

Рис. 41. Схема расположения скоростей пластины в точке соприкосновения с корпусом:
1 — ось ротора; 2 — ротор; 3 — пластина; 4 — корпус

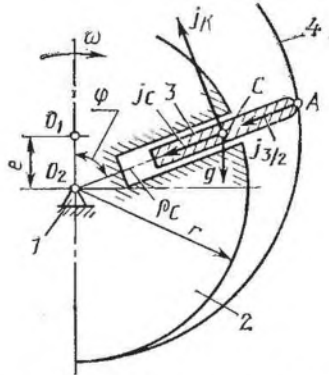


Рис. 42. Схема ускорений пластины:
1 — ось ротора; 2 — ротор; 3 — пластина; 4 — корпус

Знак «+» соответствует направлению вектора скорости $v_{3/1}$ в сторону вращения ротора.

Разгрузочные кольца насосов обладают большой массой и моментом инерции. Например, разгрузочное кольцо вакуумного насоса РВН-50 имеет массу 30 кг и динамический момент инерции $9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. На его внутреннюю поверхность при вращении действуют непрерывно изменяющиеся моменты от сил трения со стороны пластин с частотой $f = 162 \text{ Гц}$, пропорциональной частоте вращения ротора и числу пластин. Расчеты, подтвержденные экспериментом показали, что разгрузочные кольца обычно вращаются практически равномерно, причем частота их вращения близка к частоте вращения ротора.

Для рекомендуемых значений коэффициентов трения и соотношений геометрических размеров в насосах скорость скольжения пластин по кольцам $v_{3/1}$ непрерывно изменяется по величине и направлению вследствие того, что разгрузочные кольца вращаются равномерно, а скорость концов пластин непрерывно изменяется. При одинаковой в данном направлении скорости конца пластины и кольца скорость $v_{3/1} = 0$, причем пластина в этот момент расположена под углом φ_0 к вертикальной оси насоса. Следовательно, при угле поворота пластины от $\varphi = -\varphi_0$ до $\varphi = \varphi_0$ концы пластин обгоняют разгрузочные кольца и передают им энергию, а на остальном участке от $\varphi = \varphi_0$ до $\varphi = 2\pi - \varphi_0$ разгрузочные кольца обгоняют пластины и частично возвращают энергию ротору.

Угловую скорость кольца определяют из формулы (2.37) при $v_{3/1} = 0$ (рад/с):

$$\omega_K = \omega \left(1 + \frac{\bar{\lambda} \cos \varphi_0}{1 - 0,5\bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi_0} \right).$$

Обычно угол φ_0 находится в пределах $\varphi_0 \approx 75 \dots 80^\circ$ [11], а угловая скорость разгрузочного кольца превышает угловую скорость ротора: $\omega_k = (1,04 \dots 1,06) \omega$. При заклинивании разгрузочных колец пластины скользят по кольцам в одном направлении в течение всего оборота ротора, а угол φ_0 отсутствует.

При выборе допустимой скорости скольжения пластин обычно исходят из допустимого износа пластин. Средняя окружная скорость стальных пластин (сталь 85), опирающихся на вращающиеся разгрузочные кольца из чугуна СЧ 20, не превышает 12 ... 13 м/с. Средняя скорость скольжения текстолитовых (ПТ-7) и асботекстолитовых пластин (марки А) по чугунному корпусу находится в пределах 11 ... 15 (18) м/с при подаче масла на смазываемые трущиеся поверхности. Средняя скорость скольжения по стальному корпусу графитовых пластин (УГ-20к, АГ-1500-Б-83 и др.) не более 8 м/с, а пластин из антифрикционной фторопластовой композиции (ФКН-7)—6 ... 8 м/с.

Ускорение пластин. При равномерном вращении ротора на пластину действуют ускорения в продольном и поперечном направлениях (рис. 42).

Центростремительное ускорение в радиальной пластине действует вдоль радиуса ротора и приложено к ее центру тяжести в точке С (м/с²):

$$j_C = -\rho_C \omega^2,$$

где ρ_C — радиус-вектор центра масс пластины, м, $\rho_C = O_2C$.

Полагая, что центр тяжести пластины расположен в ее середине, находим

$$\rho_C = \rho - \frac{h}{2} = R \left(1 + \bar{\lambda} \cos \varphi - \frac{\bar{\lambda}^2}{2} \sin^2 \varphi - \frac{h}{2R} \right).$$

Знак «—» показывает, что ускорение направлено к центру ротора.

Ускорение радиальной пластины относительно паза ротора (м/с²)

$$j_{3/2} = \frac{dv_{3/2}}{dt} = \frac{d^2\rho}{dt^2} = -e\omega^2 (\cos \varphi + \bar{\lambda} \cos 2\varphi).$$

При постоянной угловой скорости ротора и изменении положения центра тяжести пластины возникает поперечное ускорение (ускорение Кориолиса). Оно приложено к центру тяжести пластины перпендикулярно ее плоскости и направлено в сторону, противоположную вращению ротора (м/с²):

$$j_K = 2e\omega^2 \left(\sin \varphi + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin 2\varphi \right).$$

Кроме перечисленных ускорений, на пластину действуют также ускорения силы тяжести, которые можно не учитывать ввиду их малости.

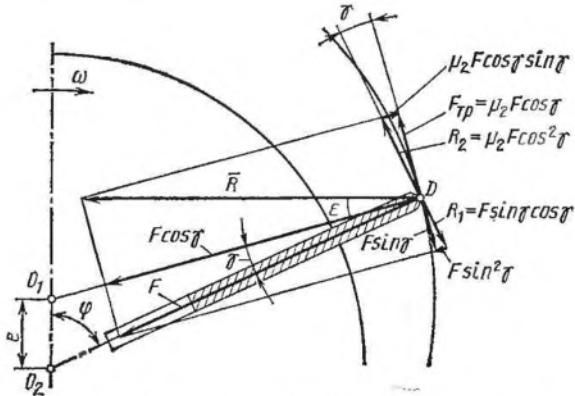


Рис. 43. Схема сил, действующих на радиальную пластину в точке ее соприкосновения с корпусом

Скорости и ускорения для наклонных пластин определяют по аналогичным зависимостям.

Усилия, действующие на пластину. При работе насоса на его пластину действуют четыре вида сил: силы инерции, реакции опор, силы трения и газовые усилия. Продольную силу F , действующую вдоль радиальной пластины и направленную от центра ротора, можно разложить на нормальную силу $F \cos \gamma$ и касательную силу $F \sin \gamma$. Действующие на пластину силы могут быть разложены на продольное к оси пластины направление и поперечное ей. Схематическое расположение сил, действующих на радиальную пластину со стороны корпуса при угле φ поворота ротора, изображено на рис. 43.

Принимают следующее правило знаков для сил: поперечная сила положительная, если она направлена против движения; продольная сила положительная, если она направлена от центра ротора.

Поперечная составляющая от касательной силы (Н)

$$R_1 = \pm F \cos \gamma \sin \gamma.$$

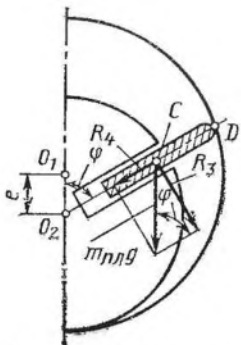
Знак «—» относится к углу поворота пластины от 0 до π , а знак «+» — от π до 2π .

При отсутствии сил трения между пластиной и цилиндром реакция цилиндра направлена к его центру (в точку O_1). С учетом сил трения реакция цилиндра \bar{R} отклоняется от радиуса цилиндра в сторону вращения ротора на угол ε трения, причем

$$\operatorname{tg} \varepsilon = \frac{F_{\text{тр}}}{F \cos \gamma} = \frac{\mu_2 F \cos \gamma}{F \cos \gamma} = \mu_2,$$

где μ_2 — коэффициент трения пластины о корпус насоса.

В предварительных расчетах для стальных пластин (сталь 85) со смазочным материалом, опирающихся на чугунные разгрузоч-



ные кольца (СЧ 20), коэффициент трения задают в пределах $\mu_2 \approx 0,06 \dots 0,08$ (0,1) [11]. Для асботекстолитовых пластин (марки А), скользящих по чугунному корпусу (СЧ 20) со смазыванием, при температуре на нагревании не выше 370 К коэффициент трения определяют по эмпирической формуле [11]

$$\mu_2 \approx \frac{0,165}{\lg(u - 0,5)},$$

где u — средняя скорость скольжения конца пластины по корпусу, м/с;

при смазывании цилиндра вязкими маслами (типа МК-22п)

$$\mu_2 \approx 0,103 (\lg u)^{-0,461}; \quad (2.38)$$

при смазывании цилиндра маслами малой вязкости (типа веретенного АУ)

$$\mu_2 \approx 0,0945 (\lg u)^{-0,461},$$

а для графитовых пластин (АГ-1500-Б-83), скользящих по корпусу из высоколегированной стали без смазывания, коэффициент $\mu_2 \approx 0,2$.

Сила $F_{тр}$ трения при отсутствии беговых колец направлена в сторону, противоположную направлению вращения ротора, а если пластины опираются на разгрузочные кольца, то направление силы трения противоположно направлению вектору скорости $v_{з/л}$ скольжения пластин относительно колец.

Поперечная составляющая силы трения (Н)

$$R_2 = F_{тр} \cos \gamma = \mu_2 F \cos^2 \gamma.$$

Поперечная составляющая веса пластины (Н) (рис. 44)

$$R_3 = -m_{пл}g \sin \varphi,$$

где $m_{пл}$ — масса пластины, кг; g — ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

Интенсивность разгрузки от поперечных инерционных сил ускорения Кориолиса (Н/м)

$$q_1 = -m_{пл}j_K/h = 2m_{пл}e\omega^2 (\sin \varphi + \bar{\lambda}/2 \sin 2\varphi)/h,$$

где h — ширина пластины, м.

Интенсивность нагрузки от перепада давлений газа на выступающую часть пластины (Н/м)

$$q_2 = \Delta p L,$$

где Δp — перепад давлений между двумя соседними ячейками, Па.

Перепад давлений Δp между двумя соседними ячейками учитывается только лишь в процессе сжатия газа и обратного расширения. Часто в предварительных расчетах перепад давлений на участке обратного расширения принимают равным нулю.

Согласно формуле (2.27) разность давлений газа между двумя соседними ячейками (Π_a)

$$\Delta p = p \left\{ \left[\frac{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}}{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} - \cos \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta \cos 2 \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}} \right]^n - \left[\frac{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}}{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} \cos \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta \cos 2 \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}} \right]^n \right\}. \quad (2.39)$$

При $Z \geq 12$

$$\Delta p = p \left\{ \left[\frac{2}{1 + \cos \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) - \bar{\lambda} \sin^2 \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right)} \right]^n - \left[\frac{2}{1 + \cos \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) - \bar{\lambda} \sin^2 \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right)} \right]^n \right\}.$$

Разность давлений газа между двумя соседними ячейками, одна из которых соединена со всасывающим патрубком, (Π_a)

$$\Delta p = p \left\{ \left[\frac{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}}{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} \cos \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta \cos 2 \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}} \right]^n - 1 \right\}. \quad (2.40)$$

При $Z \geq 12$

$$\Delta p = p \left\{ \left[\frac{2}{1 + \cos \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right) - \bar{\lambda} \sin^2 \left(\varphi + \frac{\beta}{2} \right)} \right]^n - 1 \right\}.$$

Разность давлений газа между двумя соседними ячейками, одна из которых соединена с нагнетательным патрубком, (Π_a)

$$\Delta p = p_H - p \times \left[\frac{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}}{\beta + 2 \sin \frac{\beta}{2} \cos \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) + \frac{\bar{\lambda}}{2} \sin \beta \cos 2 \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}} \right]^n. \quad (2.41)$$

При $Z \geq 12$

$$\Delta p = p_H - p \left[\frac{2}{1 + \cos \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right) - \bar{\lambda} \sin^2 \left(\varphi - \frac{\beta}{2} \right)} \right]^n.$$

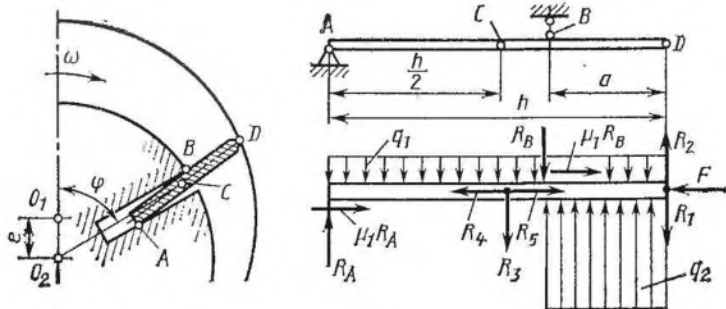


Рис. 45. Схема сил, приложенных к пластине

В формулах (2.39) ... (2.41) φ — угол поворота данной пластины, которая воспринимает перепад давлений, рад.

