,437
78,6	79,9	81,2	81,0	76,6	78,2	79,4	79,1	75,0	76,5	77,8	77,5
78,6	79,9	81,2	81,0	76,6	78,2	79,4	79,1	75,0	76,5	77,8	77,5
552,1	551,3	550,5	550,6	553,3	552,4	551,6	551,8	554,3	553,5	552,6	552,8
520,6	575,9	631,6	628,0	519,6	575,2	631,0	624,1	519,0	574,5	630,4	620,5
559,1	615,0	671,6	667,6	562,2	618,7	675,1	668,1	565,8	622,2	678,9	668,9

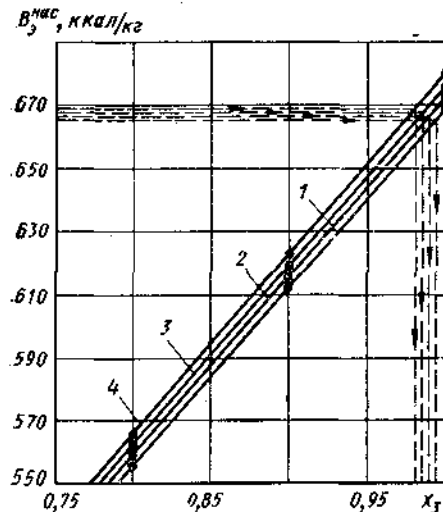
Таблица 15

Данные к расчету коэффициента эжекции

Параметр	Значения параметров при q_r				
	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Степень сухости пара x_3	—	0,997	0,992	0,987	0,982
Показатель адиабаты смеси k_3	1,325	1,330	1,332	1,338	1,340
Температура смеси t_3 в °C	87,0	82,8	81,0	79,1	77,5
Абсолютная температура T в °K	360,0	355,8	354,0	352,1	350,5
Газовая постоянная $R_{см}$ в кгс·м/(кг·°C)	39,2	38,0	37,3	36,6	36,0
Местная скорость звука a_3 в м/с	428	420	415	411	407
Скорость смеси w_3 в м/с	257	252	249	247	244
Удельный объем v_3 в м³/кг	1,60	1,53	1,50	1,46	1,43
$m = F_3/F_1$	4,63	5,01	5,45	5,84	6,26
Давление смеси p_3 (абсолютное), рассчитанное по уравнению импульсов сил в кгс/см²	0,931	0,879	0,832	0,791	0,759

Примечание. Абсолютное давление смеси $p_3=0,88$ кгс/см².

Конструктивное выполнение проточной части эжектора. Площадь критического сопла [см. формулу (88)]

Рис. 66. Зависимость величины $B_3^{\text{нас}}$ от степени сухости пара x_3 :
1 — при $q_r^{\text{IV}}=1,0$; 2 — при $q_r^{\text{IV}}=1,2$; 3 — при $q_r^{\text{IV}}=1,4$; 4 — при $q_r^{\text{IV}}=1,6$

$$F_{кр} = \frac{2000 \cdot 10^6}{2,03 \sqrt{\frac{8 \cdot 10^4}{0,245}}} = 478 \text{ мм}^2; D_{кр} = 24,7 \text{ мм}.$$

Действительную площадь выходного сечения сопла находим по уравнению (87):

$$F_1 = 0,7 \cdot 1,34 \cdot 10^3 = 937 \text{ мм}^2; D_1 = 34,6 \text{ мм}.$$

Площадь сечения паропровода при скорости пара 30 м/с

$$F_{п} = \frac{2000 \cdot 0,245 \cdot 10^6}{3600 \cdot 30} = 4530 \text{ мм}^2; D_{п} = 76 \text{ мм}.$$

Диаметр сопла D' принимаем равным диаметру паропровода $D_{п}$. Длина сужающейся части сопла при $\alpha'=40^\circ$

$$l'_c = \frac{76 - 24,7}{2,0,364} = 70,5 \text{ мм}.$$

Длину $l_{кр}$ после окончательной обработки сопла принимают равной 12 мм. Длина расширяющейся части при $\alpha=12^\circ$

$$l_c = \frac{34,6 - 24,7}{2,0,105} = 47,1 \text{ мм}.$$

Длину l выбираем по конструктивным соображениям при компоновке сопла с камерой разрежения после определения осевых размеров.Диаметр всасывающего трубопровода определяем из условия, что скорость воздуха в нем $w_2=50$ м/с и

$$v_2 = \frac{29,27 \cdot 293}{7000} = 1,22 \text{ м}^3/\text{кг};$$

$$F_{тр} = \frac{2000 \cdot 1,22 \cdot 10^6}{3600 \cdot 50} = 1,35 \cdot 10^4 \text{ мм}^2; D_{тр} = 131 \text{ мм}.$$

Выбираем тип камеры разрежения, показанной на рис. 28, б. Диаметр камеры разрежения D_2 принимаем равным $D_{тр}$, а входной диаметр камеры смешения $D_k=D_2$. В этом случае $D_k=0,9$ $D'_k=0,9 \cdot 131=118$ мм; $R=0,3$ $D_k=0,3 \cdot 118=35$ мм, $l'_k=0,25$ $D_k=0,25 \cdot 118=29$ мм. Длина сужающейся части при $\alpha_1=4^\circ 50'$

$$l_k = \frac{118 - 92,5}{2,0,0422} = 302 \text{ мм}.$$

Площадь кольцевого сечения между диаметрами $D_k=118$ мм и $D'_k=36,6$ мм

$$F = 0,785 (118^2 - 36,6^2) = 9,86 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха в кольцевом сечении F

$$w_F = \frac{2000 \cdot 1,22}{3600 \cdot 9,86} 10^3 = 69 \text{ м/с}.$$

Для расширяющейся части диффузора примем угол $\alpha_2=9^\circ$ и отношение площадей $s=4$. Коэффициент восстановления давления в диффузоре φ (см. табл. 1) равен 0,8256. Диаметр входного сечения диффузора

$$D_4 = D_3 \sqrt{s} = 92,5 \sqrt{4} = 185 \text{ мм}.$$

Длина расширяющейся части диффузора

$$l_3 = \frac{185 - 92,5}{2,0,0787} = 587 \text{ мм}.$$

Расстояние $l_1=5,9$ D_3 определяем из номограммы (см. рис. 30) при условии, что $E=11,4$ и $\varepsilon=1,5$. Длину цилиндрического участка l_2 принимаем равной $2D_3$. Суммарное расстояние

$$l_1 + l_2 = 546 + 185 = 731 \text{ мм}.$$

Положение сопла относительно диффузора определяется расстоянием

$$l' = l_1 - l_k = 546 - 302 = 244 \text{ мм}.$$

Проточная часть эжектора, сконструированного по рассчитанным размерам, показана на рис. 67.

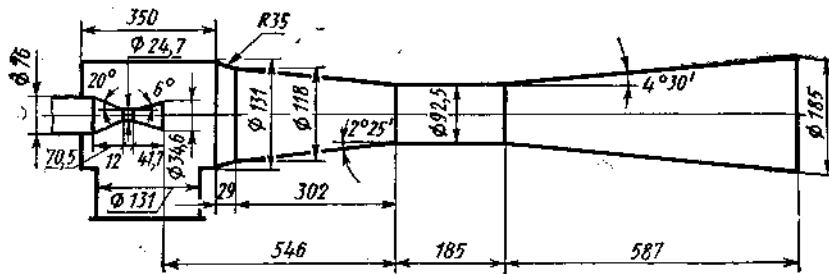


Рис. 67. Проточная часть рассчитанного эжектора

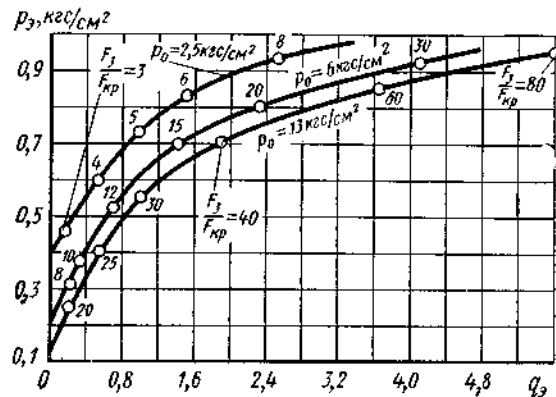
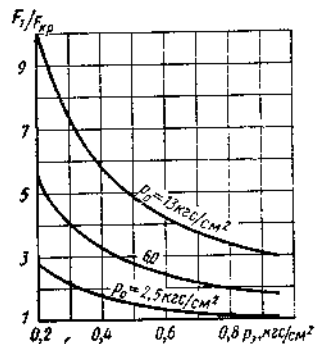


Рис. 68. Зависимость давления всасывания p_s от коэффициента эжекции g_s , давления перед соплом p_0 и отношения $F_1/F_{кр}$ для пароструйных эжекторов, работающих с противодавлением 1 кгс/см² [9]

Пароструйные эжекторы, удаляющие насыщенную паровоздушную смесь при абсолютном давлении всасывания от 0,2 до 0,9 кгс/см², можно рассчитывать по методике, изложенной в работе [9]. Теоретические зависимости (рис. 68, 69) получены



для эжекторов, работающих при расходе воздуха в отсасываемой смеси от 0,5 до 100 кг/ч. Температура удаляемой паровоздушной смеси на 0,05—1°С ниже температуры насыщения при давлении всасывания. По графику, приведенному на рис. 68, устанавливают достижимый коэффициент эжекции

Рис. 69. Зависимость геометрического параметра сопла $F_1/F_{кр}$ от давления всасывания p_s и давления перед соплом p_0 [9]

при заданном давлении всасывания и значении геометрического параметра $F_3/F_{кр}$, обеспечивающего реализацию найденного коэффициента эжекции. Зависимость отношения площадей выходного и критического сечений сопла $F_1/F_{кр}$ от давления всасывания p_s определяют по кривым, приведенным на рис. 69. Проточную часть конструируют в соответствии с методикой, изложенной в работе [23].

Пример. Требуется рассчитать пароструйный эжектор, удаляющий паровоздушную смесь при температуре 89°С и абсолютном давлении $p_s = 0,7$ кгс/см² ($t_{нас} = 89,45^\circ\text{C}$). Расчетное противодействие эжектора (абсолютное) 1 кгс/см². Расход откачиваемой смеси $G_s = 300$ кг/ч. Рабочий пар — сухой насыщенный; параметры пара: $p_0 = 6$ кгс/см², $t_0 = 158^\circ\text{C}$, $v_0 = 0,32$ м³/кг.

Количество пара в 1 кг смеси

$$d = \frac{0,622 \frac{p_n}{p_s - p_n}}{1 + 0,622 \frac{p_n}{p_s - p_n}} = \frac{0,622 \frac{0,688}{0,7 - 0,688}}{1 + 0,622 \frac{0,688}{0,7 - 0,688}} = 0,973 \text{ кг.}$$

где $p_n = 0,688$ кгс/см² — парциальное давление пара (абсолютное) при температуре эжектируемой смеси 89°С.

Содержание воздуха в удаляемой смеси

$$G_r = (1 - d) G_s = (1 - 0,973) 300 = 8,1 \text{ кг/ч.}$$

Из графика (см. рис. 68) по заданному давлению всасывания $p_s = 0,7$ кгс/см² и абсолютному давлению рабочего пара $p_0 = 6$ кгс/см² определяем достижимый коэффициент эжекции $g_s = 1,4$ и значение геометрического параметра $F_1/F_{кр} = 15$. По другому графику (см. рис. 69) находим геометрический параметр сопла $F_1/F_{кр} = 2,15$.