Реакции пластины в пазу ротора определяют из уравнений статики, предложенных В. Д. Лубенцом. Схема расположения сил приведена на рис. 45, где ячейка находится на углу сжатия газа. Реакции пластин в т. А и В (Н)

$$R_A = \frac{a}{h-a} \left[(q_1 h + R_3) \left(1 - \frac{h}{2a} \right) + q_2 \frac{a}{2} + (\sin \gamma \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \gamma) F \right];$$

$$R_B = \frac{h}{2(h-a)} \left[q_1 h + R_3 + q_2 a \frac{2h-a}{h} + 2(\sin \gamma \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \gamma) F \right],$$

где a — выступающая из ротора часть пластины, м.

Продольная сила от центростремительного ускорения и ускорения пластины относительно ротора (Н)

$$R_5 = -m_{пл} (j_c + j_{3/2}).$$

Продольная составляющая веса пластины (Н)

$$R_4 = -m_{пл} g \cos \varphi.$$

Сила трения пластины в пазу ротора (Н)

$$F'_{тр} = \pm \mu_1 (|R_A| + |R_B|), \quad (2.42)$$

где μ_1 — коэффициент трения пластины о паз ротора, $\mu_1 \approx 0,08 \dots 0,1$.

Знак «+» относится к углу поворота пластины от 0 до π , а знак «-» от π до 2π . Знак в формуле (2.42) учитывается коэффициентом $A = \sin \varphi / |\sin \varphi|$:

$$F'_{тр} = A \mu_1 (|R_A| + |R_B|).$$

Эта формула справедлива при всех значениях угла φ поворота ротора, за исключением $\varphi = 0$ и π . Однако при этих углах поворота сила трения $F'_{тр} = 0$, так как скорость перемещения пластин в пазах ротора $v_{32} = 0$.

Суммарная продольная сила определяется как сумма сил (Н):

$$F = R_4 + R_5 + F'_{\text{тр}} \quad (2.43)$$

При $\varphi = 0$ и π продольная сила (Н)

$$F = R_4 + R_5.$$

Подставив значения R_A и R_B и решив уравнение (2.43) относительно F , получим

$$F = \frac{R_4 + R_5 + \mu_1 [a/(h-a)] (q_1 h + R_3) + \mu_1 [h/(h-a)] q_2 a}{1 - \mu_1 (\sin \gamma \cos \gamma + \mu_2 \cos^2 \gamma) [(h+a)/(h-a)]}.$$

Необходимо отметить, что в данном расчете ввиду малых значений не учитывают продольные силы: $\mu_2 F \cos \gamma \sin \gamma$ и $F \sin^2 \gamma$, а также моменты от сил трения пластин в пазу ротора:

$$M_A = \mu_1 R_B \delta \quad \text{и} \quad M_B = \mu_1 R_A \delta,$$

где δ — толщина пластины. При этом ошибка не превышает 1 ... 1,5 %.

2.5. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в насосах без разгрузочных колец, складывается из мощностей, затрачиваемых на преодоление сил трения: N_1 — пластин в пазах ротора, N_2 — концов пластин о неподвижный цилиндр, N_3 — в подшипниках и N_4 — в уплотнениях (сальнике). Следовательно, мощность (Вт) трения, затрачиваемая на преодоление сил,

$$N_{\text{тр}} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4.$$

Определение потерь мощности на преодоление сил трения ведется раздельно для ротора и цилиндра от сил инерции и от сил перепада давлений газа между ячейками [11].

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин в пазах ротора, (Вт)

$$N_1 = N_{\text{п}\psi} + N_{\text{п}\Delta p\psi},$$

где $N_{\text{п}\psi}$, $N_{\text{п}\Delta p\psi}$ — составляющие мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения пластин в пазах ротора, соответственно от сил инерции и от разности давлений в соседних ячейках:

$$N_{\text{п}\psi} = \frac{4}{\pi} m_{\text{пл}} \omega^3 R^2 \bar{\lambda} Z \mu_1 \mu_2 \frac{1 + \bar{\lambda}}{1 - \bar{\lambda}} \left\{ 1 - \frac{h}{2R} + \right. \\ \left. + 2\bar{\lambda}^2 - (1 - \bar{\lambda})^2 \sin^2 \psi + \left[1 - \bar{\lambda} \left(1 - \frac{h}{2R} \right) \right] (1 - \bar{\lambda}) \sin \psi \right\}; \quad (2.44)$$

$$N_{\text{п}\Delta p\psi} = \frac{1}{2\pi} \mu_1 L \bar{\lambda}^2 R^2 \omega p \cdot 10^{1,175 (\epsilon/h) + 1,325} \epsilon^{0,291} \times \\ \times \lg \frac{p_H}{p} \left[1 + 2(1 - \cos \psi) + \frac{1}{2} (1 - \bar{\lambda})^2 \sin^2 \psi \right] \quad (2.45)$$

(k — показатель адиабаты сжатия для воздуха и двухатомных газов, $k = 1,4$; ψ — угол наклона пластин в пазу ротора, рад),

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин о неподвижный цилиндр, (Вт)

$$N_2 = N_{\text{ц}\psi} + N_{\text{ц}\Delta p\psi},$$

где $N_{\text{ц}\psi}$, $N_{\text{ц}\Delta p\psi}$ — составляющие мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения пластин по цилиндру соответственно от сил инерции и от разности давлений в соседних ячейках:

$$N_{\text{ц}\psi} = m_{\text{пл}} \omega^3 R^2 Z \mu_2 \left[1 - \frac{h}{2R} + 2\bar{\lambda}^2 - (1 - \bar{\lambda})^2 \sin^2 \psi - \bar{\lambda} (1 - \bar{\lambda}) \left(1 - \frac{h}{2R} \right) \sin \psi \right]; \quad (2.46)$$

$$N_{\text{ц}\Delta p\psi} = \frac{1}{2\pi} \mu_1 \mu_2 L \bar{\lambda} R^2 \omega p_{10}^{1,24} \frac{e}{h} \left(\frac{1 + [e/(2h)] \sin \psi}{\cos \psi} \right) + 1,4 k^{0,528} \lg \frac{p_{\text{н}}}{p}. \quad (2.47)$$

С увеличением угла ψ наклона пластин составляющая мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения по цилиндру, от сил инерции уменьшается, в то время как остальные слагаемые увеличиваются незначительно. Это объясняется перераспределением усилий, действующих на цилиндр и в пазах ротора. Следствием увеличения угла наклона пластин является общее снижение мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения в насосе. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин в вакуумном насосе при углах $\psi = 40 \dots 50^\circ$, составляет около 20 ... 30 % мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения радиальных пластин. При $\psi = 0$ формулы (2.44) ... (2.47) используют для определения механических потерь в результате трения в насосах с радиальным расположением пластин.

Значения составляющих мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения, приведены в примере расчета насосов.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в разгрузочных кольцах, (Вт)

$$N'_2 = \frac{\mu_3}{\eta_{\text{к}}} N \omega_{\text{к}} (R + b_{\text{к}}),$$

где $\eta_{\text{к}}$ — КПД передачи энергии через разгрузочные кольца от пластин к цилиндру, $\eta_{\text{к}} = 0,8 \dots 0,9$; μ_3 — коэффициент трения между чугунными разгрузочными кольцами и чугунным корпусом со смазкой, $\mu_3 \approx 0,05$ [11]; N — суммарная сила реакций разгрузочных колец на цилиндр, Н; $\omega_{\text{к}}$ — угловая скорость разгрузочных колец, рад/с; $b_{\text{к}}$ — толщина разгрузочного кольца, м.

Так как в разгрузочных кольцах имеются радиальные отверстия, то перепад давлений на кольца не действует. В этом случае силу N определяют как геометрическую сумму сил, действующих со стороны пластин на кольца, и веса самих колец. Величину и направление силы N можно определить графически.

Ввиду относительно небольшой мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения в подшипниках, ее подсчитывают по упрощенной формуле без учета веса ротора и пластин. Обычно считают, что на подшипники ротора передается только усилие от

газовых сил T_0 , причем эта равнодействующая проходит через центр ротора (H):

$$T_0 \approx 2rLp_t,$$

где p_t — среднее индикаторное давление, Па,

$$p_t = N_1/S_p. \quad (2.48)$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в подшипниках, (Вт)

$$N_3 \approx \mu T_0 \omega \frac{d_B}{2}, \quad (2.49)$$

где $\mu \approx 0,05 \dots 0,08$ — коэффициент трения для подшипника скольжения; $\mu \approx 0,005 \dots 0,008$ для подшипника качения; d_B — диаметр вала подшипника скольжения (средний диаметр подшипника качения), м.

Мощность N_4 , затрачиваемая на преодоление сил трения в уплотнениях, обычно невелика и в значительной степени зависит от их типов и конструкции. Часто в расчетах мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в уплотнениях, принимают равной мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения в подшипниках, т. е. $N_4 \approx N_3$.

2.6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ НАСОСОВ

Насосы отличаются хорошей уравновешенностью. При работе насоса на фундамент не передаются значительные усилия. Неуравновешенность насосов при хорошей балансировке ротора может возникнуть только вследствие изменения положения центра масс вращающихся пластин. В общем случае при работе насосов возникают переменные по величине и направлению свободные силы вращения и возвратно-поступательного движения центра тяжести пластин. Эти силы пластин геометрически суммируются в общее силовое воздействие, вызывающее вибрацию фундаментной

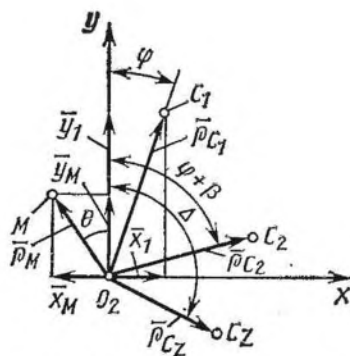
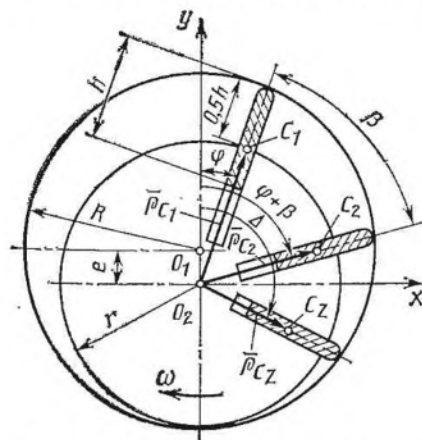


Рис. 46. Кинематическая схема насоса с радиальными пластинами

Рис. 47. Схема определения центра масс пластин

плиты и повышающее изнашивание подшипников. К транспортным насосам обычно предъявляют более жесткие требования по величине свободных неуравновешенных сил.

Рассмотрим общий метод нахождения мгновенного центра масс вращающихся радиальных пластин. Если центры тяжести пластин сосредоточены в точках $C_1, C_2 \dots C_z$ (рис. 46), то расстояние от оси вращения ротора O_2 до центра тяжести пластин согласно формуле (2.12)

$$\left. \begin{aligned} \bar{\rho}_{C_1} = O_2 C_1 &= R \left(\bar{\lambda} \cos \varphi + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi} - \frac{h}{2R} \right); \\ \bar{\rho}_{C_2} = O_2 C_2 &= R \left[\bar{\lambda} \cos (\varphi + \beta) + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 (\varphi + \beta)} - \frac{h}{2R} \right]; \\ \dots \dots \dots \\ \bar{\rho}_{C_z} = O_2 C_z &= R \left(\bar{\lambda} \cos \Delta + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \Delta} - \frac{h}{2R} \right), \end{aligned} \right\}$$

где $\Delta = \varphi + (Z-1)\beta = \varphi + \frac{2\pi}{Z}(Z-1)$, рад.