Расход рабочего пара

$$G_1 = G_s / g_s = 300 / 1,4 = 214 \text{ кг/ч.}$$

Площадь критического сечения сопла [9]

$$F_{кр} = \frac{G_1 \cdot 10^6}{199 \cdot 3600} \sqrt{\frac{v_0}{p_0}} = \frac{214 \cdot 10^6}{199 \cdot 3600} \sqrt{\frac{0,32}{6}} = 69,1 \text{ мм}^2; D_{кр} = 9,4 \text{ мм.}$$

Диаметр выходного сечения сопла

$$D_1 = D_{кр} \sqrt{\frac{F_1}{F_{кр}}} = 9,4 \sqrt{2,15} = 13,8 \text{ мм.}$$

Диаметр цилиндрического участка диффузора

$$D_2 = D_{кр} \sqrt{\frac{F_3}{F_{кр}}} = 9,4 \sqrt{15} = 36,4 \text{ мм.}$$

Конструктивные размеры проточной части эжектора следует определять на основании рекомендаций, изложенных в работе [23].

Глава IV. РАСЧЕТ ВАКУУМНОЙ СИСТЕМЫ С ПАРОЭЖЕКТОРНЫМИ НАСОСАМИ И ИЗМЕРЕНИЕ ВАКУУМА

РЕЖИМЫ ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В ВАКУУМ-ПРОВОДАХ

При течении газа через вакуум-провод на его концах устанавливается разность давлений $p_v - p_a$, обусловленная сопротивлением трубопровода. Разность давлений, отнесенную к количеству протекающего газа

$$z = \frac{p_v - p_a}{G}, \quad (155)$$

называют сопротивлением вакуум-провода, а обратную величину — проводимостью или пропускной способностью

$$U = \frac{G}{p_v - p_a}, \quad (156)$$

где p_v — давление на выходе из откачиваемого объема;
 p_a — давление газа при входе в насос.

Если производительность G измеряется в л·мкм рт.ст./с или л·мм рт.ст./с, а давление — соответственно в мкм рт.ст. или в мм рт.ст., то проводимость трубопровода — в л/с.

Уравнение неразрывности $G = \text{const}$ для двух сечений трубопровода можно записать в следующем виде:

$$N_k p_v = U (p_v - p_a) = N_n p_a, \quad (157)$$

где N_k и N_n — скорость откачки камеры и насоса.

Решим уравнение (157) относительно N_k :

$$N_k = \frac{UN_n}{U + N_n}. \quad (158)$$

Из этого выражения видно, что скорость откачки камеры меньше скорости откачки насоса вследствие сопротивления соединительного трубопровода.

Различают последовательное и параллельное соединение подводящих коммуникаций. Общее сопротивление последовательно соединенных трубопроводов (например, разного диаметра)

$$z_{\text{сум}} = \frac{p_{v1} - p_{a1}}{G}.$$

Сопротивление отдельных участков трубопровода

$$z_1 = \frac{p_{v1} - p_{a1}}{G}; \quad z_2 = \frac{p_{v2} - p_{a2}}{G}; \quad \dots; \quad z_n = \frac{p_{vn} - p_{an}}{G},$$

следовательно,

$$z_{\text{сум}} = z_1 + z_2 + \dots + z_n = \sum_{i=1}^{i=n} z_i. \quad (159)$$

Суммарная проводимость

$$\frac{1}{U_{\text{сум}}} = \sum_{i=1}^{i=n} \frac{1}{U_i}. \quad (160)$$

При параллельном соединении трубопроводов общее сопротивление системы

$$z_{\text{сум}} = \frac{p_v - p_a}{G_{\text{сум}}},$$

где

$$G_{\text{сум}} = G_1 + G_2 + \dots + G_n.$$

Сопротивление отдельных трубопроводов

$$z_1 = \frac{p_v - p_a}{G_1}; \quad z_2 = \frac{p_v - p_a}{G_2}; \quad \dots; \quad z_n = \frac{p_v - p_a}{G_n};$$

отсюда

$$\frac{1}{z_{\text{сум}}} = \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} + \dots + \frac{1}{z_n} = \frac{1}{z_i}. \quad (161)$$

Суммарная проводимость

$$U_{\text{сум}} = \sum_{i=1}^{i=n} U_i. \quad (162)$$

Сопротивление элементов вакуумной системы зависит от режима течения газа. В вакуумной технике обычно рассматривают несколько режимов течения: турбулентный, ламинарно-вязкостный, молекулярно-вязкостный и молекулярный. Первые два режима хорошо известны и подробно рассмотрены в гидродинамике. Молекулярно-вязкостный режим характеризуется меньшим влиянием внутреннего трения газа на характер течения и возникновением теплового движения отдельных молекул. По своему характеру молекулярно-вязкостный режим является промежу-

точным между ламинарно-вязкостным и молекулярным режимами течения. Молекулярный режим в отличие от молекулярно-вязкостного характеризуется хаотическим движением не комплексов молекул, а отдельных молекул.

Как известно, переход от турбулентного режима к ламинарному определяется критерием Рейнольдса. При $Re > 2200$ поток турбулентный, а при $Re < 1200$ — ламинарный. В интервале чисел $1200 < Re < 2200$ находится переходная область. Критерий Рейнольдса может быть выражен через производительность и диаметр трубопровода. В этом случае условия возникновения двух различных режимов течения воздуха при $20^\circ C$ можно записать следующим образом [26]:

турбулентный режим

$$G > 2 \cdot 10^5 d, \quad (163)$$

ламинарно-вязкостный режим

$$G > 2 \cdot 10^5 d,$$

где G — производительность, равная произведению объемного расхода на давление, в л·мкм рт. ст./с;

d — диаметр трубопровода в см.

Если переход от турбулентного режима к ламинарно-вязкостному характеризуется соотношением между диаметром d и производительностью G , то переход от ламинарно-вязкостного режима к молекулярно-вязкостному и молекулярному характеризуется соотношением между диаметром и средним давлением \bar{p} .

Для воздуха при $20^\circ C$ [26]:

ламинарно-вязкостный режим

$$\bar{p}d \geq 500;$$

молекулярно-вязкостный режим

$$15 < \bar{p}d < 500; \quad (164)$$

молекулярный режим

$$\bar{p}d \leq 15,$$

где p — в мкм рт. ст.,

d — в см.

Изучение работы парожеткорных насосов показало, что при давлении всасывания до 10^{-3} мм рт. ст. может возникать турбулентный или ламинарно-вязкостный режим. Турбулентный режим возможен при больших производительностях. Так, при расходе воздуха $G = 500$ кг/ч и давлении 0,1 мм рт. ст. для возникновения турбулентного режима необходимо, чтобы диаметр трубопровода $d < 4380$ мм, а при $G = 100$ кг/ч — $d < 875$ мм.

Соотношения (163), (164) для круглых трубопроводов выполняются с точностью до 10%.

ПРОПУСКНАЯ СПОСОБНОСТЬ ВАКУУМ-ПРОВОДОВ

Проводимость круглого вакуум-провода при турбулентном режиме определяют из предположения об изотермичности процесса по уравнениям для сжимаемой жидкости. При $2200 < Re < 200\,000$ можно с достаточной степенью точности использовать закономерность, экспериментально установленную Блазиусом и подтвержденную опытами Никурадзе:

$$G = \frac{10r^{1/2} (p_v^2 - p_3^2)^{1/2}}{\mu^{1/2} \rho^{3/2} l^{1/2}}. \quad (165)$$

Переходя к пропускной способности, получаем

$$U = \frac{10r^{1/2}}{\mu^{1/2} \rho^{3/2} l^{1/2}} \frac{(p_v - p_3)^{1/2}}{(p_v - p_3)^{3/2}}. \quad (166)$$

О наличии турбулентного режима можно судить по следующим соотношениям:

$$p_3 > 1565 \frac{\mu}{r \sqrt{\rho k}}; \quad (167)$$

$$\frac{p_k}{p_3} < \sqrt{1 + \frac{kl}{83,9r}}. \quad (168)$$

В формулах (165) — (168) размерности всех величин в системе CGS: G — производительность в $\text{см}^3 \cdot \text{бар}/\text{с}$; U — проводимость в $\text{см}^3/\text{с}$; μ — динамическая вязкость в пз; ρ — плотность (при давлении 1 бар = $7,5 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст. и температура откачиваемого газа) в $\text{г}/\text{см}^3$; r и l — радиус и длина трубопровода в см; p_v и p_3 — давление в бар; k — показатель адиабаты.

Неравенства (167) и (168) показывают, что падение давления в трубопроводе не должно быть большим, чтобы не создавались большие скорости газа; в то же время давление не должно быть слишком низким, так как тогда течение газа не примет турбулентной формы. Скорость газа на всей длине трубопровода не должна превышать 0,6—0,7 скорости звука.

Для воздуха при $20^\circ C$ плотность $\rho = 1,276 \cdot 10^{-9}$ $\text{г}/\text{см}^3$ и $\mu = 1,81 \cdot 10^{-4}$ пз. Тогда

$$U = 228 \frac{r^{1/2} (p_v - p_3)^{1/2}}{l^{1/2} (p_v - p_3)^{3/2}}, \quad (169)$$

где

U — в л/с;

r и l — в см;

p_v и p_3 — в мкм рт. ст.

Количество газа, протекающего через трубопровод в ламинарном режиме, определяется как силами трения, так и силами инерции, развивающимися при ускорении частиц вследствие рас-

ширения газа. Для расчета проводимости круглого трубопровода в ламинарно-вязкостном режиме О. Е. Майер вывел уравнение

$$U = \frac{\pi d^4}{128 \mu l} \frac{p_v + p_a}{2}; \quad (170)$$

здесь d — диаметр трубопровода в см; остальные величины имеют те же размерности, что и в формулах (165) — (168).

Для воздуха при 20°С формулу (170) можно записать так:

$$U = 0,182 \frac{d^4}{l} \bar{p}, \quad (171)$$

где $\bar{p} = \frac{p_v + p_a}{2}$ — среднее давление в трубопроводе в мм рт. ст.

l и d — длина и диаметр трубопровода в см;

U — в л.с.

Из выражений (170) и (171) следует, что пропускная способность круглого трубопровода в ламинарно-вязкостном режиме пропорциональна четвертой степени диаметра и зависит от среднего давления в трубопроводе.

РАСЧЕТ ВАКУУМНОЙ СИСТЕМЫ С ПАРЭЖЕКТОРНЫМИ НАСОСАМИ

Вакуумная система с парэжекторными насосами состоит из насоса, откачиваемого объема (камеры) и вакуум-провода, соединяющего камеру с насосом. Вакуумную систему рассчитывают с целью выбора схемы, определения пропускной способности соединительных коммуникаций, выбора арматуры и уточнения данных для расчета насоса. В большинстве случаев расчет сводится к решению двух основных задач: 1) расчета системы на заданную производительность при заданном рабочем давлении всасывания; 2) расчета времени откачки системы до заданного давления.

Расчет системы на заданную производительность

При расчете системы на заданную производительность обычно известно количество газов, удаляемых из системы в единицу времени, и рабочее давление. Расчет выполняют в следующем порядке:

определяют скорость откачки системы;

выбирают схему и размеры присоединительного трубопровода между откачиваемой камерой и насосом;

определяют режим течения газа и по соответствующим формулам рассчитывают проводимость соединительных коммуникаций;

определяют необходимую скорость откачки насоса из уравнения (158) и уточняют его расчетные данные. Необходимо, чтобы $N_n^p > N_n$.

Пример. Требуется рассчитать вакуумную систему для удаления из камеры $G=100$ кг/ч воздуха при давлении $p=0,1$ мм рт. ст. и температуре $t=20^\circ\text{C}$. По конструктивным соображениям удобнее всего расположить насос на расстоянии 50 м от камеры.

Удельный объем воздуха при давлении 0,1 мм рт. ст.

$$v = \frac{R(t+273)}{p} = \frac{29,27 \cdot 293}{1,36} = 6300 \text{ м}^3/\text{кг},$$

следовательно

$$G_k = \frac{G_{\text{вп}}}{3600} = \frac{100 \cdot 6300 \cdot 10^3}{3600} = 1,75 \cdot 10^4 \text{ м}^3 \cdot \text{мм рт. ст./с} = 1,75 \cdot 10^7 \text{ л} \cdot \text{мм рт. ст./с}.$$

Скорость откачки камеры

$$N_k = \frac{G_k}{p} = \frac{1,75 \cdot 10^7}{100} = 1,75 \cdot 10^5 \text{ л/с}.$$

В соответствии с соотношением (163) турбулентный режим возможен, если $d < G_k/2 \cdot 10^6$ или $d < 875$ мм. Так как точность этого неравенства составляет 10%, то диаметр трубопровода, при котором поток воздуха будет турбулентным, должен быть равен приблизительно 750 мм. Скорость движения воздуха в трубопроводе такого диаметра

$$w = \frac{N_k}{F} = \frac{175}{0,440} = 398 \text{ м/с}.$$

Скорость распространения звука для воздуха ($k=1,4$)

$$a = 20,1 \sqrt{T} = 20,1 \sqrt{293} = 344 \text{ м/с}.$$

Таким образом, при турбулентном режиме нельзя откачивать 100 кг/ч воздуха, так как скорость течения в этом случае должна быть сверхзвуковой.

Принимаем диаметр трубопровода $d=1200$ мм. Так как $pd=100 \cdot 120 > 500$ мм рт. ст. · см, то режим течения вязкостный [см. соотношение (164)]. Проводимость трубопровода в вязкостном режиме определяем по формуле (171):

$$U = 0,182 \frac{d^4}{l} \bar{p} = 0,182 \frac{120^4}{5000} 100 = 7,55 \cdot 10^5 \text{ л/с}.$$

Скорость течения воздуха

$$w = \frac{N_k}{F} = \frac{175}{1,13} = 155 \text{ м/с или } w = 0,45a.$$

Скорость откачки насоса определим из формулы (158):

$$N_n = \frac{N_k U}{U - N_k} = \frac{175 \cdot 10^5 \cdot 7,55 \cdot 10^5}{7,55 \cdot 10^5 - 1,75 \cdot 10^5} = 2,28 \cdot 10^6 \text{ л/с}.$$

Производительность насоса

$$G_n = \frac{N_n 3600}{V} = \frac{228 \cdot 3600}{6300} = 130 \text{ кг/ч}.$$

Так как N_n^p должна быть больше N_n , то принимаем $G_n^p = 140$ кг/ч.

Скорость откачки насоса можно уменьшить, если выполнить параллельный подвод воздуха по двум трубопроводам диаметром 1200 км к двум парожекторным насосам.

Скорость воздуха в каждом из трубопроводов

$$\omega = \frac{N_k}{2F} = \frac{175}{2 \cdot 1,13} = 77,4 \text{ м/с или } \omega = 0,225\alpha.$$

Скорость откачки каждого из насосов

$$N_p = \frac{N_k U}{U - N_k} = \frac{0,875 \cdot 10^5 \cdot 7,55 \cdot 10^5}{7,55 \cdot 10^5 - 0,875 \cdot 10^5} = 0,989 \cdot 10^5 \text{ л/с.}$$

Расход воздуха

$$G_a = \frac{98,9 \cdot 3600}{6300} = 56,5 \text{ кг/ч.}$$

С учетом запаса принимаем расчетную производительность каждого насоса равной 60 кг/ч. Суммарный расчетный расход воздуха в этом случае составит 120 кг/ч.

Расчет времени откачки системы до заданного давления

При расчете вакуумных систем часто требуется найти время τ , за которое насос определенной характеристики может откачать камеру объемом V от начального давления (обычно атмосферного) p_v до некоторого заданного p_a , или определить

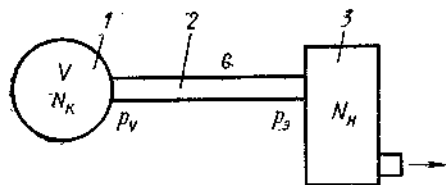


Рис. 70. Схема простейшей вакуумной системы:

1 — откачиваемый объем (камера);
2 — вакуум-провод; 3 — насос

расчетные данные парожекторного насоса, который должен обеспечить откачку объема V за время τ в заданном интервале давлений.

Прежде чем перейти к выводу расчетных зависимостей для определения времени откачки простейшей вакуумной системы (рис. 70) до заданного давления, рассмотрим характер течения газа в этот период времени. Очевидно, что в этом случае мы имеем дело с неустановившимися процессами в вакуумной системе и, следовательно, с нестационарными режимами течения газа в вакуум-проводах. Приведенные в предыдущих разделах этой главы формулы, строго говоря, пригодны лишь для стационарных режимов, характеризующихся постоянством давлений во времени. Такое состояние вакуумных систем при откачке никогда не наблюдается. Расчет вакуумных систем при нестационарных процессах довольно затруднителен. Поэтому в практике прибегают к упрощениям, полагая режим в вакуумных системах

квазистационарным. При этом допускают, что в целом в системе режим нестационарный, но в трубопроводах — мало отличающийся от стационарного. Таким образом, под квазистационарным режимом понимают такой режим, при котором давление газа на концах трубопровода изменяется со временем, но пропускная способность трубопровода в каждый данный момент времени может быть определена без существенной погрешности по формулам стационарного режима в функции от давлений газа на концах трубопровода.

По данным Г. А. Тягунова, режим течения газа можно считать квазистационарным в следующих случаях: 1) количество газа в вакуум-проводе пренебрежимо мало по сравнению с количеством газа в откачиваемом объеме; 2) скорость движения газа из системы настолько мала, что разностью давлений на концах вакуум-провода можно пренебречь по сравнению с абсолютной величиной давления в трубопроводе.

Математически условие квазистационарности течения записывают так:

$$\frac{VU}{N_k F l} \gg 1, \quad (172)$$

где V — объем камеры в л;
 N_k и U — скорость откачки камеры и проводимость вакуум-провода в л/с;

$F l$ — объем вакуум-провода в л.

Соотношение (172) выполняется при

$$\frac{F l}{V} \ll 1 \quad (173)$$

либо при

$$\frac{N_k}{U} \ll 1. \quad (174)$$

Неравенство (173), очевидно, должно соблюдаться при не слишком большом $\frac{N_k}{U}$, чтобы систему можно было рассматривать как систему «с сосредоточенными постоянными». При выполнении неравенства (174) весь трубопровод можно рассматривать как часть откачиваемой камеры. Если в соотношении (172) поменять знак неравенства на противоположный, то оно будет являться условием неприменимости принципа квазистационарного рассмотрения задачи.

При квазистационарном течении газа характер распределения давлений по вакуум-проводу можно определить из условий неразрывности стационарного потока в предположении, что в каждый момент времени количества газа, удаляемого из откачиваемой камеры, протекающего через любое сечение трубопровода и поступающего в насос, равны, т. е.

$$G = N_p p_v = U (p_v - p_a) = N_n p_a, \quad (175)$$

откуда

$$\frac{1}{N_k} = \frac{1}{N_n} + \frac{1}{U}. \quad (176)$$

Для определения времени откачки системы τ возможны два способа. Один из них состоит в том, что давление p_3 принимают постоянной величиной. При этом полагают, что скорость откачки насоса достаточно велика для того, чтобы давление перед насосом поддерживалось постоянным и равным p_3 , а все падение давления происходило в вакуум-проводе с пропускной способностью U . Другой способ, основанный на более правильных предположениях, состоит в том, что полагают постоянным не p_3 , а скорость откачки насоса N_n в том интервале давлений p_3 , в котором это допустимо с достаточной степенью точности.

При изотермическом расширении газа для простейшей герметичной вакуумной системы справедливо уравнение

$$p_v N_k = -V \frac{dp_v}{d\tau}, \quad (177)$$

откуда

$$d\tau = -\frac{V}{N_k} \frac{dp_v}{p_n}. \quad (178)$$

Если задано $N_n = \text{const}$, то из уравнений (175) и (178) находим

$$\tau = -\frac{V}{N_n} \int_{p_3}^{p_v} \frac{dp_v}{p_3}, \quad (179)$$

где p_v' и p_v'' — давления в камере в начальный и конечный моменты времени.

Для турбулентного режима течения газа в вакуум-проводе из уравнений (175) и (165) получаем

$$G = p_3 N_n = \frac{10r^{1/2} (p_v^2 - p_3^2)^{1/2}}{\mu^{1/2} \rho^{3/2} l^{1/2}} = A (p_v^2 - p_3^2)^{1/2} = A p_3^{1/2} (x^2 - 1)^{1/2}, \quad (180)$$

где A — произведение всех величин, не зависящих от давления газа; $x = p_v/p_3$;

$$A = \frac{10r^{1/2}}{\mu^{1/2} \rho^{3/2} l^{1/2}}. \quad (181)$$

Из уравнения (180) находим, что

$$p_3 = \left(\frac{N_n}{A}\right)^2 \frac{1}{(x^2 - 1)^4}. \quad (182)$$

Производная

$$dp_v = p_3 dx + x dp_3, \quad (183)$$

где

$$dp_3 = -8 \left(\frac{N_n}{A}\right)^2 \frac{x dx}{(x^2 - 1)^5}. \quad (184)$$

Подставляя в формулу (179) выражения (182) для p_3 , (183) для dp_v и (184) для dp_3 , получим

$$\tau = -\frac{V}{N_n} \left(\int_{x'}^{x''} dx - 8 \int_{x'}^{x''} \frac{x^2 dx}{x^2 - 1} \right) = -\frac{V}{N_n} \left(x \Big|_{x'}^{x''} - 8x \Big|_{x'}^{x''} - 4 \ln \frac{x-1}{x+1} \Big|_{x'}^{x''} \right) = \frac{V}{N_n} \left[7x + 4 \ln \frac{x-1}{x+1} \right]_{x'}^{x''},$$

где

$$x'' = p_v''/p_3'; \quad x' = p_v'/p_3'.$$

После подстановки пределов окончательно находим

$$\tau = \frac{V}{N_n} \left[\left(7x'' + 9,2 \lg \frac{x''-1}{x''+1} \right) - \left(7x' + 9,2 \lg \frac{x'-1}{x'+1} \right) \right]. \quad (185)$$

Для ламинарно-вязкостного режима течения газа из уравнений (170) и (175) получим

$$G = p_3 N_n = \frac{\pi r^4 (p_v^2 - p_3^2)}{16\mu l} = B (p_v^2 - p_3^2) = B p_3^2 (x^2 - 1); \quad (186)$$