Векторы $\bar{\rho}_{C_i}$ могут быть разложены на горизонтальные \bar{x}_i и вертикальные \bar{y}_i составляющие (рис. 47):

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_1 &= R \sin \varphi \left(\bar{\lambda} \cos \varphi + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi} - \frac{h}{2R} \right); \\ \bar{x}_2 &= R \sin (\varphi + \beta) \left[\bar{\lambda} \cos (\varphi + \beta) + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 (\varphi + \beta)} - \frac{h}{2R} \right]; \\ \dots \dots \dots \\ \bar{x}_z &= R \sin \Delta \left(\bar{\lambda} \cos \Delta + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \Delta} - \frac{h}{2R} \right). \\ \bar{y}_1 &= R \cos \varphi \left(\bar{\lambda} \cos \varphi + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \varphi} - \frac{h}{2R} \right); \\ \bar{y}_2 &= R \cos (\varphi + \beta) \left[\bar{\lambda} \cos (\varphi + \beta) + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 (\varphi + \beta)} - \frac{h}{2R} \right]; \\ \dots \dots \dots \\ \bar{y}_z &= R \cos \Delta \left(\bar{\lambda} \cos \Delta + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2 \sin^2 \Delta} - \frac{h}{2R} \right). \end{aligned} \right\}$$

Координаты центра всех Z пластин (точка M , см. рис. 47):

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_M &= \frac{\bar{x}_1 + \bar{x}_2 + \dots + \bar{x}_z}{Z} = \frac{1}{Z} \sum_{i=1}^z \bar{x}_i; \\ \bar{y}_M &= \frac{\bar{y}_1 + \bar{y}_2 + \dots + \bar{y}_z}{Z} = \frac{1}{Z} \sum_{i=1}^z \bar{y}_i. \end{aligned} \right\} \quad (2.50)$$

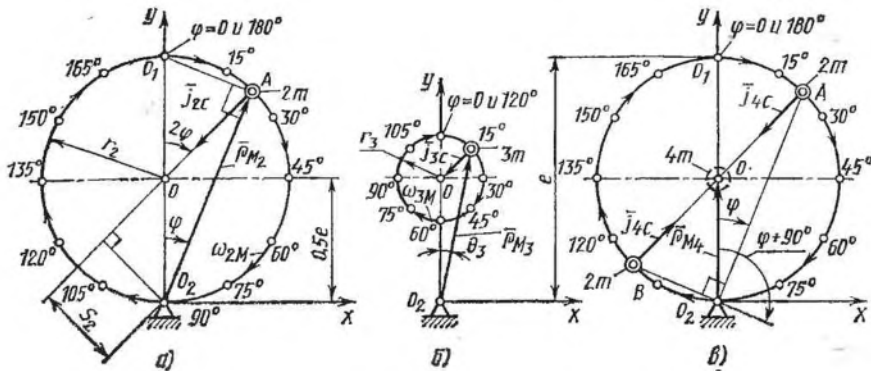


Рис. 48. Траектория движения центра масс пластин:
 а — $Z = 2$; б — $Z = 3$; в — $Z = 4$; O_1 — центр корпуса; O_2 — центр ротора

Радиус-вектор центра масс Z пластин

$$\bar{\rho}_M = \sqrt{\bar{x}_M^2 + \bar{y}_M^2} \quad (2.51)$$

Угол отклонения радиуса-вектора $\bar{\rho}_M$ от вертикали

$$\theta = \arctg(\bar{x}_M/\bar{y}_M). \quad (2.52)$$

Рассмотрим влияние различных факторов на уравновешенность насосов.

Влияние числа пластин. Расчетная схема насосов с двумя радиальными пластинами при угле φ поворота дана на рис. 48, а. Из формул (2.50) ... (2.52) при $h = 4e$ имеем:

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_{M2} &= 0,5e \sin 2\varphi; \\ \bar{y}_{M2} &= e \cos^2 \varphi; \end{aligned} \right\} \quad (2.53)$$

$$\bar{\rho}_{M2} = e \cos \varphi; \quad (2.54)$$

$$\theta_2 = \varphi; \quad \theta_{2 \max} = \pm 90^\circ.$$

Система уравнений (2.53) представляет собой окружность в параметрическом виде с центром в начале координат.

Следовательно, центр масс одной пары диаметрально расположенных пластин перемещается по дуге окружности радиусом $r_2 = 0,5e$. Эта окружность расположена между центром ротора и центром корпуса (рис. 48, а). Масса двух пластин сосредоточена в точке А; ω — угловая скорость центра масс пластин относительно точки O постоянна и в 2 раза больше угловой скорости ротора (рад/с):

$$\omega_{2M} = 2\omega.$$

Таким образом, при повороте ротора на один оборот центр масс двух пластин дважды обойдет окружность с диаметром, равным e , причем при равномерном вращении ротора движение центра масс также будет равномерным. При таком движении на

центр масс пластин действует постоянное центростремительное ускорение (м/с^2)

$$\bar{j}_{2c} = 0,5e\omega_{2M}^2 = 2e\omega^2 = 2\bar{\lambda}R\omega^2.$$

Ускорение центра масс пластин обусловлено силой, действующей в направлении ускорения. Несовпадение оси вращения ротора с главной центральной осью инерции подвижной системы ротор — пластины приводит к появлению нескомпенсированных свободных сил и моментов, вызывающих вибрацию насоса. Свободная сила (Н)

$$\bar{F}_{2c} = 2m\bar{j}_{2c} = 4m\bar{\lambda}R\omega^2, \quad (2.55)$$

где m — масса одной пластины, кг.

Свободную силу \bar{F}_{2c} нельзя уравновесить или уменьшить с помощью «противовесов», закрепленных на вращающемся роторе, так как угловая скорость центра масс в 2 раза больше угловой скорости ротора. Момент от свободной силы относительно оси вращения ротора (Н·м)

$$M_2 = F_{2c}S_2 = 2m(\bar{\lambda}R\omega)^2 \sin 2\varphi, \quad (2.56)$$

где S_2 — плечо свободной силы, м.

Максимальные значения момента $M_{2 \max}$ по модулю соответствуют углам поворота пластин $\varphi = 45; 135; 225$ и 315° .

При $Z = 3$ схема расположения центра масс пластин представлена на рис. 48, б. Аналогично предыдущему получим

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_{M3} &= \frac{\bar{\lambda}^2}{8} R \sin 3\varphi, \\ \bar{y}_{M3} &= \frac{\bar{\lambda}R}{2} + \frac{\bar{\lambda}^2}{8} R \cos 3\varphi; \end{aligned} \right\} \quad (2.57)$$

$$\bar{\rho}_{M3} = \frac{\bar{\lambda}R}{8} \sqrt{\bar{\lambda}^2 + 16 + 8\bar{\lambda} \cos 3\varphi};$$

$$\theta_3 = \arctg \frac{\bar{\lambda} \sin 3\varphi}{4 + \bar{\lambda} \cos 3\varphi}. \quad (2.58)$$

Уравнения (2.57) представляют собой окружность радиусом r_3 , заданную в параметрическом виде, центр которой находится на расстоянии 0,5e от оси вращения ротора (рис. 48, б): $r_3 = \bar{\lambda}^2 R/8$.

Продифференцировав выражение (2.58) по углу φ поворота и приравняв его нулю, получим максимальные значения $\theta_{3 \max}$, которые соответствуют углам

$$\varphi_1 = \left(90^\circ + \arcsin \frac{\bar{\lambda}}{4}\right) / 3; \quad \varphi_2 = \left(270^\circ - \arcsin \frac{\bar{\lambda}}{4}\right) / 3;$$

$$\theta_{3 \max} = \arctg \frac{\bar{\lambda}}{2}.$$

Ориентировочно можно принять $\varphi_1 = 30^\circ$ и $\varphi_2 = 90^\circ$. При $\bar{\lambda} = 0,09 \dots 0,18$ угол θ_3 изменяется в пределах $\pm 1,289 \dots \pm 2,576^\circ$.

Следовательно:

центр масс трех пластин перемещается по дуге окружности радиусом r_3 , причем $r_3 < r_2$; центр O окружности находится на одинаковом расстоянии между центрами ротора и корпуса;

угловая скорость центра масс постоянна и в 3 раза больше угловой скорости ротора, т. е. $\omega_{3M} = 3\omega$ (рад/с);

радиус-вектор \bar{r}_{3M} отклоняется от вертикали весьма незначительно.

Центростремительное ускорение (м/с²)

$$\bar{j}_{3C} = r_3 \omega_{3M}^2 = \frac{9}{8} \bar{\lambda}^2 R \omega^2;$$

Свободная сила (Н)

$$\bar{F}_{3C} = 3m\bar{j}_{3C} = \frac{27}{8} m\bar{\lambda}^2 R \omega^2. \quad (2.59)$$

Момент от свободного усилия (Н·м)

$$M_3 = \frac{27}{16} m\bar{\lambda}^3 R^2 \omega^2 \sin 3\varphi. \quad (2.60)$$

Из формул (2.55), (2.56), (2.59) и (2.60) видно, что свободная сила и максимальный момент в двухпластинчатом насосе значительно больше, чем в трехпластинчатом:

$$\frac{\bar{F}_{2C}}{\bar{F}_{3C}} = \frac{M_{2 \max}}{M_{3 \max}} = \frac{32}{27\bar{\lambda}}. \quad (2.61)$$

Например, при $\bar{\lambda} = 0,18$ отношение $\bar{F}_{2C}/\bar{F}_{3C} = 5,58$. При $Z \geq 4$ имеем

$$\bar{x}_{M4} = 0; \quad \bar{y}_{M4} = 0,5e = \text{const};$$

$$\bar{r}_{M4} = 0,5e = \text{const}; \quad \theta_4 = \bar{j}_{4C} = F_{4C} = M_4 = 0.$$

Следовательно, общий центр масс пластин не перемещается в плоскости вращения ротора, а расположен неподвижно посередине между центрами ротора и цилиндра. Расчетная схема уравновешивания насосов при $Z = 4$ может быть представлена двумя соосными двухпластинчатыми машинами, роторы которых повернуты один относительно другого на угол 90° . Центр масс одной пары пластин при угле φ находится в точке A (рис. 48, θ), а другой пары — в точке B при угле $90^\circ + 2\varphi$. Общий же центр масс четырех пластин будет лежать в точке O при любых положениях ротора. Таким образом, при $Z = 4$ насос будет полностью уравновешен. Аналогично предыдущему общий центр масс пластин при $Z = 6, 8, 12, 16, 24, \dots$ по тем же соображениям не будет менять своего положения при вращении ротора. Теоретически

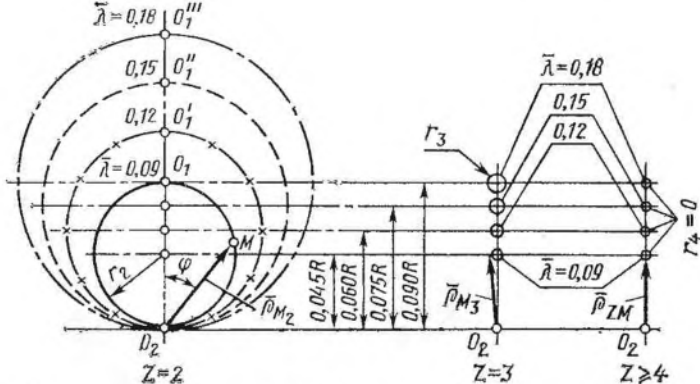


Рис. 49. Изменение траектории движения центра масс пластин в зависимости от относительного эксцентриситета для различных чисел пластин

было показано, что и для других чисел пластин $Z > 4$ положение центра масс пластин от угла поворота ротора не зависит, т. е. насос в этом случае полностью уравновешен.

Влияние эксцентриситета. С увеличением относительного эксцентриситета неуравновешенное усилие в насосе при $Z = 2$ возрастает в первой степени [см. формулу (2.55)], а при $Z = 3$ — во второй [см. формулу (2.59)]. Однако во втором случае свободная сила во много раз меньше [см. формулу (2.61)]. На рис. 49 представлены траектории движения центров масс пластин при различных значениях $\bar{\lambda}$ и числе пластин. При $Z \geq 4$ траектории центров масс вырождаются в точки.

Влияние массы пластины. Свободное неуравновешенное усилие в насосе при $Z = 2$ и 3 пропорционально массе пластины.

Влияние угловой скорости ротора. Для заданных конструктивных размеров вакуумного насоса неуравновешенное усилие прямо пропорционально квадрату угловой скорости. При неизменной теоретической быстроте действия с увеличением угловой скорости ротора размеры насоса уменьшаются. Геометрическая быстрота действия (m^3/c)

$$S_r = C R e L n = \frac{30}{\pi} C \left(\frac{e}{R} \right) \left(\frac{L}{R} \right) R^3 \omega = C_1 R^3 \omega,$$

откуда радиус цилиндра (м)

$$R = \sqrt[3]{S_r / (C_1 \omega)}.$$

Свободная сила при $Z = 2$ с учетом этой формулы (Н)

$$\bar{F}_{2c} = 4m\bar{\lambda}R\omega^2 = 4 \left(\frac{L}{R} \right) \left(\frac{h}{R} \right) \left(\frac{\delta}{R} \right) \rho \bar{\lambda} R^4 \omega^2 = C_2 \sqrt[3]{\omega^2},$$

Рис. 50. Кинематическая схема насоса с наклонными пластинами

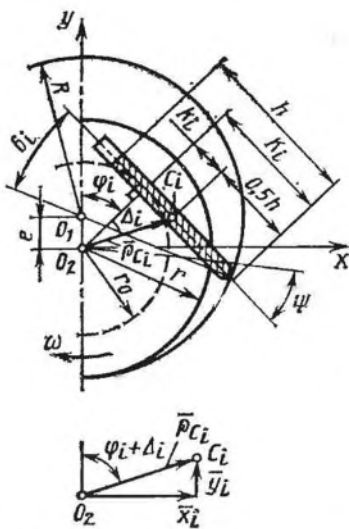
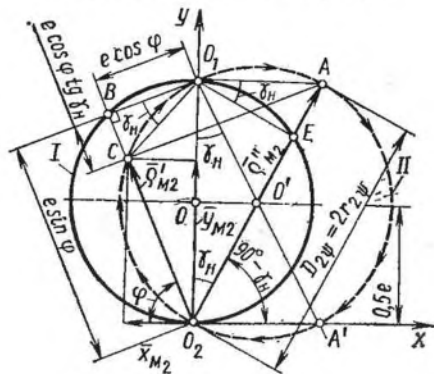


Рис. 51. Траектория движения центра масс двух наклонных пластин:

O_1 — центр корпуса; O_2 — центр ротора



где C_1 , C_2 и C — коэффициенты пропорциональности:

$$C_1 = \frac{30}{\pi} C \bar{\lambda} K_L, \quad C_2 = 4 \bar{\lambda} K_L \left(\frac{h}{R} \right) \left(\frac{\delta}{R} \right) \rho \left(\frac{S_r}{C_1} \right)^{4/3};$$

ρ — плотность материала пластины, кг/м³.