здесь

$$B = \frac{\pi r^4}{16\mu l}. \quad (187)$$

Из уравнения (186) находим, что

$$p_3 = \frac{N_n}{B} \frac{1}{(x^2 - 1)^2}, \quad (188)$$

$$dp_3 = 2 \frac{N_n}{B} \frac{x dx}{(x^2 - 1)^3}. \quad (189)$$

Подставляя найденные величины в формулу (179), получим

$$\tau = -\frac{V}{N_n} \left(\int_{x'}^{x''} dx - 2 \int_{x'}^{x''} \frac{x^2 dx}{x^2 - 1} \right) = -\frac{V}{N_n} \left(x \Big|_{x'}^{x''} - 2x \Big|_{x'}^{x''} - \ln \frac{x-1}{x+1} \Big|_{x'}^{x''} \right) = \frac{V}{N_n} \left[x + \ln \frac{x-1}{x+1} \right]_{x'}^{x''}.$$

После подстановки пределов находим

$$\tau = \frac{V}{N_n} \left[\left(x'' + 2,3 \lg \frac{x''-1}{x''+1} \right) - \left(x' + 2,3 \lg \frac{x'-1}{x'+1} \right) \right]. \quad (190)$$

Если характеристика парожеткортного насоса (зависимость скорости откачки N_n от давления всасывания p_a) имеет вид кривой, изображенной на рис. 71, то время откачки системы определяют следующим образом. По уравнению (167) рассчитывают значение давления

$$p_{кр} = 1565 \frac{\mu}{\tau_2 V \rho k},$$

выше которого режим течения газа в вакуум-проводе турбулентный, и отмечают его на характеристике. Разбивают часть характеристики, относящуюся к турбулентному режиму, на 1, 2, 3, ..., n участков с таким расчетом, чтобы в выбранном для каждого участка интервале давлений p_a скорость откачки N_n можно было считать постоянной величиной. Левую часть характеристики (ламинарно-вязкостный режим) разбивают на m участков, исходя из таких же предпосылок. Для каждого участка характеристики по графику находят p_a' и p_a'' , а x' и x'' , соответствующие этим давлениям, рассчитывают по формулам (182) или (188). Время откачки при изменении давления в камере с p_a' до p_a'' находят в зависимости от места расположения участка на характеристике по уравнениям (185) или (190). Тогда

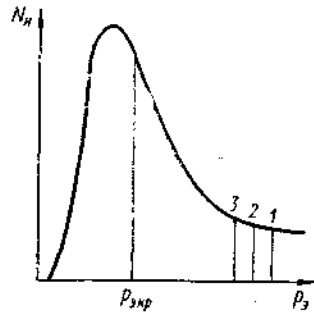


Рис. 71. Зависимость объемной производительности насоса N_n от давления всасывания p_a .

Тогда

$$\tau_{турб} = \tau_1 + \tau_2 + \dots + \tau_n = \sum_{i=1}^{i=n} \tau_i, \quad (191)$$

$$\tau_{лам} = \tau_1 + \tau_2 + \dots + \tau_m = \sum_{i=1}^{i=m} \tau_i. \quad (192)$$

Общее время откачки системы

$$\tau = \tau_{турб} + \tau_{лам}. \quad (193)$$

Таким образом, время откачки системы парожеткортным насосом, скорость откачки которого изменяется с изменением давления, приходится рассчитывать, разбивая характеристику насоса $N_n = f(p_a)$ на отдельные участки.

Для случая, когда насос соединен с камерой коротким и вакуум-проводом большого сечения, задача может быть упрощена. Тогда величину $1/U$ можно считать равной нулю, давление p_v принять равным p_a и записать уравнение (178) так

$$d\tau = - \frac{V}{N_n} \frac{dp_a}{p_a} = - \frac{V}{G} dp_a. \quad (194)$$

Время откачки системы определяем в соответствии с методикой, изложенной в работе [26]. Выше отмечено, что характеристика парожеткортного насоса $G_a = f(p_a)$ состоит из двух участков: рабочего и перегрузочного. Откачка объема от некоторого начального давления p_a' до конечного давления p_a'' обычно происходит на перегрузочном участке характеристики, уравнение которого может быть записано следующим образом:

$$G_a = G_{aпр} + a(p_a - p_{aпр}), \quad (195)$$

где $G_{aпр}$ — предельная производительность насоса, соответствующая точке перехода рабочего участка характеристики в перегрузочный, в кг/ч;

$p_{aпр}$ — давление всасывания насоса, соответствующее предельной производительности, в мм рт. ст.;

p_a — текущее давление на перегрузочном участке в мм рт. ст.;

a — тангенс угла наклона линии перегрузочного участка к ординате в кг/(ч·мм рт. ст.).

Переходя к размерностям уравнения (194), получим

$$G = G_{пр} + b(p_a - p_{апр}); \quad (196)$$

Здесь G и $G_{пр}$ — в л·мм рт. ст./с; b — величина, аналогичная a , в л/с, p_a и $p_{апр}$ — в мм рт. ст.

Подставляя в уравнение (194) выражение (196) для G , находим

$$\tau = -V \int_{p_a'}^{p_a''} \frac{dp_a}{G} = V \int_{p_a'}^{p_a''} \frac{dp_a}{G_{пр} + b(p_a - p_{апр})}. \quad (197)$$

После интегрирования уравнения (197) находим время откачки в с:

$$\tau = \frac{V}{b} \ln \frac{G_{пр} + b(p_a' - p_{апр})}{G_{пр} + b(p_a'' - p_{апр})}. \quad (198)$$

Из уравнения (198) можно определить предельную производительность насоса для откачки системы объемом V до давления p_a'' за время τ :

$$G_{\text{пр}} = \frac{e^{\frac{\tau b}{V}} b [p_a'' - p_{\text{э пр}}] - b [p_a' - p_{\text{э пр}}]}{1 - e^{\frac{\tau b}{V}}} \quad (199)$$

или давление p_a'' , до которого откачивается система объемом V за время τ :

$$p_a'' = \frac{G_{\text{пр}} \left(1 - e^{\frac{\tau b}{V}}\right) + b \left[e^{\frac{\tau b}{V}} p_{\text{э пр}} + p_a' - p_{\text{э пр}}\right]}{\frac{\tau b}{be V}} \quad (200)$$

Пример. Требуется определить время откачки герметичной камеры объемом 50 м^3 до давления $p_a \approx 3 \text{ мм рт. ст.}$ парожеткормым насосом, характеристика которого приведена на рис. 72. Начальное давление в камере равно атмосферному (735 мм рт. ст.). Температура откачиваемого воздуха 20°С . Насос подсоединен к камере трубопроводом диаметром 200 мм, длиной 50 м. Согласно уравнению (195), для перегрузочного участка характеристики (см. рис. 72)

$$G_a'' = 40 + 0,571 (p_a - 5) \text{ кг/ч};$$

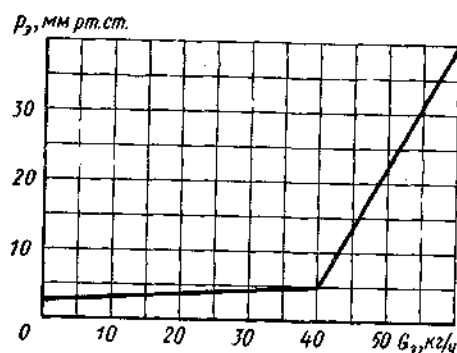


Рис. 72. Производственная характеристика насоса

для рабочего участка характеристики

$$G_p = 16 (p_a - 2,5) \text{ кг/ч.}$$

Уравнения этих прямых в координатах $G-p_a$ имеют вид

$$G'' = 7000 + 100 (p_a - 5) \text{ л·мм рт.ст./с};$$

$$G'' = 2800 (p_a - 2,5) \text{ л·мм рт. ст./с.}$$

По уравнению (167) определяем давление

$$p_{\text{э пр}} = \frac{1565}{10 \sqrt{1,276 \cdot 10^{-9} \cdot 1,4}} = 21,1 \text{ бар} = 15,8 \text{ мм рт. ст.}$$

Так как давление $p_a > p_{\text{э пр}}$ во всем диапазоне давлений всасывания, то режим течения газа в вакуум-проводе будет турбулентный и время откачки следует рассчитывать по уравнению (185). Разобьем диапазон работы насоса в интервале давлений от 735 до 3 мм рт. ст. на 15 участков (рис. 73) с усредненной скоростью откачки на каждом участке (табл. 16).

Произведение постоянных величин, не зависящих от давления газа [см. выражение (181)]:

$$A = 228 \frac{r^{1/2}}{t^{1/2}} = 228 \frac{10^{1/2}}{5000^{1/2}} = 915 \frac{\text{л}}{\text{с (мм рт. ст.)}^{1/2}}.$$

Таблица 16
Результаты расчетов

Параметр	Значения параметра для участка						
	1	2	3	4	5	6	7
Скорость откачки N_n в л/с	115	145	195	275	340	390	475
Давление в начале участка p_a' в мм рт. ст.	735	200	100	50	30	25	20
Давление в конце участка p_a'' в мм рт. ст.	200	100	50	30	25	20	15
Отношение давлений x'	1,00045	1,00093	1,0018	1,0040	1,0066	1,0088	1,0132
Отношение давлений x''	1,00062	1,00112	1,0022	1,0046	1,0070	1,0093	1,0143
Время откачки τ_i в с	565	263	214	106	40	27	34

Продолжение табл. 16

Параметр	Значения параметра для участка							
	8	9	10	11	12	13	14	16
Скорость откачки N_n в л/с	640	830	1050	1295	1320	1140	915	620
Давление в начале участка p_a' в мм рт. ст.	20	15	8	6	5	4,5	4,0	3,5
Давление в конце участка p_a'' в мм рт. ст.	15	10	6	5	4,5	4,0	3,5	3,0
Отношение давлений x'	1,0240	1,0415	1,065	1,100	1,108	1,085	1,060	1,032
Отношение давлений x''	1,0270	1,0440	1,070	1,104	1,110	1,090	1,063	1,034
Время откачки τ_i в с	38	16	14	8	14	9	10	22

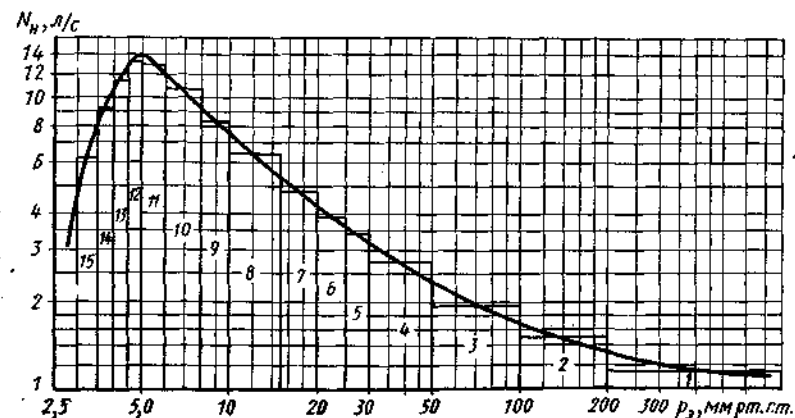


Рис. 73. Зависимость объемной производительности насоса от давления всасывания

Из уравнения (182) находим

$$\lg(x^2 - 1) = \frac{7}{4} \lg \frac{N_n}{A} - \frac{1}{4} \lg p_3.$$

Подставляя сюда значения $N_n = 115$ л/с, $A = 915$ л/с (мкм рт. ст.)^{1/2}, $p_3' = 735$ 000 мкм рт. ст. и $p_3'' = 200$ 000 мкм рт. ст. для 1-го участка получаем $x' = 1,00045$; $x'' = 1,00062$.

Время откачки камеры объемом $V = 50$ 000 л от давления $p_v' = x' p_3'$ до давления $p_v'' = x'' p_3''$ при средней скорости откачки $N_n = 115$ л/с определяем по уравнению (185):

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \frac{V}{N_n} \left[\left(7x'' + 9,2 \lg \frac{x'' - 1}{x'' + 1} \right) - \left(7x' + 9,2 \lg \frac{x' - 1}{x' + 1} \right) \right] = \\ &= \frac{50\,000}{115} \left[\left(7 \cdot 1,00062 + 9,2 \lg \frac{1,00062 - 1}{1,00062 + 1} \right) - \left(7 \cdot 1,00045 + \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + 9,2 \lg \frac{1,00045 - 1}{1,00045 + 1} \right) \right] = 565 \text{ с.} \end{aligned}$$

Аналогичные расчеты проводим и для остальных 14 участков. Результаты расчетов записываем в табл. 16. Суммарное время откачки находим по формуле (191):

$$\tau = \sum_{i=1}^{15} \tau_i = 1370 \text{ с} = 22,8 \text{ мин.}$$

Давление в камере за 22,8 мин должно понизиться до

$$p_v = 1,033 \cdot 3,0 = 3,1 \text{ мм рт. ст.}$$

Если насос подсоединен к камере коротким трубопроводом большого сечения, то расчет значительно упрощается. Время, за которое давление в камере понизится с 735 до 5 мм рт. ст., определим по уравнению (198):

$$\tau_1 = 2,3 \frac{V}{b} \lg \frac{G_{np} + b(p_3' - p_{3np})}{G_{np} + b(p_3'' - p_{3np})} = 2,3 \frac{50 \cdot 10^3}{100} \lg \frac{7000 + 100(735 - 5)}{7000 + 100(5 - 5)} = 1220 \text{ с.}$$

а время, за которое давление снизится с 5 до 3 мм рт. ст., по формуле

$$\tau_2 = 2,3 \frac{V}{b} \lg \frac{p_{3np} - p_3^0}{p_3 - p_3^0} = 2,3 \frac{50 \cdot 10^3}{2800} \lg \frac{5 - 2,5}{3 - 2,5} = 29 \text{ с.}$$

где $p_3^0 = 2,5$ мм рт. ст. — предельное давление насоса.

Суммарное время откачки

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = 1220 + 29 = 1249 \text{ с} = 20,8 \text{ мин.}$$

Для случая, когда сопротивлением вакуум-провода можно пренебречь, можно применять формулу [26]

$$\tau = \frac{V}{N_n} \ln \frac{p_3' - p_3^0}{p_3'' - p_3^0}; \quad (201)$$

здесь N_n — средняя скорость откачки в интервале давлений от p_3' до p_3'' в л/с.

Если принять среднюю скорость откачки насоса (см. рис. 73) при изменении давления всасывания с 735 до 3 мм рт. ст. равной 300 л/с, то

$$\tau = 2,3 \frac{50 \cdot 10^3}{300} \lg \frac{735 - 2,5}{3 - 2,5} = 1215 \text{ с} = 20,2 \text{ мин.}$$

Результаты получаются довольно близкие.

ИЗМЕРЕНИЕ ВАКУУМА

Понятие «вакуум» включает всю область давлений ниже атмосферного. За единицу измерения низких давлений в СССР принят 1 мм рт. ст. В зарубежной литературе эту единицу называют тором. В некоторых областях техники широко используют термин «разрежение» p_p , т. е. разность между атмосферным p_6 и абсолютным p давлениями (в мм рт. ст.):

$$p_p = p_6 - p.$$

Разрежение и абсолютное давление связаны следующей зависимостью (p — в кгс/см²):

$$p = \frac{p_6 - p_p}{735,6}. \quad (202)$$

Вакуум W выражают в процентах от барометрического давления

$$W = \left(1 - \frac{p_6 - p_p}{735,6} \right) 100\%. \quad (203)$$

Тогда

$$\begin{aligned} p &= p_6 \left(1 - \frac{W}{100} \right) \text{ мм рт. ст.}; \\ p &= \frac{p_6}{735,6} \left(1 - \frac{W}{100} \right) \text{ кгс/см}^2, \end{aligned} \quad (204)$$

Приборы, градуированные в единицах вакуума (процентах или долях), называют обычно вакуумметрами в отличие от манометров, на шкале которых нанесены единицы давления. В вакуумной технике вакуумметром называют любой прибор, измеряющий низкие давления. Наиболее распространенное название таких приборов — вакуумные манометры или просто манометры.

Рассмотрим методы измерения давления в диапазоне от 10 до 10⁻³ мм рт. ст., т. е. в том интервале, который характерен для работы парожеткорных вакуумных насосов. По принципу действия вакуумные манометры можно разделить на следующие типы:

1. Жидкостные (U-образный манометр и его модификации).
2. Компрессионные (манометры Мак-Леода).

3. Деформационные и близкие к ним по принципу действия — оптические.

4. Большой класс приборов, основанных на косвенных методах измерения давления (эти манометры реагируют не на само давление, а на изменение того или иного свойства газа при изменении давления).

Манометры первых двух типов непосредственно измеряют давление. Приборы третьего и четвертого типов необходимо подвергать тарировке по эталонному прибору. Чувствительность и точность показаний манометров четвертого типа, как правило, зависят от рода газа, точный состав которого обычно неизвестен, следовательно, физические величины, определяющие зависимость показаний от рода газа, не могут быть подвергнуты точной количественной оценке. Особенно большие погрешности возникают при наличии в откачиваемом объеме паров легко конденсирующихся жидкостей (водяных, масляных, CO_2 и т. д.).

Жидкостные манометры измеряют непосредственно давление газа. Их применяют главным образом для измерения давлений выше 1 мм рт.ст. Жидкостные манометры обладают исключительным достоинством — абсолютностью. Это качество делает их необходимыми как в лабораторных условиях, так и в заводской практике; такие приборы разрабатывают для возможно более низких давлений.

Простейшим из жидкостных манометров является открытый U-образный манометр. В нем неизвестное давление p , приложенное с одного конца U-образной трубки, которая заполнена рабочей жидкостью, сравнивают с известным барометрическим давлением p_0 , приложенным к другому концу трубки. Разность давлений $p_0 - p$ (рис. 74, а) уравнивается высотой h столба рабочей жидкости

$$p_0 - p = h\gamma, \quad (205)$$

где γ — удельный вес рабочей жидкости.

Разность $p_0 - p$ оценивают в единицах длины столба рабочей жидкости.

Наиболее распространены ртутные U-образные манометры. Таким прибором можно измерять давление в диапазоне от 10 до 55 мм рт.ст. с точностью ± 1 мм рт.ст. Применение более легких жидкостей способствует повышению точности измерения, но приводит к увеличению размеров манометра. Практически интересно использование для наполнения U-образных манометров борвольфрамвокислого кадмия — жидкости, не поглощающей в заметном количестве газов; плотность этой жидкости $3,28 \text{ г/см}^3$, т. е. примерно в 4,15 раза меньше плотности ртути. Легко подсчитать, что в этом случае высота столба жидкости в манометре должна составлять $760 \cdot 4,15 = 3,15 \text{ м}$.

Очень распространены закрытые U-образные манометры. В качестве рабочей жидкости в них обычно применяют ртуть,

которую наливают в трубку, где предварительно создано давление приблизительно 10^{-3} мм рт.ст. (давление насыщения ртути при 20°C составляет $2 \cdot 10^{-3}$ мм рт.ст.). Давление паров ртути в закрытом колене можно полагать практически равным нулю по сравнению с измеряемым давлением порядка

5—10 мм рт.ст. Часто применяют закрытый U-образный манометр укороченной конструкции (рис. 74, б). Давление в нем отсчитывают так же, как и в закрытом манометре нормальной длины, но начало отсчета возможно лишь с момента, когда давление в вакуумной установке понизится до h_1 мм рт.ст., так как до этого момента ртуть в закрытом колене прижата давлением к запаянному концу.

Для предотвращения резкого удара столба ртути о запаянный конец при сбросе вакуума в измеряемом объеме участок трубки в месте изгиба должен иметь сужение, создающее сопротивление движению ртути.

При использовании закрытого манометра необходимость в измерении барометрического давления отпадает. Точность измерения определяется точностью, с которой произведен отсчет разностей уровней ртути в обоих коленях. При обычном глазном способе отсчета погрешность составляет, как и для открытых манометров, ± 1 мм рт.ст. Однако известны конструкции, в которых точность отсчета может достигать $\pm 0,1$ мм рт.ст. при измерении давления до 0,2 мм рт.ст. Существенным недостатком закрытых манометров является опасность проникновения в закрытое колено пара или газа из откачиваемого объема. Этот недостаток особенно ощутим при измерении низких давлений паров.

Более надежны манометры, в одном из колен которых с помощью вспомогательного вакуумного насоса поддерживается давление, пренебрежимо малое по сравнению с измеряемым.

Схема масляного манометра такого типа для измерения давлений ниже 5 мм рт.ст. приведена на рис. 74, в. Трубка 1 сообщается со вспомогательным вакуум-насосом, обеспечивающим давление не ниже 10^{-3} мм рт.ст., а трубка 3 — с объектом, в котором измеряется вакуум. Трехходовый кран 2 позволяет соединять оба колена с вакуум-насосом для очистки масла от газа

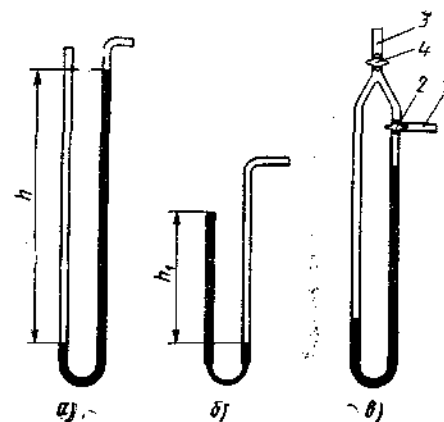


Рис. 74. U-образные жидкостные манометры [6]:

а — открытый; б — укороченный закрытый; в — масляный (для работы с вспомогательным вакуумным насосом)

и проверки равенства уровней масла в коленях манометра при нулевой разности давлений. Двухходовый кран 4 служит для отключения манометра от вакуумной системы. При измерении давления кран 2 отключает трубку 1 от трубки 3 и сообщает ее с сосудом, в котором измеряется давление. Для наполнения манометра целесообразно применять вакуумные масла специальных марок.

Для измерения давлений ниже 5 мм рт.ст. часто применяют ртутный U-образный манометр, одним коленом которого является капилляр, расположенный под небольшим углом к горизонтальной плоскости (рис. 75). Разность уровней h в коленях манометра соответствует расстоянию, на которое перемещается ртуть в наклонном запаянном капилляре;

$$l = \frac{h}{\cos \alpha}, \quad (206)$$

где α — угол наклона капилляра к горизонтальной плоскости.