Аналогичные результаты получают и при $Z = 3$. Таким образом, с изменением угловой скорости ротора свободное усилие пропорционально ω^2 при неизменных размерах насоса и пропорционально $\omega^{2/3}$ при постоянной теоретической быстроте действия.

Влияние угла наклона пластин. Кинематическая схема насоса с наклонными пластинами показана на рис. 50. За текущий угол поворота ротора принят угол φ_i , образованный линией центров O_1O_2 и радиусом, проведенным перпендикулярно к плоскости i -й пластины. Радиус-вектор центра масс i -й пластины

$$\bar{\rho}_{Ci} = r_0 / \cos \Delta_i, \quad (2.62)$$

где

$$r_0 = r \sin \psi = R (1 - \bar{\lambda}) \sin \psi; \quad (2.63)$$

$$\Delta_i = \arctg \frac{k_i}{r_0}; \quad (2.64)$$

$$k_i = K_i - \frac{h}{2}; \quad (2.65)$$

$$K_i = R \cos \delta_i - e \sin \varphi_i.$$

Отсюда

$$\cos \delta_i = \sqrt{1 - [(1 - \bar{\lambda}) \sin \psi - \bar{\lambda} \cos \varphi_i]^2}.$$

Следовательно,

$$K_i = R \left\{ \sqrt{1 - [(1 - \bar{\lambda}) \sin \psi - \bar{\lambda} \cos \varphi_i]^2} - \bar{\lambda} \sin \varphi_i \right\}.$$

Для $(i + 1)$ -й пластины аналогично

$$K_{i+1} = R \left\{ \sqrt{1 - [(1 - \bar{\lambda}) \sin \psi - \bar{\lambda} \cos \varphi_{i+1}]^2} - \bar{\lambda} \sin \varphi_{i+1} \right\},$$

где $\varphi_{i+1} = \varphi_i + \frac{2\pi}{Z}$, рад.

Подставляя значение K_i в формулу (2.65) с учетом выражений (2.63) и (2.64), из формулы (2.62) находим радиус-вектор $\bar{\rho}_{C_i}$. Его проекции на координатные оси $\bar{x}_i = \bar{\rho}_{C_i} \sin(\varphi_i + \Delta_i)$ и $\bar{y}_i = \bar{\rho}_{C_i} \cos(\varphi_i + \Delta_i)$.

Для насосов с двумя наклонными пластинами координаты центра масс

$$\left. \begin{aligned} \bar{x}_{M_2} &= -0,5(k_1 - k_2) \cos \varphi, \\ \bar{y}_{M_2} &= 0,5(k_1 - k_2) \sin \varphi; \end{aligned} \right\} \quad (2.66)$$

$$\bar{\rho}_{M_2} = \sqrt{\bar{x}_{M_2}^2 + \bar{y}_{M_2}^2} = \bar{\lambda} R \sin \varphi - \Delta \bar{\rho}, \quad (2.67)$$

где $\Delta \bar{\rho} = \frac{R}{2} \left\{ \sqrt{1 - [(1 - \bar{\lambda}) \sin \psi - \bar{\lambda} \cos \varphi]^2} - \right.$

$$\left. - \sqrt{1 - [(1 - \bar{\lambda}) \sin \psi + \bar{\lambda} \cos \varphi]^2} \right\}.$$

При отрицательных значениях \bar{x}_{M_2} величина $\Delta \bar{\rho} > 0$, при положительных $\Delta \bar{\rho} < 0$.

Выражение (2.67) определяет траекторию движения центра масс двух наклонных пластин в полярной системе координат в общем виде. Значение $\Delta \bar{\rho}$ определяют из прямоугольного треугольника BCO_1 (рис. 51):

$$\Delta \bar{\rho} = BC = e \cos \varphi \operatorname{tg} \gamma_n = \bar{\lambda} R \cos \varphi \operatorname{tg} \gamma_n,$$

где $\gamma_n = \operatorname{arctg} \left\{ \sqrt{1 - [(1 - \bar{\lambda}) \sin \psi - \bar{\lambda}]^2} - \right.$

$$\left. - \sqrt{1 - [(1 - \bar{\lambda}) \sin \psi + \bar{\lambda}]^2} \right\} / (2\bar{\lambda}).$$

При угле наклона пластин $\psi = 20^\circ$ и $\bar{\lambda} = 0,18$ угол $\gamma_n = 16,59^\circ$. Для радиальных пластин $\psi = 0^\circ$ и $\Delta \bar{\rho} = 0$. Тогда $\bar{\rho}_{M_2} = \bar{\lambda} R \sin \varphi$. Эта формула тождественна выражению (2.54).

Траектория движения центра масс двух наклонных пластин построена на рис. 51 — линия II. Выражения (2.66) и (2.67) представляют собой окружность диаметром $D_{2\psi} = 2r_{2\psi}$:

$$D = \bar{\rho}_M'' = AO_2 = \bar{\lambda} R / \cos \gamma_n.$$

Центр окружности находится в точке O' с координатами

$$x_{O'} = 0,5\bar{\lambda} R \operatorname{tg} \gamma_n = 0,5D \sin \gamma_n; \quad y_{O'} = 0,5\bar{\lambda} R.$$

Для сравнения на рис. 51 траектория движения центра масс двух радиальных пластин обозначена линией I.

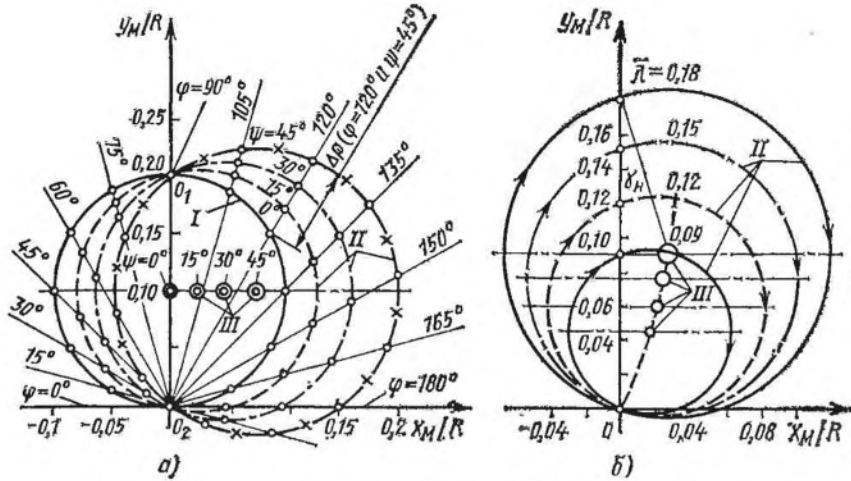


Рис. 52. Изменение траектории движения центра масс пластин:

а — при $\bar{\lambda} = 0,2$ для различных углов ψ наклона; б — при $\psi = 20^\circ$ для различных значений $\bar{\lambda}$; I — радиальные пластины, $Z = 2$; II — наклонные пластины, $Z = 2$; III — наклонные пластины, $Z = 3$

Следовательно:

1. Центр масс двух наклонных пластин перемещается по окружности, проходящей через центры ротора и корпуса и смещенной вправо от оси центров при вращении ротора по часовой стрелке; с увеличением угла наклона пластин диаметр окружности и ее смещение возрастают.

2. Угловая скорость центра масс пластины постоянна и, так же как и для радиальных пластин, в 2 раза больше угловой скорости вращения ротора, $\omega_{2M} = 2\omega$.

3. Свободная сила у насосов с наклонными пластинами на 2 ... 5 % больше свободной силы в случае применения радиальных пластин:

$$\bar{F}_{2c} = 4m\bar{\lambda}R\omega^2/\cos \gamma_H. \quad (2.68)$$

Из выражений (2.55) и (2.68) следует, что

$$\frac{(\bar{F}_{2c})_\psi}{(\bar{F}_{2c})_0} = \frac{1}{\cos \gamma_H} \sec \gamma_H.$$

4. Траектории движения центров масс трех пластин представляют собой окружности радиусами $r_{3\psi}$ и с центрами в тех же точках, что и в случае двухпластинчатого вакуумного насоса (линии III, рис. 52, а). При этом $\omega_{3M} = 3\omega$.

5. При $Z \geq 4$ для любых значений углов наклона пластин их общий центр масс не изменяет своего положения на плоскости при вращении ротора, т. е. в этом случае насос полностью уравновешен.

Изменение траекторий наклонных пластин при $\psi = 20^\circ$ для различных значений λ представлено на рис. 52, б. Центры окружностей при различных Z и λ лежат на общей кривой OA .

2.7. КОНСТРУКЦИИ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ. ОСНОВНЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Вакуумный насос РВН-25 (рис. 53) смонтирован на фундаментной плите и соединен с электродвигателем упругой муфтой. Корпус 1 и торцовые крышки 15 и 20, отлитые из чугуна, охлаждаются водой. Вода подается в водяные рубашки, кожух 17 которых изготовлен из листового материала отдельно от корпуса и торцовых крышек. Между корпусом и крышками установлены уплотнительные прокладки 16 и 19, обеспечивающие герметичность рабочей полости насоса от внешних протечек воздуха и необходимые торцовые зазоры.

Для повышения коэффициента откачки и снижения предельного остаточного давления насос РВН-25 снабжен перепускным устройством — системой отверстий A, B, C, D и кольцевых каналов F .

Ротор 2 вращается в двух разборных роликоподшипниках 8 и 13. Закрепленные на валу упорные кольца 9, упираясь в ролики подшипника, ограничивают осевое перемещение ротора в корпусе вакуумного насоса, не допуская касания торцевой поверхности ротора с крышкой цилиндра. В теле ротора профрезерованы наклонные пазы, в которых свободно перемещаются пластины 3.

Пластины выполнены из стали 85 и имеют твердость после термообработки 47,5 ... 55,5 HRC₃. Перемещение пластин в пазах ротора ограничивается двумя чугунными разгрузочными кольцами 10 и 18, вставленными в корпус. Кольца свободно вращаются, увлекаемые силой трения движущихся пластин, благодаря чему уменьшаются механические потери на трение и изнашивание трущихся поверхностей. При работе пластины не должны изнашивать поверхность корпуса. Для выравнивания давлений снаружи и внутри разгрузочных колец в них выполняют радиальные отверстия E .

Торцовые перетекания газа уменьшают с помощью уплотнительного кольца 14, помещенного в кольцевую расточку ротора и прижимаемого к торцовой крышке корпуса несколькими цилиндрическими пружинами 11. Уплотнительные кольца вращаются вместе с ротором и трутся о торцовые крышки. Для уменьшения протечек газа через радиальный зазор между уплотнительными кольцами и наружной поверхностью кольцевой расточки ротора в специальную канавку уплотнительного кольца установлено упругое разрезное кольцо 12 поршневого типа. К месту трения уплотнительных колец с торцовыми крышками подводится смазочный материал. Трущиеся поверхности смазываются с помощью плунжерного насоса, приводимого в работу от вала ПРВН.