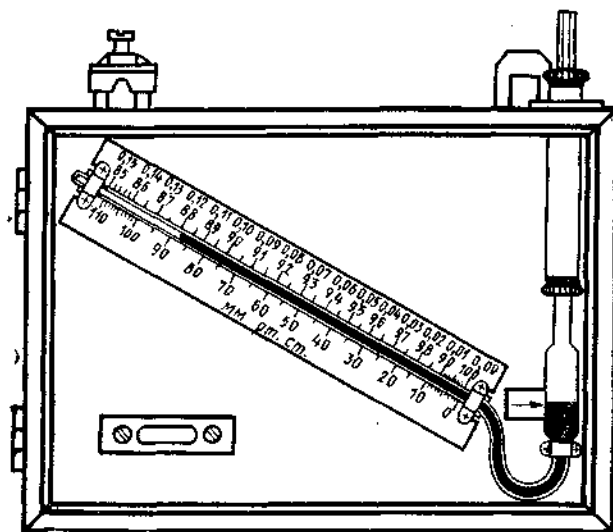


Рис. 75. Укороченный U-образный манометр с наклонным капилляром (диапазон измерений 0,3—100 мм рт.ст., точность измерения 0,3 мм рт.ст.)

Следовательно, прибор обеспечивает при отсчете усиление $1/\cos \alpha$ раз. Недостаток такого манометра состоит в том, что силы поверхностного натяжения в наклонном капилляре могут достигать величины, сравнимой с силами давления. Поэтому для точного измерения необходимо, чтобы стенки капилляра были чистыми. Чувствительность U-образного манометра с наклонным запаянным капилляром можно повысить заполнением его жид-

костью с меньшей, чем у ртути, плотностью. Заслуживает внимания применение для этой цели борвольфрамовокислого кадмия.

Более точно разность уровней можно измерить с помощью манометров, изображенных на рис. 76. В левое колено манометра (рис. 76, а) поверх ртути налита легкая жидкость, напри-

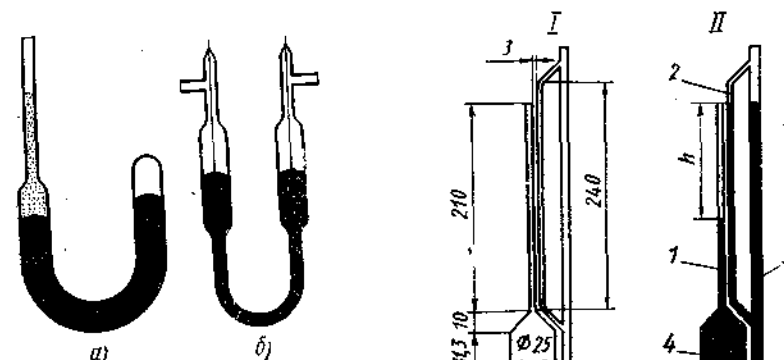
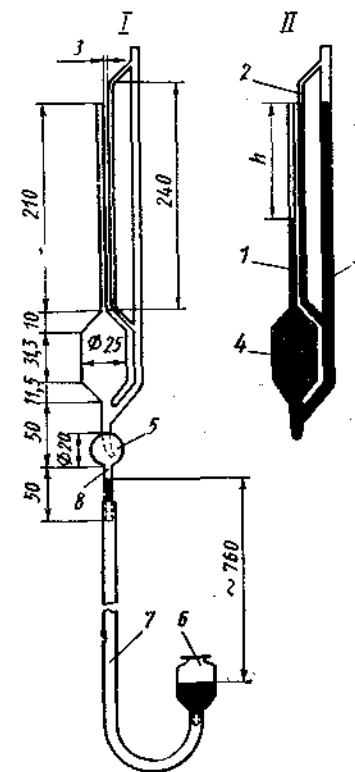


Рис. 76. U-образные ртутные манометры специального исполнения:

а — манометр со слоем апиезонового масла; б — ртутный манометр, скомбинированный с манометром сопротивления

Рис. 77. Манометр Мак-Леода с поднимающейся емкостью:

а — перед измерением; б — в момент измерения; 1, 2 — капилляры (диаметр 1,9 мм); 3, 8 — стеклянная трубка (внутренний диаметр 6 мм); 4 — сосуд; 5 — ловушка; 6 — емкость со ртутью; 7 — резиновая трубка



мер, апиезоновое масло. Небольшое перемещение ртутного мениска сопровождается заметным движением уровня легкой жидкости в присоединенной к манометру узкой трубке. В диапазоне изменения давления от 10 до 0,2 мм рт.ст. точность измерений такого манометра составляет $\pm 0,1$ мм рт.ст. Если поместить в каждое колено U-образного манометра тонкие проволоки (рис. 76, б), включенные в измерительную мостовую схему, то при перемещении уровней ртути будут изменяться электрические сопротивления проволок, а следовательно, и ток в диагонали моста. Манометр этого типа можно применять для фиксирования величины вакуума на расстоянии.

Компрессионные манометры (манометр Мак-Леода) используют для измерения давления p (рис. 77) настолько малого, что соответствующая ему разность уровней двух ртутных столбов

не поддается прямому измерению. Принцип действия манометра основан на использовании закона Бойля-Мариотта. Перед началом измерения конец *б* трубки 3 соединяют с объектом измерения, а емкость *б* со ртутью опускают в такое положение, чтобы при измеряемом вакууме уровень ртути в трубке 8 находился ниже ловушки 5 (положение *I*). Ловушка необходима для того, чтобы пузырьки воздуха, поднимающиеся в ртуть, не могли проникнуть в измеряемый объем.

Во время измерения емкость *б* со ртутью поднимают до тех пор, пока ртуть, заполнив весь сосуд 4, не поднимется в капилляре 2 до уровня запаянного конца капилляра 1. Уровень ртути в капилляре 1 при этом должен быть ниже уровня ртути в капилляре 2 на определенную величину *h* (положение *II*). Если обозначить через *p* измеряемое давление, которое устанавливается в сосуд 4 и капилляре 1 в момент перекрытия ртутью разветвления *а* при поднятии емкости *б*, а через *p*₁ давление сжатого газа в капилляре 1, то разность уровней ртути в капиллярах составит

$$h = p_1 - p, \quad (207)$$

где *p* и *p*₁ — в мм рт.ст.

Обозначив объем капилляра 1 и сосуда 4 до разветвления через *V*, а конечный объем сжатого газа в капилляре 1 через *V*₁, на основании закона Бойля-Мариотта (так как температура газа во время измерения не изменяется) запишем

$$pV = p_1V_1 \text{ и } p_1 = \frac{pV}{V_1}. \quad (208)$$

Если обозначить площадь сечения капилляра 1 через *f*, то объем сжатого газа можно выразить так:

$$V_1 = fh. \quad (209)$$

Из уравнений (207), (208), (209) получим следующее равенство:

$$h + p = p \frac{V}{V_1} = p \frac{V}{fh} = p \frac{1}{ch}, \quad (210)$$

где *c* = *f*/*V* — постоянная для данной конструкции манометра величина, зависящая от его геометрических размеров.

Из уравнения (210) находим измеряемое давление

$$p = \frac{ch^2}{1 - ch}. \quad (211)$$

При достаточно малом значении *c* знаменатель в уравнении (211) может почти не отличаться от единицы и поэтому

$$p = ch^2. \quad (212)$$

Из формулы (212) видно, что с увеличением объема *V* и уменьшением площади сечения капилляра *f* снижается давление, которое можно измерить манометром Мак-Леода. Однако объем *V* не делают обычно больше 250 см³, так как с увеличением объема заметно увеличивается масса ртути и возрастает продолжительность измерения [10]. Диаметры капилляров выбирают в пределах 0,8—2,5 мм. Капилляры 1 и 2 выполняют из стеклянных трубок одинаковых диаметров для снижения влияния капиллярной депрессии при отсчетах.

На рис. 78 указаны границы рабочей области манометров с квадратичной шкалой при *h*_{min} = 2 мм, *h*_{max} = 100 мм и диаметре капилляров *d*, равном 1 и 2,5 мм, в зависимости от суммарного объема *V* сосуда и капилляра.

Градуировка манометра состоит в определении постоянной величины *c*, т. е. измерении объема *V* и площади поперечного сечения капилляра $\pi d^2/4$ предварительно рассчитанного и изготовленного манометра. Наиболее простым способом градуировки является весовой. Сущность этого метода заключается в точном определении объема сосуда 4 (см. рис. 77) до разветвления *а* и объема капилляра 1 заполнением их жидкостью (водой или ртутью) и взвешиванием на аналитических весах до и после заполнения. Формула для определения измеряемого давления имеет вид

$$p = \frac{\pi}{4} \frac{d^2}{V} h^2, \quad (213)$$

p — в мм рт.ст.,
d и *h* — в мм;
V — в мм³.

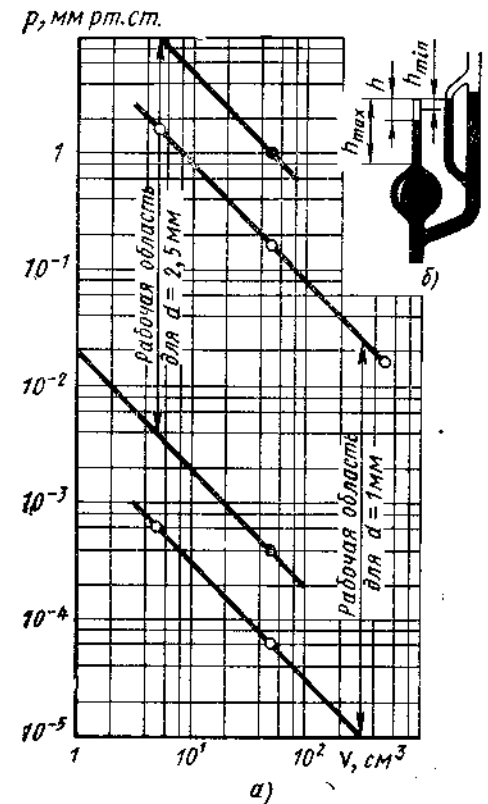


Рис. 78. Диапазоны работы (а) компрессионных манометров (б) с квадратичной шкалой

Из формулы (213) видно, что постоянная манометра $c = \pi d^2/4V$ имеет размерность мм^{-1} . Для манометра, показанного на рис. 77, в результате градуировки весовым способом была получена следующая расчетная формула:

$$p = 1,096 \cdot 10^{-4} h^2;$$

здесь p — в мм рт. ст.; h — в мм.

Таким образом, градуировочная кривая $p=f(h)$ манометра Мак-Леода может быть вычислена непосредственно по его геометрическим данным; поэтому указанный манометр может служить эталонным прибором для абсолютного измерения давления и градуировки по нему других типов манометров.

В качестве материала для изготовления манометра лучше всего применять высококачественное боросиликатное стекло, отожженное при 400°C для снятия температурных напряжений. Стекланные части манометра следует промыть хромовой смесью, затем дистиллированной водой, спиртом и продуть горячим чистым воздухом. Один из способов промывки капилляра изготовленного манометра заключается в следующем. В манометр, находящийся под небольшим разрежением, вводят воздух и одновременно заполняют жидкостью таким образом, чтобы вверху капилляра остался небольшой пузырек воздуха. При повторной откачке пузырек воздуха расширяется и вытесняет жидкость из капилляра. Шланги из вакуумной резины следует кипятить несколько часов в растворе каустической соды, затем промыть дистиллированной водой, спиртом и высушить. Ртуть перед заливкой в манометр также должна быть соответствующим образом очищена, высушена, а для особо точных измерений подвергнута перегонке в вакууме.