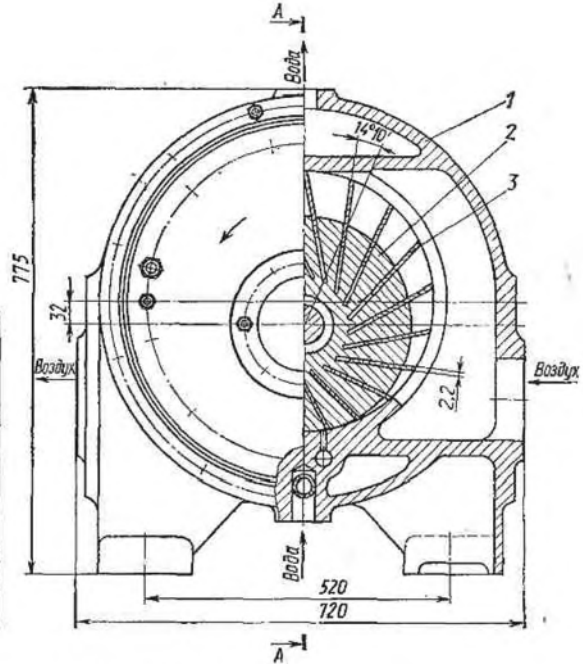
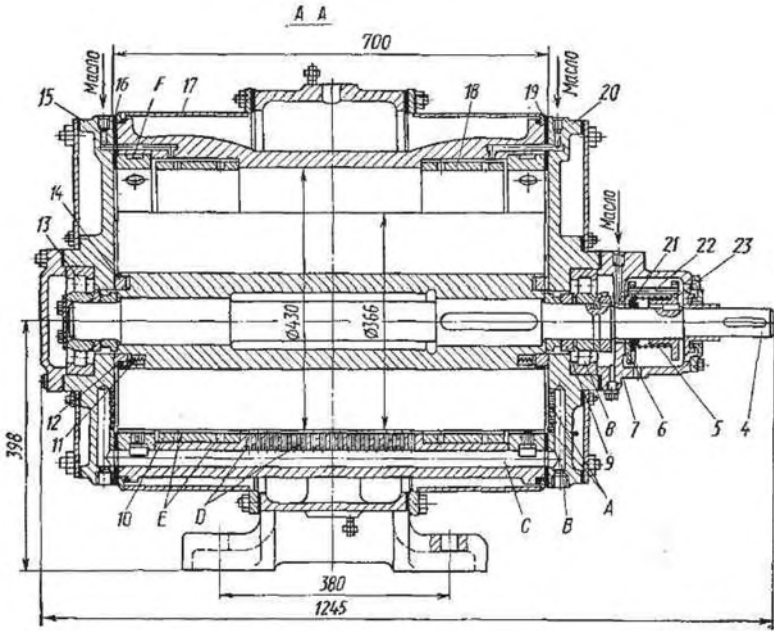


Рис. 53. Пластинчато-роторный вакуумный насос РВН-25

Показатель	РВН-6-М	РВН-25	РВН-50
Номинальная быстрота действия при условиях всасывания, м ³ /с (м ³ /мин)	0,1 (6)	0,417 (25)	0,833 (50)
Давление всасывания, кПа:			
номинальное	10	10	10
рабочее	10 ... 101,3	10 ... 40	10 ... 40
Номинальное давление нагнетания, кПа	101,3	101,3	101,3
Предельное остаточное давление, кПа	2	2	2
Номинальная температура, К:			
всасывания	303	303	303
нагнетания при давлении всасывания 10 ... 40 кПа	До 433	До 453	До 453
Частота вращения ротора, с ⁻¹	24,3	9,75	8,1
Мощность электродвигателя, кВт	14	55	75
Расход охлаждающей воды, м ³ /ч	0,35	0,75	1,3
Расход компрессорного масла, кг/ч	0,15	0,25	0,3
Размеры вакуумного насоса, мм:			
длина	810	1245	1700
ширина	400	720	920
высота	380	775	968
Диаметр, м:			
цилиндра	0,170	0,430	0,530
ротора	0,143	0,388	0,455
Длина ротора, м	0,42	0,70	1,050
Эксцентриситет, м	0,0135	0,032	0,0375
Число пластин	8	20	20
Материал пластин	Текстолит	Сталь 85	Сталь 85
Размеры пластины, мм:			
длина	420	700	1050
ширина	47	110	135
толщина	6	2,2	2,55
Угол наклона пластин	0	14° 10'	12° 41'
Масса вакуумного насоса без электродвигателя, кг	265	1220	2650

Контактное уплотнение приводного вала насоса препятствует проникновению воздуха из атмосферы. На валу 4 свободно расположен диск сальника 6, который вращается вместе с валом, увлекаемый поводком 22 и втулкой 23. Посредством пружины 5 диск сальника прижимается к неподвижному выступу корпуса сальника 7, притертые поверхности которых и подводимый к ним смазочный материал уплотняют вращающийся вал. Перетеканию воздуха через радиальный зазор между диском сальника и валом препятствует манжета 21 из эластичного материала, плотно обхватывающая вал. Для предотвращения проникновения масла из корпуса сальника по валу предусмотрено лабиринтное уплотнение.

На нагнетательном патрубке насоса установлен самодействующий обратный клапан (на рисунке не показан), отсоединяющий

вакуумный насос от нагнетательного трубопровода при его остановке.

Конструкция насоса РВН-50 аналогична конструкции насоса РВН-25, а конструктивная схема насоса РВН-6-М имеет следующие отличительные особенности: пластины изготовлены из текстолита и их число уменьшено, пазы стального ротора выполнены по радиусу, отсутствуют разгрузочные кольца.

Техническая характеристика насосов РВН-6-М, РВН-25 и РВН-50 приведена в табл. 2.2.

Во время работы насосов обслуживание его заключается главным образом в наблюдении за давлением на всасывании и температурами, смазочным материалом, расходом охлаждающей воды, работой подшипников и уплотнения. Температура нагнетаемого газа на номинальном режиме работы насоса должна быть в пределах 423 ... 453 К, температура подшипников не должна превышать 363 К, а температура охлаждающей воды на выходе из корпуса должна иметь температуру в пределах 303 ... 313 К.

При сборке насоса каждая пластина без смазывания под действием собственного веса должна свободно выпадать из своего паза, наклоненного под углом 45° к горизонтали. Восстановление пластин при профилактических осмотрах и ремонтах вакуумного насоса заключается в удалении заусенцев, закруглении острых углов и, если пластина касается поверхности цилиндра, понижении кромок пластины, не соприкасающихся с разгрузочными кольцами. Пластины, изношенные более 8 % первоначальной их ширины, должны быть заменены.

Пластинчато-роторный компрессор ВР-7/60 %-2,2 правого и левого вращения, работающий как в компрессорном, так и в вакуумном режимах (рис. 54), предназначен для аэрозоль-транспорта сыпучих материалов: вакуумной загрузки и пневматической разгрузки автоцементовозов. Основными элементами компрессора являются корпус 1, ротор 2 и асботекстолитовые пластины 3. Корпус снабжен ребрами для увеличения жесткости и улучшения теплоотдачи, а также лапами для крепления вакуумного насоса. С торцов корпус закрыт крышками 10 и 12. Между корпусом и крышками установлены прокладки для получения необходимого торцового зазора. К всасывающему патрубку 4 присоединен воздушный фильтр 5.

Ротор расположен в корпусе эксцентрично и вращается в радиальном роликовом подшипнике 13 и в сдвоенном радиально-упорном подшипнике, состоящем из шарикового 7 и роликового 8 подшипников. Для уплотнения рабочей полости с двух сторон ротора установлены манжеты 15 и 17. Смазывание подшипников и рабочей полости корпуса производится с помощью капельных масленок 11, масло в которые подается из масляного бака под действием разности давлений нагнетания и всасывания.

Охлаждается компрессор вентиляторами 9 и 14, установленными с двух сторон ротора. Для направления потока воздуха,

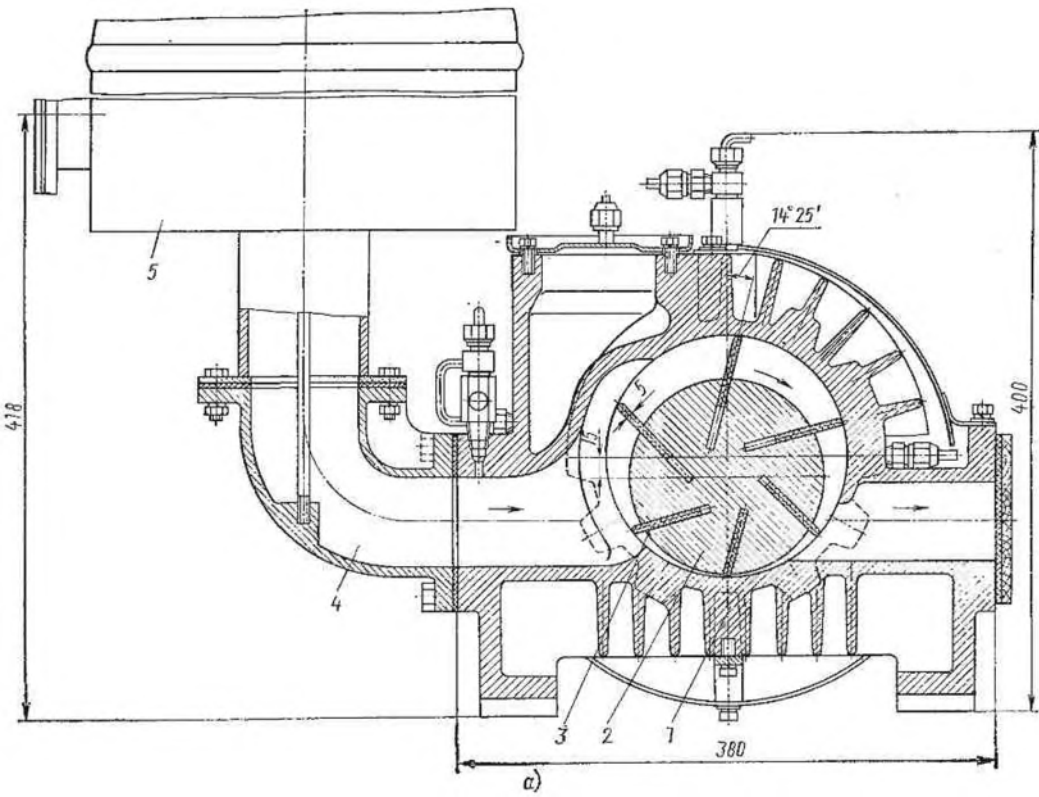
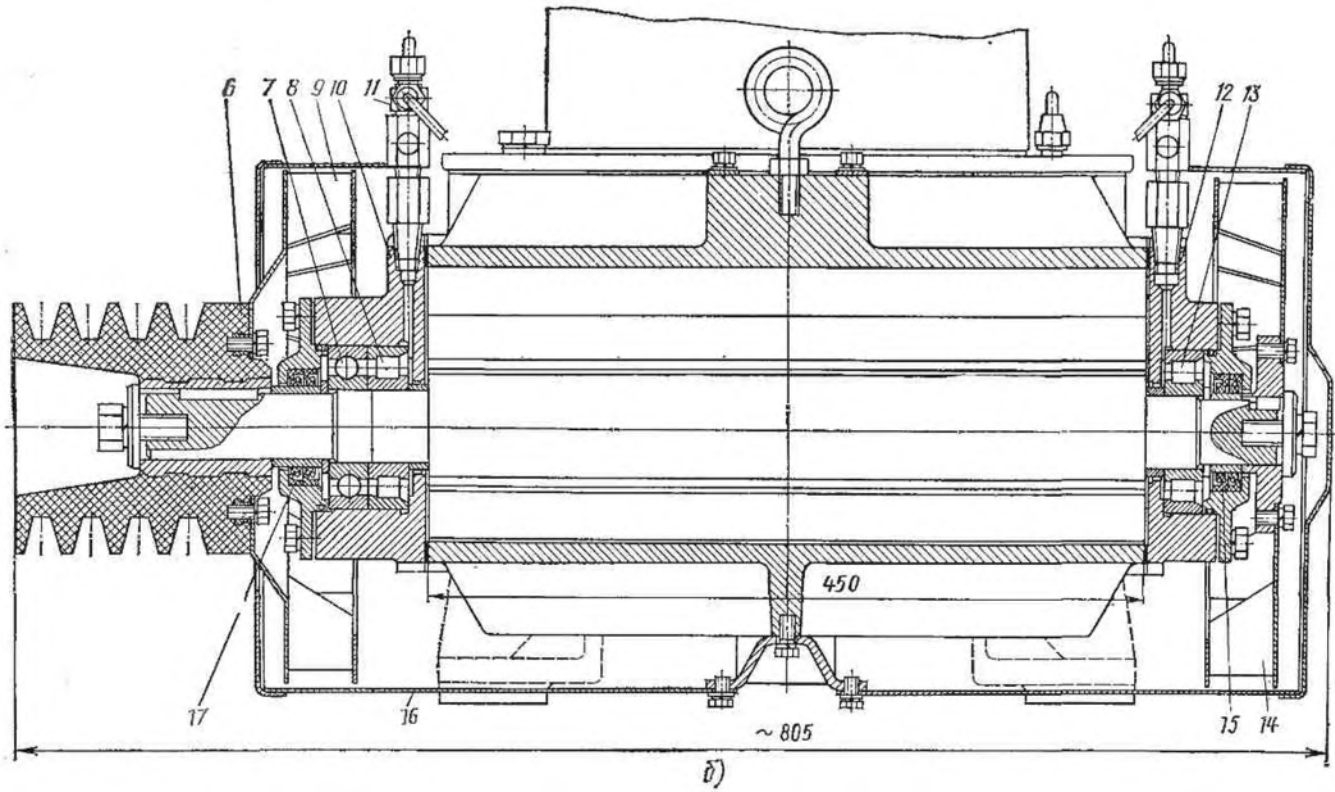


Рис. 54. Пластинчато-роторный вакуумный насос ВР-7/60%-2,2:
 а — поперечное сечение;
 б — продольное сечение



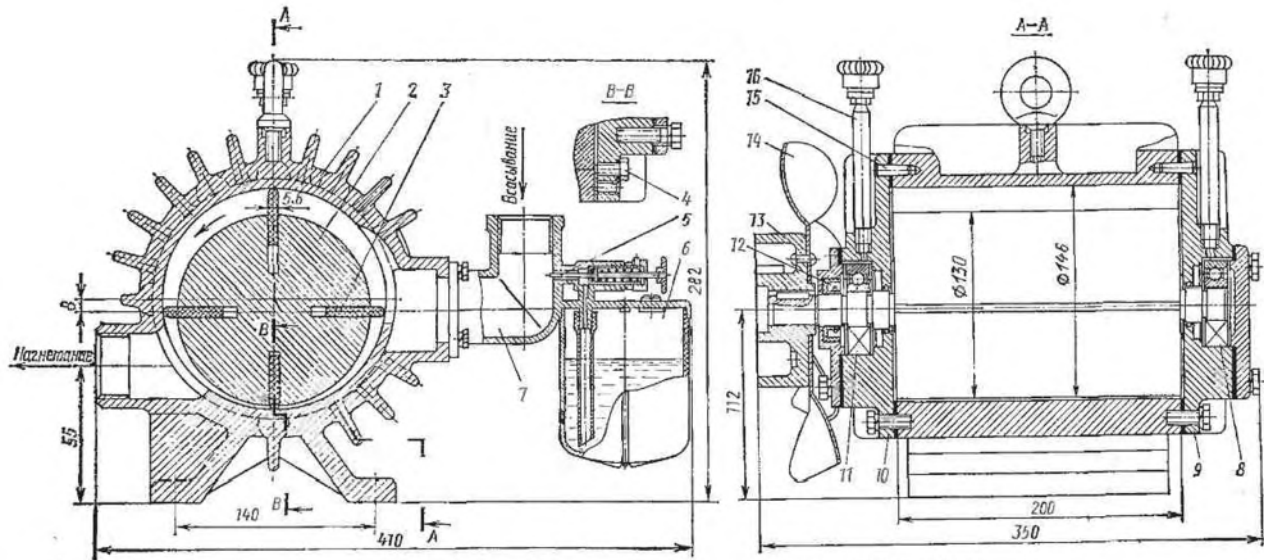


Рис. 55. Пластинчато-роторный вакуумный насос РВН 40/350

создаваемого вентиляторами, предусмотрен кожух 16, прикрепленный к корпусу. Привод компрессора осуществляется через клиноременную передачу. На выходном валу закреплен шкив 6, обод которого изготовлен из пластмассы.

Для аэрозоль-транспорта сыпучих материалов применяют также компрессор ВР-7,5/60 %-2,2, конструкция которого незначительно отличается от конструкции компрессора ВР-7/60 %-2,2: наличием на роторе торцовых уплотнительных дисков, радиальным расположением пластин и одним вентилятором, установленным на приводном шкиве. Кроме того, внесены небольшие изменения в конструкцию воздушного фильтра и масляного бака.

Во избежание снижения допустимого давления всасывания и последующего перегрева компрессора в режиме вакуумного насоса предусмотрен предохранительный клапан, открывающийся при давлении во всасывающей трубке менее 28 кПа. Принудительное открытие клапана осуществляется с помощью кнопки. Для замера давления всасывания во всасывающей трубке предусмотрено отверстие, закрытое конической пробкой.

Характеристики пластинчато-роторных компрессоров ВР-7,5/60 %-2,2 и ВР-7/60 %-2,2 приведены в табл. 2.3.

Для комплектации вакуумных агрегатов, используемых в доильных установках или других машинах, где требуется откачивание воздуха, применяют насосы РВН 40/350, УВУ-60/45 и др. В чугунном, оребренном снаружи корпусе 1 (рис. 55) вакуумного насоса РВН 40/350 эксцентрично расположен стальной ротор 2 с четырьмя радиальными пазами для текстолитовых пластин 3. К стальному барабану ротора с двух сторон приварены валы с помощью сварки трением.

Ротор вращается в шарикоподшипниках 8 и 11 плавающего типа, установленных в торцовых крышках корпуса 9 и 10. Вал ротора со стороны полумуфты 13 уплотнен манжетой 12. Положение торцовых крышек относительно корпуса фиксируется с помощью конических штифтов 15. Болт 4 закрывает отверстие, через которое определяют радиальный зазор между ротором и корпусом.

Подшипники смазываются универсальной тугоплавкой смазкой УТ-1 (ГОСТ 1957—73*) с помощью колпачковых масленок 16. Рабочая полость вакуумного насоса смазывается фильтрованным маслом Компрессорное 12 (ГОСТ 1861—73*), заливаемым в масляный баллон 6. При работе насоса масло подсасывается из масляного баллона через игольчатый регулируемый клапан 5 и распыляется. Масляный баллон и клапан смонтированы на всасывающей трубке 7.

Охлаждается вакуумный насос вентилятором 14, установленным на полумуфте. Привод вакуумного насоса производится непосредственно от асинхронного электродвигателя.

Характеристика насоса РВН 40/350 приведена в табл. 2.4.

Показатель	ВР-7,5/60 %-2,2	ВР-7/60 %-2,2
Номинальная быстрота действия при условиях всасывания, м ³ /с (м ³ /мин)	0,125 (7,5)	0,13 (7,8)
Номинальное давление, кПа:		
всасывания	40	40
нагнетания	100	100
Минимальное давление во всасывающем патрубке при непрерывной работе не более 0,6 ч, кПа	30	30
Температура всасывания, К	233 ... 313	233 ... 313
Номинальная частота вращения ротора, с ⁻¹	29,17	25
Потребляемая мощность, кВт, не более:		
при номинальном конечном давлении в режиме компрессора	16,5	18
при номинальном давлении всасывания в режиме вакуумного насоса	10,5	10,5
Охлаждение	Воздушное	
Смазывание	Капельное	
Масло	Летом — компрессорное К-19 (ГОСТ 1861—73*)	
	Зимой — компрессорное К-12 (ГОСТ 1861—73*)	
Расход масла, г/ч	75	130
Температура нагнетания, К, не более	453	453
Уровень звука на рабочем месте оператора, дБ А, не более	85	—
Диаметр, мм:		
цилиндра	167	167
ротора	136,6	136,6
Длина ротора, мм	450	450
Эксцентриситет, мм	15	15
Число пластин	6	6
Угол наклона пластин	0	14° 25'
Размеры, мм:		
длина	710	805
ширина	730	770
высота	650	730
Масса (без смазочного материала и ЗИП), кг, не более	185	210

В настоящее время выпускают пластинчато-роторные воздуходувки ГР-А5-4 и ГР-А5-5, используемые для работы в режиме низкого вакуума. Воздуходувки предназначены для откачивания воздуха, не содержащего механических примесей, и создания давления не ниже 80 кПа. Основное достоинство воздуходувок — безмасляное откачивание газа.

На рис. 56 дан общий вид герметичной воздуходувки ГР-А5-4. В скобках даны размеры воздуходувки ГР-А5-5. Корпус 16 воздуходувки отлит из алюминиевого сплава АЛ-9. К корпусу с по-

Показатель	ГР-АБ-4	ГР-АБ-5	РВН 40/350
Номинальная быстрота действия при условиях всасывания, $\text{дм}^3/\text{с}$	1,67	8,33	8,89
Номинальное давление, кПа:			
всасывания	84	84	48
нагнетания	100	100	101,3
Предельное остаточное давление, кПа	—	—	13
Рекомендуемая область изменения давлений всасывания, кПа	80 + 88	80 + 88	40 ... 55
Мощность, потребляемая из сети, кВт, не более	0,35	0,9	3,0
Частота вращения ротора, с^{-1}	23,3 + 1,66	23,3 + 1,66	23,7
Диаметр, мм:			
цилиндра	67	95	146
ротора	59	82	130
Длина ротора, мм	140	200	200
Эксцентриситет, мм	4	6,5	8
Число пластин	2/4	2	4
Размеры пластины, мм:			
длина	140	200	200
ширина	18	25	36
толщина	4	5	5,6
Угол наклона пластин	5° 50'	9° 7'	0
Масса, кг, не более	40,5/67 *	70,6	52,5
Размеры, мм, не более:			
длина	430	585	350
ширина	285	360	410
высота	260	260	282

Примечание. В числителе приведены данные воздуходувки второй комплектации, в знаменателе — первой комплектации.

мощью резьбового соединения подсоединены всасывающий 12 и нагнетательный 19 патрубки. В корпус впрессована втулка 20 из высоколегированной стали с радиальными всасывающими и нагнетательными отверстиями А. Внутренняя поверхность втулки полируется ($Ra = 0,80$ мкм).

Ротор 17 воздуходувки, изготовленный из стали 14X17H2, расположен эксцентрично относительно оси втулки. В теле ротора выфрезеровано два наклонных паза, в которых свободно перемещаются графитовые пластины 18. Пластины изготовлены из графита УГ-20к (ТУ 16-538.159—72). Графитовые пластины обладают хорошими антифрикционными свойствами и не нуждаются в смазочных материалах; следовательно, воздух, откачиваемый воздуходувкой, не содержит паров масла.

Ротор воздуходувки вращается в радиальных однорядных шарикоподшипниках 6 и 10 с одной защитной шайбой. Подшипники расположены в торцовых крышках 8 и 11, изготовленных из

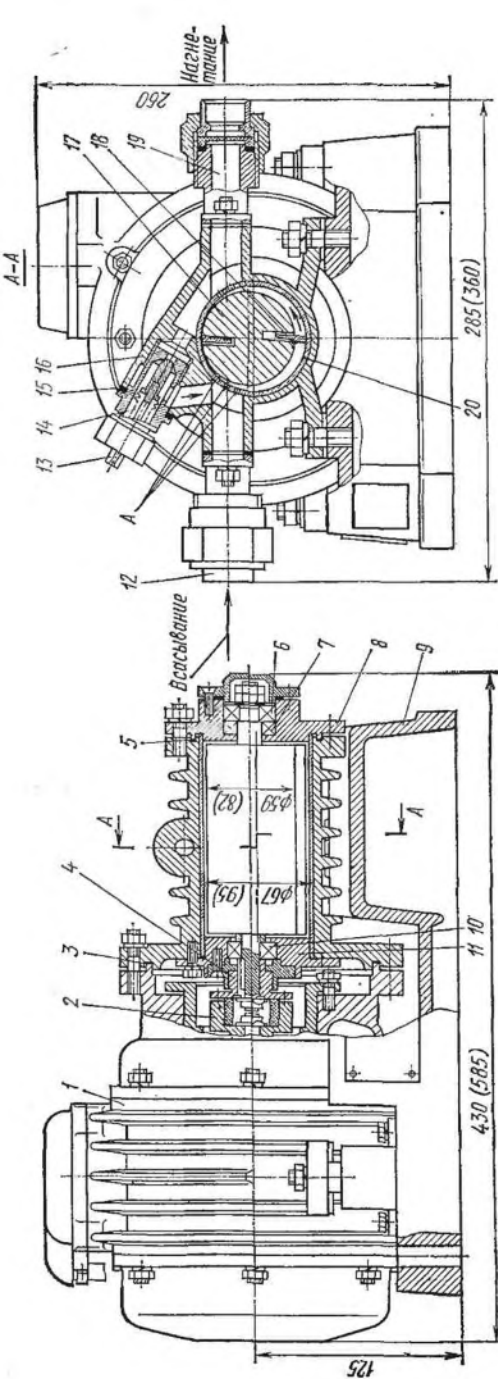


Рис. 56. Пластинчато-роторная воздуходувка ГР-А5-4

стали 14X17H2. Ротор воздуходувки ГР-А5-4 имеет сквозные продольные сверления для уменьшения массы ротора и махового момента. Для выбора осевых зазоров подшипников предусмотрено опорное кольцо 7 с шестью цилиндрическими пружинами 8. Кольцо и пружины расположены в задней торцевой крышке воздуходувки. Подшипники смазываются консистентной смазкой ЛЗ-31.

Привод воздуходувки, смонтированной на плите 9, осуществляется непосредственно от асинхронного электродвигателя 1 с помощью кулачковой муфты 2. Между полумуфтами расположен текстолитовый сухарь 4, отверстие которого заполнено консистентной смазкой ЛЗ-31.

Быстроту действия воздуходувки регулируют с помощью перепускного клапана 13, установленного на корпусе. Различие быстроты действия при полностью закрытом и полностью открытом клапане составляет не менее 25 % максимальной быстроты действия воздуходувки.