Единственным существенным недостатком манометра Мак-Леода является невозможность непрерывного наблюдения за изменением давления в вакуумной системе, так как каждое измерение относится лишь к давлению, устанавливающемуся в момент перекрытия ртутью разветвления a между вакуумной системой и измерительной частью. Однако при измерении давления компрессионным манометром необходимо иметь в виду следующие его особенности.

1. Приведенные расчеты постоянной манометра Мак-Леода справедливы лишь для идеальных газов. Вследствие этого манометр дает точные результаты только при работе с газами, физические свойства которых близки к идеальным.

2. В измерительной части манометра над ртутью, поднимающейся при измерении давления в запаянный капилляр, всегда имеются насыщенные пары ртути, давление которых при комнатной температуре равно приблизительно 10^{-3} мм рт. ст. Но так как влияние такого давления на разность уровней заметить нельзя, то наличие паров ртути в измерительной части можно не учитывать.

3. Наличие паров ртути, а также других веществ в вакуумной системе искажает показания манометра. В соответствии с законом Дальтона полное давление в вакуумной системе

$$p_{\text{полн}} = p_{\text{п}} + p_{\text{г}}, \quad (214)$$

где $p_{\text{п}}$ — парциальное давление паров, которые в состоянии насыщения не подчиняются закону Бойля-Мариотта;

$p_{\text{г}}$ — парциальное давление газов, которые подчиняются закону Бойля-Мариотта.

В вакуумной системе могут содержаться только такие пары, давление которых даже при сильном сжатии в измерительной части манометра, когда они достигают насыщения, остается незначительным (например, 0,1 мм рт. ст.). Влияние давления этих паров на разность уровней заметить нельзя, и манометр будет правильно показывать лишь парциальное давление газов. Фактическое же давление в вакуумной системе [см. уравнение (214)] равно сумме парциальных давлений. Предположим, что согласно показаниям манометра давление в вакуумной системе равно 0,5 мм рт. ст.; но 0,5 мм рт. ст. — это парциальное давление газа, а полное давление равно сумме $(0,5 + 0,1)$ мм рт. ст. Следовательно, давление измерено с точностью 17%. Ошибка будет тем больше, чем ниже измеренное давление. Пусть компрессионный манометр показывает 10^{-3} мм рт. ст. В этом случае фактическое давление составляет $(0,1 + 10^{-3})$ мм рт. ст., т. е. примерно в 100 раз больше измеренного.

Если давление паров, сжатых до начала конденсации, сравнимо с разницей уровней h при сжатии газов, то это давление прибавляется к давлению, соответствующему разности уровней, и результат измерения искажается, причем величину нельзя контролировать.

Точные показания компрессионный манометр дает лишь в случае применения вымораживания паров с помощью ловушки и сведения тем самым парциального давления паров к исчезающе малой величине. Тогда можно считать, что $p_{\text{п}} = 0$; поскольку в вакуумной системе остаются только газы, давление будет измерено точно.

В качестве охлаждающих средств для ловушек наиболее распространены твердая углекислота, размешанная в виде кашицы в ацетоне, спирте или эфире, и сжиженные газы (главным образом воздух и азот). При использовании смеси твердой углекислоты и ацетона можно понижать температуру до -78°C , при работе с жидким азотом — до -196°C . В табл. 17, составленной по литературным данным, указаны значения давления насыщенных паров воды и ртути, которые можно достичь при помощи ловушек.

На рис. 79 приведена схема измерения давления всасывания насоса манометром Мак-Леода с вымораживанием водяных паров в ловушке, помещенной в сосуд со смесью твердой углекислоты и ацетона.

Таблица 17

Давление насыщенных паров воды и ртути при использовании различных охладителей

Охладитель	Температура охладителя в °С	Давление насыщенного пара в мм рт. ст.	
		воды	ртути
Без охладителя	20	17,5	$1,2 \cdot 10^{-3}$
Лед	0	4,6	$2 \cdot 10^{-4}$
NaCl (33 ч) + снег (100 ч)	-21,3	0,67	—
Смесь твердой углекислоты с ацетоном	-78	$4 \cdot 10^{-4}$	10^{-10}
Жидкий воздух	-187	10^{-10}	10^{-27}
Жидкий азот	-196	—	—

Деформационные и оптические манометры основаны на деформации чувствительного элемента при измерении давления. Деформационные манометры, как и жидкостные, являются диф-

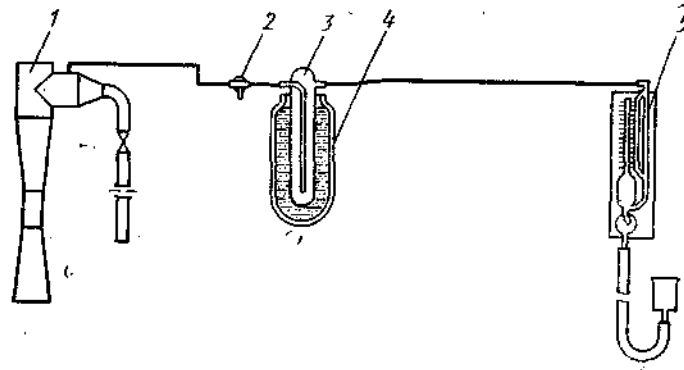


Рис. 79. Схема измерения давления всасывания насоса манометром Мак-Леода:

1 — первая ступень насоса; 2 — трехходовой кран; 3 — лопушка; 4 — сосуд Дюара; 5 — манометр Мак-Леода

ференциальными: на одну сторону поверхности чувствительного элемента действует измеряемое давление, на другую — заранее известное атмосферное или «нулевое» давление. Деформационные манометры с трубчатыми (спираль Бурдона) или мембранными чувствительными элементами для измерения давлений выше 100 мм рт. ст. хорошо известны и широко применяются в технике.

Для измерения более низких давлений применяют манометры в специальном исполнении [8], например, заменяют металлическую мембрану более чувствительной. Для этой цели иногда

применяют мембраны: стеклянную, заполненную ртутью, кварцевую с оптическим измерителем прогиба (до 1 мм рт. ст.), резиновую толщиной 0,06—0,6 мм с зеркальным отсчетом прогиба (до $3 \cdot 10^{-4}$ мм рт. ст.). При измерении низких давлений можно применять и металлические мембраны, если измерять их деформации с помощью чувствительных электрических методов. Так, металлическая мембрана может служить одной из пластин электрического конденсатора; измерение давления при этом сводится к измерению емкости. Можно измерять давление измерением индуктивности, если соединить мембрану с железным сердечником, передвигающимся внутри неподвижной электрической катушки.

Преимуществом мембранных манометров являются независимость показаний от вида газа и возможность измерения давления смеси газов и паров. Однако до сих пор мембранные манометры на давления ниже 1 мм рт. ст. используют только в лабораториях из-за сложности изготовления и эксплуатации. Мембранные манометры весьма чувствительны к изменениям температуры и механическим сотрясениям [6].

Д. Ярвуд описывает сильфонный оптический манометр для измерения давлений в интервале от 10^{-2} до 55 мм рт. ст. (разработан Ист и Кюн). Манометр этого типа особенно эффективен при измерении давлений около 1 мм рт. ст., когда, как правило, используют U-образные манометры с вакуумными маслами или ртутью. Оптический манометр свободен от недостатков, присущих U-образным манометрам (вспенивание и абсорбция воздуха при использовании масел, низкая точность отсчета в случае со ртутью), и обладает в то же время высокой чувствительностью.

В оптическом манометре (рис. 80) сильфон (гибкая гофрированная трубка) томпаковый или из сплава медь — бериллий разделяет области газа с давлением p_1 и p_2 . При измерении вакуума одну из областей, например, находящуюся при давлении 10^{-3} мм рт. ст. Другую область (давление p_1) соединяют с объемом, в котором измеряют давление. Если давление p_1 больше давления p_2 , то верхняя часть сильфона 6 поднимется вверх. Это перемещение передается вертикальной заостренной с двух сторон игле 5, которая, в свою очередь, придает той или иной наклон небольшой плитке с укрепленным на ней плоским зеркальцем 3. На расстоянии около 40 см от манометра помещена небольшая лампочка, луч света от которой падает на наклоненное под углом 45° зеркало 1 из алюминиевого слоя, нанесенного на переднюю сторону пластины. Отражаясь от зеркала 1, луч света попадает на поворачивающееся зеркало 3. Отраженный от зеркала 3 луч отклоняется на величину двойного угла поворота зеркала. Это отклонение измеряют по шкале, расположенной непосредственно над лампой. Размещение плоской

шкалы на расстоянии 40 см от манометра дает возможность получать линейную зависимость отклонений луча от измеряемого давления в десятисантиметровом диапазоне.

Манометр этого типа измеряет полное давление, поскольку одинаково реагирует на присутствие как смеси газов, так и смеси газов с легко конденсирующимися парами. Единственное ограничение описанных манометров — их нельзя применять для измерения давления газов, вступающих в реакцию с материалом, из которого выполнен сильфон. Отечественной промышленностью освоен выпуск оптических манометров нескольких модификаций на различные интервалы давлений.

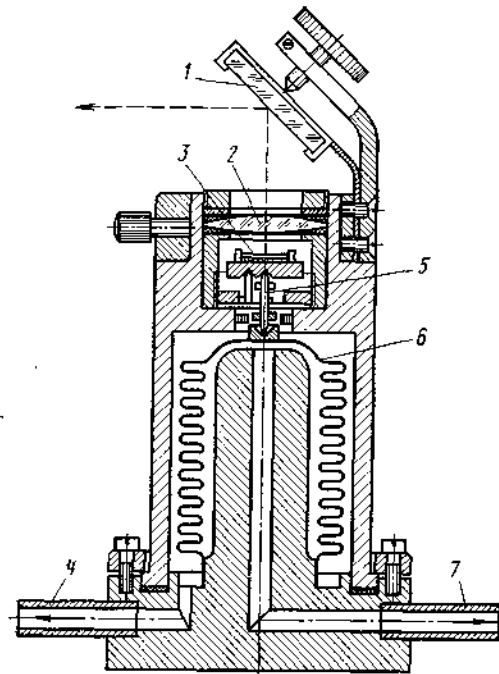


Рис. 80. Оптический сильфонный манометр:

1 — зеркало; 2 — линза; 3 — зеркало; 4 — камера с давлением p_2 ; 5 — сильфон; 6 — сильфон; 7 — камера с давлением p_1 .

Приборы, основанные на косвенных методах измерения; в них используется зависимость того или иного физического свойства газа от давления. Многочисленные типы манометров этого класса описаны в специальной литературе [6, 8, 10]. Поэтому здесь приведены краткие характеристики наиболее употребительных типов этих манометров для измерения давлений 10^{-3} — 10^{-2} мм рт. ст.: тепловых и ионизационных радиоактивных манометров, а также разрядных трубок.

Тепловые манометры основаны на принципе использования зависимости теплопроводности газа от давления. Эта зависимость проявляется в области среднего вакуума, постепенно переходя в прямую пропорциональность в области высокого вакуума. В настоящее время распространены два типа тепловых манометров: манометр сопротивления и термопарный манометр.