Герметичность внутренних полостей воздуходувки и электродвигателя осуществля-

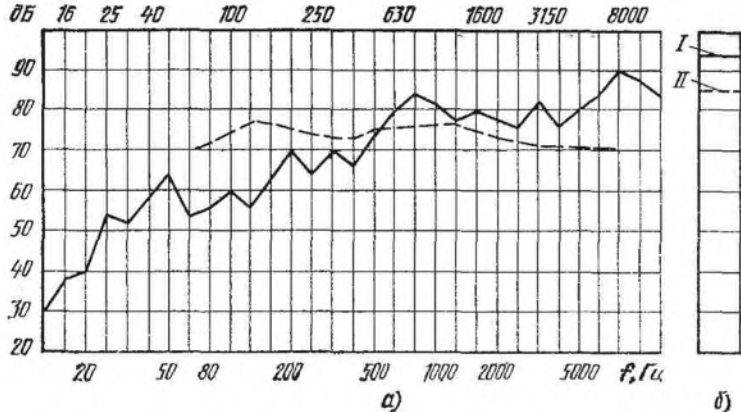


Рис. 57. Виброшумовые характеристики воздуходувки ГР-А5-4:

а — спектр шума (штриховая линия) и спектр вибраций (сплошная линия); б — общий уровень вибраций I и шума II

ется с помощью резиновых прокладок 3 и 5, колец 15 и сильфона 14, установленного в перепускном клапане. Воздуходувка и электродвигатель жестко соединены между собой фланцем и смонтированы на общей фундаментной плите. Охлаждение воздуходувки и электродвигателя воздушное. Техническая характеристика воздуходувок ГР-А5-4 и ГР-А5-5, работающих в вакуумном режиме, приведена в табл. 2.4, а виброшумовая характеристика воздуходувки ГР-А5-4 — на рис. 57. На снижение уровня вибрации влияет тщательная балансировка ротора. Из анализа спектра вибраций фундаментной плиты воздуходувки следует вывод: пластинчатороторная машина с двумя пластинами полностью не уравновешена, а свободная сила изменяет свое значение и направление с удвоенной частотой вращения ротора. Если принять частоту вращения ротора воздуходувки равной 25 с^{-1} , то на шумовой характеристике отчетливо видны «пики», соответствующие кратным гармоникам при частотах: 50, 200, 800, 1500, 3000 и 8000 Гц. Целесообразно для полного уравновешивания воздуходувки и снижения общего уровня вибрации фундаментной плиты число пластин увеличить с 2 до 4.

2.8. ПРИМЕР РАСЧЕТА НАСОСОВ

Определить основные размеры и потребляемую мощность насосов с быстрой действия, отнесенной к условиям всасывания, $S = 0,32 \text{ м}^3/\text{с}$ при давлении всасывания $p = 10 \text{ кПа}$, давлении нагнетания $p_H = 100 \text{ кПа}$; температура всасываемого газа $T = 293 \text{ К}$; рабочий газ — воздух; материал пластин — асбестостолит. Разгрузочные кольца и перепуск отсутствуют.

Определить мощность, затрачиваемую на преодоление сил трения в насосе с радиальными и наклонными пластинами. Угол наклона пластин $\psi = 15^\circ$.

Последовательность и данные расчета сведены в табл. 2.5 и 2.6.

Показатель	Способ определения	Результат
Быстрота действия, отнесенная к условиям всасывания S , м ³ /с	Исходные данные по техническому заданию	0,32
Давление p всасывания, Па	То же	$1 \cdot 10^4$
Давление p_H нагнетания, Па	»	$1 \cdot 10^5$
Температура T всасываемого газа, К	»	293
Рабочий газ	»	Воздух
Относительный эксцентриситет $\bar{\lambda}$	Принимают	0,1
Относительная толщина δ/R пластины	»	0,02
Относительная длина K_L ротора	»	3,67
Средняя скорость u скольжения пластин по цилиндру, м/с	Выбирают	12
Коэффициент откачки λ	»	0,7
Материал пластин	Исходные данные по техническому заданию	Асботекстолит А (ГОСТ 5-78)
Плотность $\rho_{пл}$ материала пластин, кг/м ³	То же	$1,5 \cdot 10^3$
Показатель n политропы сжатия воздуха	»	1,4
Отношение давлений τ	$\tau = p_H/p$	10
Отношение давлений $\tau_{вн}$ при внутреннем сжатии	Принимают	6
Давление $p_{вн}$ внутреннего сжатия, Па	$p_{вн} = p\tau_{вн}$	$6 \cdot 10^4$
Теоретическая быстрота действия S_T , м ³ /с	$S_T = S/\lambda$	0,4571
Оптимальное число $Z_{опт}$ пластин	Формула (2.22)	8,52 (округляют до 8)
Угол β между двумя радиальными пластинами, ° (рад)	$\beta = 360^\circ/Z$; ($\beta = 2\pi/Z$)	45 (0,7854)
Коэффициент C	Формула (2.4)	12,37
Радиус цилиндра R , м	Формула (2.33)	0,2296 (округляют до 0,23)
Эксцентриситет e , м	$e = \bar{\lambda}R$	0,023
Ширина h пластины, м	$h = 0,4R$	0,092
Глубина $h_{п}$ паза ротора, м	$h_{п} = h + 0,001$	0,093
Расчетная длина L ротора (пластин, цилиндра), м	$L = K_L R$	0,8441 (округляют до 0,844)
Радиус r ротора, м	$r = R - e$	0,207
Толщина δ пластины, м	$\delta = (\delta/R) R$	0,0046
Масса $m_{пл}$ пластины, кг	$m_{пл} = \rho_{пл} \delta h L$	0,536 (округляют до 0,52)
Частота вращения n ротора, с ⁻¹	Формула (2.32)	8,304
Угловая скорость ω ротора, рад/с	Формула (2.34)	52,17
Коэффициент μ_2 трения пластин по цилиндру	Формула (2.38)	0,09944 (округляют до 0,1)
Коэффициент μ_1 трения пластин в пазах ротора	Принимают	0,1

Показатель	Способ определения	Результат
Угол φ_K поворота биссектрисы ячейки, соответствующий концу внутреннего сжатия газа, °	Формула (2.30)	112,32
Угол γ_0 , °	$\gamma_0 = \arcsin \left[\bar{\lambda} \sin \left(\bar{\varphi}_K + \frac{\beta}{2} \right) \right]$	4,05
Угол δ_1 верхней кромки всасывающего окна, °	$\delta_1 = 0,6\beta$	27
Угол δ_2 верхней кромки нагнетательного окна, °	$\delta_2 = \varphi_K + \frac{\beta}{2} + \gamma_0$	138,87
Угол δ_3 нижней кромки нагнетательного окна, °	$\delta_3 = 0,5\beta$	22,5
Угол δ_4 нижней кромки всасывающего окна, °	$\delta_4 = 2\beta - \delta_3$	67,5
Мощность N_T теоретического вакуумного насоса, Вт	Формула (2.35)	15 780
Коэффициент $\xi_{сж}$	$\xi_{сж} = 1 + 0,12\tau/u$	1,1
Коэффициент $\xi_{др}$	Принимают	1,02
Индикаторная мощность N_i , Вт	Формула (2.36)	17 710
Среднее индикаторное давление p_i , Па	Формула (2.48)	38 734
Радиальные усилия T_0 на подшипники, Н	$T_0 = 2rLp_i$	13 534
Коэффициент μ трения подшипника качения	Принимают	0,005
Условный диаметр d_B вала подшипника, м	Из конструкции насоса	0,1

Таблица 2.6

Показатель	Способ определения	Результат	
		$\psi = 0$	$\psi = 15^\circ$
Угол ψ наклона пластин, °	Исходные данные по техническому заданию	0	15
Мощность $N_{ц\psi}$, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин по цилиндру вследствие сил инерции, Вт	Формула (2.46)	2546,9	2321,7
Мощность $N_{п\psi}$, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин в пазах ротора вследствие сил инерции, Вт	Формула (2.44)	53,8	114,6
Мощность $N_{ц\Delta p\psi}$, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин по цилиндру вследствие перепада давления, Вт	Формула (2.47)	224,6	235,9

Показатели	Способ определения	Результат	
		$\psi = 0$	$\psi = 15^\circ$
Мощность $N_{\text{п}\Delta\rho\psi}$, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин в пазах ротора вследствие перепада давлений, Вт	Формула (2.45)	169,0	185,1
Мощность $N_{\text{з}}$, затрачиваемая на преодоление сил трения в подшипниках, Вт	Формула (2.49)	176,0	176,0
Мощность $N_{\text{тр}}$, затрачиваемая на преодоление сил трения ПРВН, Вт	$N_{\text{тр}} = N_{\text{ц}\psi} + N_{\text{п}\psi} +$ $+ N_{\text{ц}\Delta\rho\psi} + N_{\text{п}\Delta\rho\psi} + N_{\text{з}}$	3170,3	3033,3
Эффективная мощность $N_{\text{е}}$ насоса, Вт	$N_{\text{е}} = N_{\text{и}} + N_{\text{тр}}$	20 880	20 743
Механический КПД $\eta_{\text{мех}}$ насоса	$\eta_{\text{мех}} = N_{\text{и}}/N_{\text{е}}$	0,848	0,854

Двухроторные вакуумные насосы в зависимости от характера процесса сжатия разделяют на две группы: насосы с внешним сжатием и насосы с частичным внутренним сжатием (ВНЧС).

3.1. ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ С ВНЕШНИМ СЖАТИЕМ

3.1.1. Устройство, принцип действия, термодинамические основы сжатия

В двухроторных вакуумных насосах (рис. 58) в овальном корпусе *I* навстречу один другому вращаются два ротора *2* и *3*. Роторы выполняют с двумя (рис. 58, *a*) или тремя (рис. 58, *б*) прямыми или винтовыми (спиральными) (рис. 59) лопастями. Угол закрутки лопастей не превышает 180° . Углом κ закрутки лопасти называют угол, на который повернут вокруг продольной оси ротора один торец относительно другого.

Синхронное вращение роторов и зазор между ними обеспечиваются синхронизирующими шестернями, которые смонтированы на валах роторов. Между роторами, а также роторами и корпусом в рабочем состоянии сохраняются зазоры, отчего в рабочую полость сжатия газа смазочный материал не подается.

Рассмотрим откачивание газа на примере насоса с двухлопастными роторами. Пусть в данный момент роторы находятся в положении, показанном на рис. 60, *a*. Полость *I* отсоединена от окна всасывания, но еще не соединена с окном нагнетания. В следующий момент (рис. 60, *б*) полость *I* соединяется с окном нагнетания, и газ под давлением нагнетания поступает в полость *I*. Процесс натекания газа из полости нагнетания в полость *I* продолжается до тех пор, пока давление в полости *I* не станет равным давлению нагнетания. После выравнивания давлений газ из полости *I* начнет подаваться в полость нагнетания вместе с газом, который находится в полости *II* (рис. 60, *в*). При повороте роторов на угол 90° (рис. 60, *г*) газ из полости *I* роторами продолжает вытесняться в нагнетательную полость, процесс освобождения полости *II* от газа заканчивается, а между ротором *2* и корпусом *I* образуется полость *III*, процессы в которой начнут происходить в той же последовательности, что и в полости *I* с момента, соответствующего положению рис. 60, *a*. В моменты, соответствующие

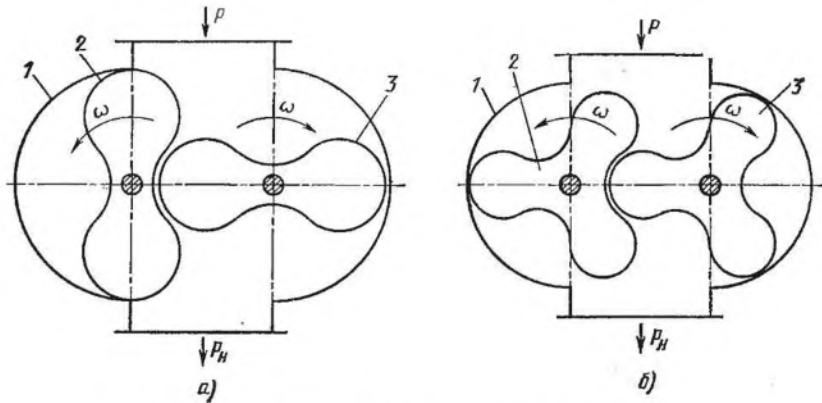


Рис. 58. Схемы двухроторных вакуумных насосов

положениям на рис. 60, *д* и 60, *е* газ из полости *I* продолжает подаваться в нагнетательное окно, а в момент, соответствующий повороту роторов на 180° , процесс вытеснения газа из полости *I* заканчивается. Далее процесс повторяется, начиная с положения рис. 60, *а*, но место полости *I* займет полость *IV*, полости *III* — полость *II*, полости *II* — полость *III*, полости *IV* — полость *I*.

Таким образом, за один оборот каждого ротора в нагнетательную полость ротором 2 подается газ из полостей *II* и *III*, а ротором 3 — газ из полостей *I* и *IV*. В двухроторном вакуумном насосе только в полостях, соединенных с нагнетательным патрубком, газ сжимается и подается в нагнетательный патрубок. Такой процесс сжатия называют внешним сжатием.