Манометр сопротивления представляет собой проводник, смонтированный в стеклянном или металлическом баллоне, который соединен с вакуумной установкой. Электрический ток, про-

ходя через проводник, нагревает его. При изменении давления меняется температура проводника, а следовательно, и его электрическое сопротивление, по величине которого в манометрах этого типа определяют давление. Сопротивление измеряют с помощью электрических мостовых схем. Обычный диапазон давлений, измеряемых термометрами сопротивления, — от 1 до 10^{-3} мм рт. ст.

В термопарных манометрах температуру нити измеряют по электродвижущей силе термопары, присоединенной к центру нити. Такие манометры смонтированы в стеклянном или металлическом корпусе. Нагревателем служит платиновая проволока, к которой приварена хромель-копелевая термопара. На основе термопарных манометров разработаны термопарные вакуумметры.

Достоинства тепловых манометров заключаются в простоте изготовления и возможности непрерывного наблюдения за изменением давления в вакуумной системе. К числу недостатков следует отнести зависимость показаний от рода газа, точный состав которого обычно не известен. Главным источником ошибок при измерениях термопарным манометром является изменение состояния поверхности нити, что приводит к изменению характера градуировочной кривой.

В ионизационных радиоактивных манометрах мерой давления служит ионный ток, получаемый в результате ионизации газа альфа-частицами. Последние излучают радиоактивное вещество, помещенное в манометре. В связи с этим ионизационный радиоактивный манометр обычно называют просто радиоактивным манометром или альфатроном. В качестве радиоактивного вещества часто применяют соли радия. Радий, кроме относительно безвредных альфа-частиц, излучает еще бета- и гамма-частицы, обладающие высокой проникающей способностью, а в процессе распада образует вредный радиоактивный газ — радон, все это требует предпринимать особые меры безопасности при эксплуатации и хранении таких манометров. В связи с этим расширяется область применения манометров с плутониевыми радиоактивными источниками, дающими практически одно альфа-излучение. При работе с радиоактивным манометром следует учитывать, что его показания зависят от рода газа. Нельзя допускать попадания в манометр химически агрессивных газов, паров кислот и других веществ, которые могут легко вступать в химическое взаимодействие с плутонием. Необходимо тщательно оберегать манометр от ударов и помнить, что плутоний и его соединения сильно ядовиты.

Оценка величины вакуума по свечению разряда в газе находит широкое применение в различного рода работах, связанных с получением вакуума.

Этот метод используют, например, в вакуумных системах при испарении металлов, фракционной дистилляции химических про-

дуктов, а также в технике консервирования и обезвоживания продуктов.

Разрядные трубки обычно изготавливают из тугоплавкого стекла, а в трубку вплавляют металлические электроды С и D, имеющие вид пластин (рис. 81). Электроды выполняют из платины, никеля или коррозионностой-

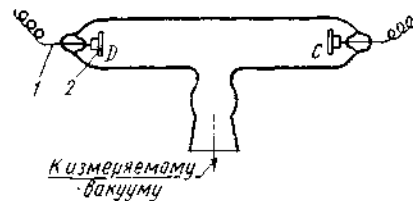


Рис. 81. Разрядная трубка:

1 — вольфрамовый ввод (диаметр 1 мм);
2 — никелевый электрод

кой стали. Электрический разряд в трубке можно возбудить присоединением одного из электродов к высокочастотному генератору или индукционной катушке. Тесла; другой электрод разрядной трубки оставляют свободным или, для облегчения возбуждения электрического разряда, заземляют. Характер и цвет возникающего в трубке разряда зависит от физической природы газа, его давления, величины разрядного тока, размеров электродов и их расположения. Наблюдая за характером свечения в газоразрядной трубке, можно лишь грубо определить давление в пределах от 20 до 10^{-3} мм рт. ст.

Необходимо отметить, что измерение вакуума — это сложный вопрос, требующий приобретения определенных навыков. Прежде чем приступить к измерению, нужно изучить особенности технологического процесса и знать хотя бы приблизительный состав откачиваемого газа. При работе с парожеткорными вакуумными насосами следует помнить, что возможна диффузия водяных паров из первой ступени в вакууметр. Тип вакууметра выбирают в соответствии с предполагаемой величиной вакуума.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., «Наука», 1969, 824 с.
2. Аншелес И. И., Зырянов Ю. Е. Наладка парожеткорной установки. «Бюллетень центрального научно-исследовательского института информации и технико-экономических исследований черной металлургии», 1967, № 22, с. 52.
3. Борозденков В. И. Вакуум-насосы в химической промышленности. М., «Машиностроение», 1964, 96 с.
4. Вильдер С. Н. Выбор, расчет и применение парожеткорных вакуум-насосов. М., ГОСИНТИ, 34 с.
5. Вукалович М. П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. М., «Энергия», 1965, 400 с.
6. Григорьев А. М. Измерение вакуума. В сб. «Вакуумная металлургия». Под ред. А. М. Самарина. М., Металлургиздат, 1962, с. 424—451.
7. Дейч М. Е. Техническая газодинамика. М., Госэнергоиздат, 1961, 670 с.
8. Дашман С. Научные основы вакуумной техники. Пер. с англ. Под ред. М. П. Меньшикова. М., «Мир», 1964, 691 с.

9. Зингер Н. М. О расчете пароструйных эжекторов для вакуумных дегазаторов. «Теплоэнергетика», 1968, № 2, с. 89—91.
10. Кириллин В. А., Шейнцлин А. Е. Исследование термодинамических свойств веществ. М., Госэнергоиздат, 1963, 560 с.
11. Кларк Д., Макчесни М. Динамика реальных газов. Пер. с англ. Под ред. Г. Ф. Теленина. М., «Мир», 1967, 566 с.
12. Кузнецов Ю. М., Успенский В. А. Расчет и конструирование пароструйных эжекторов. В сб. «Металлургическая теплотехника», 1968, № 15, с. 230—254 (труды ВНИИМТ).
13. Кузнецов Ю. М., Успенский В. А. О влиянии конструктивных факторов на работу пароструйного эжектора. В сб. «Металлургическая теплотехника», 1968, № 15, с. 220—230 (труды ВНИИМТ).
14. Кузнецов Ю. М., Успенский В. А. О выборе осевых размеров пароструйного эжектора. Писания ВУЗов, раздел «Энергетика», 1967, № 3, с. 110—113.
15. Кузнецов Ю. М., Успенский В. А., Лозовский А. Т. Опыт применения эжектора с подоструйными промежуточными охладителями. «Промышленная энергетика», 1968, № 2, с. 25—28.
16. Кузнецов Ю. М. Расчет времени откачки воздуха из камер промывочных дегазационных установок парожеткорными вакуумными насосами. В сб. «Теплотехника металлургического производства», 1970, № 22, с. 185—198 (труды ВНИИМТ).
17. Кузнецов Ю. М., Успенский В. А. Парожеткорный насос для вакуумной обработки жидкой стали. «Сталь», 1967, № 3, 285 с.
18. Мухачев Г. А., Бородин В. А., Посконин Ю. А. Диаграмма водяного пара для низких температур и давлений. «Теплоэнергетика», 1963, № 10, с. 89—92.
19. Путилов М. И. Расчет оптимального расстояния сопла от камеры смешения в струйных аппаратах. «Теплоэнергетика», 1967, № 7, с. 70—74.
20. Рубожев А. В. Методика расчета многоступенчатых пароструйных эжекторов. М., Изд. МЭИ, 1965, 71 с.
21. Рамм В. М. Пароструйные вакуум-эжекторные установки. М., Госхимиздат, 1949, 85 с.
22. Рауэ Х. Механика жидкости. Пер. с англ. А. П. Юффа. М., Издательство литературы по строительству, 1967, 386 с.
23. Соколов Е. Я., Зингер Н. М. Струйные аппараты. М., Госэнергоиздат, 1960, 208 с.
24. Справочник химика. М., «Химия», т. 5, 1966, 971 с.
25. Успенский В. А. Пневматический транспорт. Свердловск, Металлургиздат, 1959, 229 с.
26. Цейтлин А. Б. Пароструйные вакуумные насосы. М., «Энергия», 1965, 365 с.
27. Цейтлин А. Б. Основы расчета вакуумных систем. В сб. «Вакуумная металлургия». Под ред. А. М. Самарина. М., Металлургиздат, 1962, с. 350—390.
28. Шкловер Г. Г. и др. Безразмерные характеристики пароструйных эжекторов КТЗ. «Теплоэнергетика», 1966, № 3, с. 42—48.
29. Harris L. S., Fisher A. S. Characteristics of the Steam-Let Vacuum Pump. Transactions of the ASME, series B, v. 86, N 4, 1964, p. 65—73.

Успенский В. А., Кузнецов Ю. М. «Струйные вакуумные насосы» М. «Машиностроение», 144 с.

В книге рассмотрены теория и расчет пароструйных эжекторов. Приведены эксплуатационные характеристики одно- и многоступенчатых струйных насосов, а также рекомендации по их рациональному конструированию. Описаны режимы течения газа в вакуумных системах и методы измерения вакуума. Изложены основы расчета вакуумных систем с пароежекторными насосами.

Книга предназначена для инженерно-технических работников химической, металлургической, энергетической и других отраслей промышленности, занимающихся разработкой, проектированием и эксплуатацией струйных вакуумных насосов.

Табл. 17, ил. 81, список лит. 29 назв.

Рецензент д-р техн. наук В. Д. Лубенец

У 3312—289 369—73
038(01)—73

© Издательство „Машиностроение“, 1973 г.

Владимир Александрович Успенский, Юрий Михайлович Кузнецов

СТРУЙНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

Редактор издательства О. В. Маргулис
Технический редактор Л. А. Макарова
Корректор Е. В. Сабина
Художник Е. Н. Волков

Сдано в набор 15/IV 1973 г. Подписано к печати 16/IV 1973 г. Т 08266. Формат 60×90/16.
Бумага № 2. Печ. л. 90. Уч. изд. т. 94. Тираж 5500 экз. Заказ 283. Цена 48 коп.

Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ» Москва Б-78. Гл. Бумажный пер. 3.

Московская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
109088, Москва Ж-88, Южнопортовый а-т. 21

ПРЕДИСЛОВИЕ

Из всех видов струйных аппаратов, различающихся по типу эжектирующей струи, в книге рассмотрены две группы — пароструйные и газоструйные, рабочими средами в которых являются водяной пар и газ. Основными достоинствами струйных вакуумных насосов являются простота конструкции, компактность, незначительный износ, возможность работы с коррозионными и агрессивными средами.

Газоструйные насосы (эжекторы), обычно выполняемые одноступенчатыми, работают с коэффициентом эжекции больше единицы при незначительном перепаде давлений вблизи атмосферного. При необходимости создания более значительных разрежений применяют одно- и многоступенчатые пароструйные насосы. Они могут обеспечивать большие производительности при давлении всасывания от атмосферного до 10^{-3} мм рт. ст.

Эти преимущества обусловили широкое распространение паро- и газоструйных насосов в различных отраслях промышленности, в технике существует целый ряд производств, проведение технологического процесса в которых возможно только при условии применения струйных вакуумных насосов. Так, в химической промышленности для удаления газа из вакуумоотгонных и вакуум-кристаллизационных аппаратов при осуществлении процессов дистилляции, сушки и выпарки используют в основном многоступенчатые пароежекторные насосы. С развитием вакуумной металлургии возникло новое направление — метод внепечной обработки жидкого металла. Проведение процесса дегазации металла в ковше стало возможным благодаря разработке и применению в промышленных