Процесс внешнего сжатия менее экономичен по сравнению с процессами с внутренним сжатием, поэтому двухроторные вакуумные насосы применяют, как правило, в области давлений всасывания $1,33 \dots 133$ Па. Получению в данных вакуумных насосах более высокого вакуума препятствуют относительно большие перетекания газа из полости нагнетания в полость всасывания вследствие наличия зазоров между роторами и между роторами и корпусом. При применении двухроторных вакуумных насосов в областях давлений, близких к 100 кПа, отношение

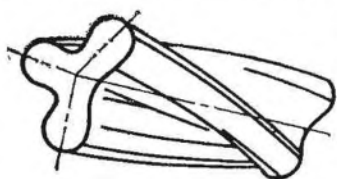


Рис. 59. Винтовой ротор двухроторного вакуумного насоса

давления нагнетания p_H к давлению всасывания p в них сравнительно небольшое ($1,2 \dots 1,5$) также вследствие наличия больших перетеканий из полости нагнетания в полость всасывания. Данное положение подтверждается экспериментально (рис. 61) [22]. Полная уравновешенность и хорошая динамическая балансировка роторов обеспечивают достижение высокой частоты

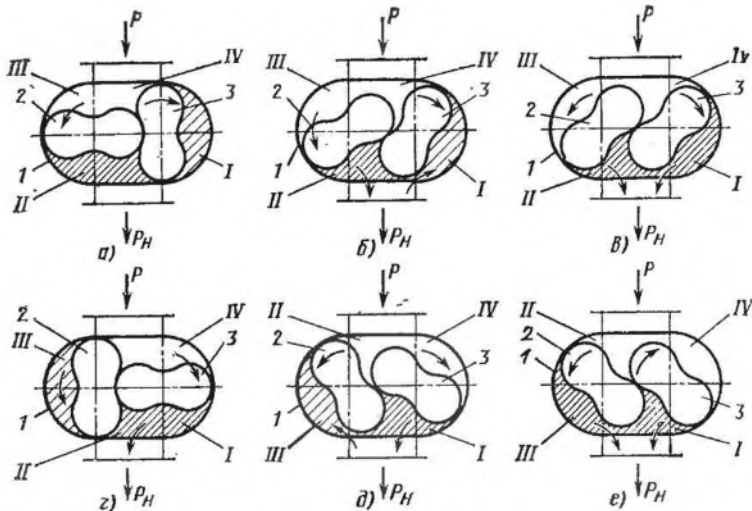
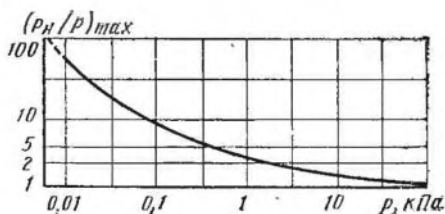


Рис. 60. Принципиальная схема действия двухроторного вакуумного насоса

Рис. 61. Зависимость максимального отношения давлений p_H/p от давления всасывания p



вращения роторов, что приводит к большой скорости действия при сравнительно малых размерах. Кроме того, отсутствие трения между роторами, простота конструкции и технологической обработки роторов привели к широкому использованию двухроторных вакуумных насосов в промышленности. Двухроторные вакуумные насосы работают вместе с форвакуумными, в качестве которых используют плунжерные, пластинчато-роторные, жидкостно-кольцевые или поршневые вакуумные насосы. Двухроторные вакуумные насосы, выпускаемые с скоростью действия от 0,0015 до 10 м³/с, создают остаточное давление до 0,5 Па.

3.1.2. Профилирование роторов. Расчет зазоров

При профилировании роторов решают задачу: по выбранной части профиля построить сопряженную с ней часть другого профиля. Задача профилирования решается для теоретических профилей, т. е. профилей, между которыми нет зазора.

Профили роторов двухроторных вакуумных насосов характеризуются следующими размерами (рис. 62), которые связаны соотношениями:

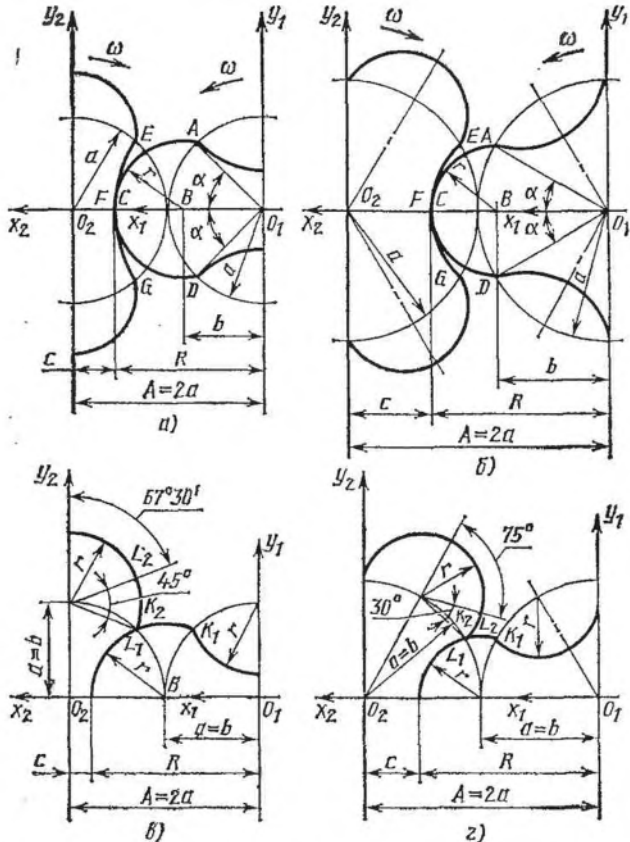


Рис. 62. Профили роторов двухроторных вакуумных насосов:
 а, б — окружные; в, г — циклоидально-окружные

для ротора с $Z = 2$

$$\alpha = \pi/(2Z) = 45^\circ, \quad r = R - b, \quad c = 2a - r, \quad b = (R^2 - a^2)/(2R - a\sqrt{2});$$

для ротора с $Z = 3$

$$\alpha = \pi/(2Z) = 30^\circ, \quad r = R - b, \quad c = 2a - r, \quad b = (R^2 - a^3)/(2R - a\sqrt{3}),$$

где Z — число лопастей; r — радиус головки ротора, м; R — наружный радиус ротора, м; c — ширина впадины ротора, м; a — радиус начальной окружности, м; b — расстояние от центра ротора до центра окружности, которой описана головка ротора, м.

Профили роторов двухроторных вакуумных насосов выполняют двух типов: окружные и циклоидально-окружные.

Окружные профили — это профили, в которых головка ротора описывается окружностью радиуса r (рис. 62, а и б), центр B которой расположен от оси O_1 ротора на расстоянии b , меньшем или равном $0,9288a$ для двухлопастных и $0,9670a$ для трехлопастных роторов.

Циклоидально-окружные профили — это профили, в которых головка ротора частично описана окружностью радиуса r (рис. 62, b и g), центр которой расположен от центра ротора O_1 на расстоянии b , большем 0,9288 a для двухлопастных и 0,9670 a для трехлопастных роторов, и эпициклоидой K_1L_1 , которая описывается точкой K_2 при качении без скольжения окружности радиуса a с центром в точке O_2 по окружности радиуса a с центром в точке O_1 .

Окружные профили характеризуются одним из следующих соотношений: для двухлопастных роторов $b/a = 0,5 \dots 0,9288$; $R/a = 1,2368 \dots 1,6698$; $c/a = 0,7632 \dots 0,3302$; для трехлопастных роторов $b/a = 0,5 \dots 0,9670$; $R/a = 1,1196 \dots 1,4770$; $c/a = 0,8804 \dots 0,5230$. При этом профили описываются плавной выпукло-вогнутой кривой, на которой отсутствуют точки перегибов и петли.

Обычно выбирают большие значения отношений b/a и R/a и меньшие значения отношения c/a , так как при этом площадь F_p торцового сечения ротора получают меньше, а коэффициент $\chi = 1 - F_p/(\pi R^2)$, оценивающий качество профиля, больше. Чем больше значение коэффициента χ , тем меньше размеры и масса вакуумного насоса для заданных условий работы и быстроты действия. Однако при больших значениях коэффициента χ ухудшаются прочностные характеристики ротора, поэтому при расчете профиля ротора его рассчитывают на прочность.

В двухроторных вакуумных насосах вследствие перепада давления сила, действующая на роторы, мала по сравнению с центробежной силой, поэтому роторы рассчитывают на разрыв от действия центробежной силы (Н):

$$R_{ц} = 0,5V_p \rho \omega^2 R_{ц.т.},$$

где V_p — объем ротора, m^3 ; ρ — плотность материала, из которого выполнен ротор, kg/m^3 ; ω — угловая скорость ротора, rad , $\omega = 2\pi n$ (n — частота вращения ротора, s^{-1}); $R_{ц.т.}$ — расстояние от оси ротора до центра тяжести половины ротора, m .

Напряжение на разрыв, действующее в центральном сечении впадины, (МПа)

$$\sigma = R_{ц}/[2L(c - D_v/2)],$$

где L — длина ротора, m ; D_v — диаметр вала под ротором, m .

Коэффициент запаса

$$n_s = \sigma_T/\sigma,$$

где σ_T — предел текучести при сжатии для материала, из которого выполнен ротор, МПа.

Сопряженный профиль строят на плоскости, так как по длине ротора его профиль не меняется. В винтовом роторе профиль без изменений поворачивается на угол $\kappa' = \kappa l/L$, где L — длина ротора, m ; l — расстояние от торца, на котором угол закрутки принят за нуль, до рассматриваемого сечения, m .

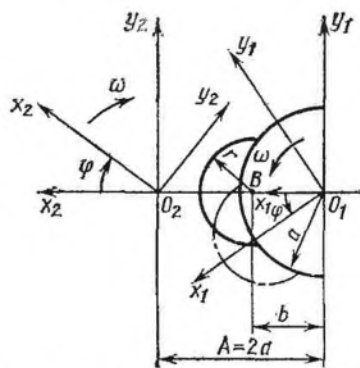


Рис. 63. Системы координат для построения исходного и сопряженного профилей

O_1 и O_2 равно межцентровому расстоянию между роторами $A = 2a$, м. Системы координат $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$ связаны между собой уравнениями:

$$\begin{aligned}x_2 &= -A \cos \varphi + x_1 \cos 2\varphi + y_1 \sin 2\varphi; \\y_2 &= A \sin \varphi - x_1 \sin 2\varphi + y_1 \cos 2\varphi.\end{aligned}$$

В системе подвижных координат $x_1O_1y_1$ записывают уравнение окружности, которой описана головка первого ротора:

$$\begin{aligned}x_1 &= b + r \cos \psi; \\y_1 &= -r \sin \psi,\end{aligned}\tag{3.1}$$

где ψ — параметр окружной части профиля, за который принят угол между общей нормалью к сопряженным профилям в точке их касания и положительным направлением оси O_1x_1 .

Сопряженную часть (впадину) другого профиля получают построением огибающей в системе подвижных координат $x_2O_2y_2$. По данным И. А. Сакуна, для этого уравнение (3.1) из системы подвижных координат $x_1O_1y_1$ переписывают в систему подвижных координат $x_2O_2y_2$:

$$\begin{aligned}x_2 &= -A \cos \varphi + (b + r \cos \psi) \cos 2\varphi + (-r \sin \psi) \sin 2\varphi; \\y_2 &= A \sin \varphi - (b + r \cos \psi) \sin 2\varphi + (-r \sin \psi) \cos 2\varphi,\end{aligned}$$

и записывают функциональный определитель, который раскрывает связь между углом φ поворота координат в направлении вращения роторов и параметром ψ профиля:

$$[\partial(x_2, y_2)] / [\partial(\varphi, \psi)] = 0.$$

Построение профилей проводят в подвижных системах координат $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$ (рис. 63). Система координат $x_1O_1y_1$ жестко связана с первым ротором, центр ее O_1 совпадает с осью ротора, угол φ поворота — с углом поворота ротора. Система координат $x_2O_2y_2$ жестко связана с сопряженным ротором, центр ее O_2 совпадает с осью сопряженного ротора, угол φ поворота — с углом поворота сопряженного ротора.

Углы φ поворота роторов равны, так как роторы вращаются с одинаковой угловой скоростью ω . Расстояние между центрами координат

Раскрывая скобки и приводя подобные члены, получим:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= -A \cos \varphi + b \cos 2\varphi + r \cos (\psi + 2\varphi); \\ y_2 &= A \sin \varphi - b \sin 2\varphi - r \sin (\psi + 2\varphi); \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} &[\partial (x_2, y_2)] / [\partial (\varphi, \psi)] = \\ &= a \sin \varphi \cos \psi - (b - a \cos \varphi) \sin \psi = 0. \end{aligned} \quad (3.3)$$

При построении сопряженного профиля углом φ задаются произвольно, угол ψ получают из уравнения (3.3), координаты сопряженной части профиля в системе координат $x_2 O_2 y_2$ определяют по уравнению (3.2). Так как профили роторов в двухроторных вакуумных насосах одинаковы, то полученную сопряженную часть достраивают к головке ротора, которая описана окружностью радиусом r , и получают профиль ротора.

Расчет циклоидально-окружных профилей выполняют аналогично, но циклоидально-окружные профили получают при соотношениях: для двухлопастных роторов $b/a > 0,9288$, $R/a > > 1,6698$, $c/a < 0,3302$; для трехлопастных роторов $b/a > 0,9670$, $R/a > 1,4770$, $c/a < 0,5230$. При данных соотношениях коэффициент χ получается больше, чем для роторов с окружным профилем, т. е. на одни и те же условия работы и одинаковую быстроту действия вакуумные насосы, имеющие роторы с циклоидально-окружными профилями, получают по размерам и массе меньше, чем вакуумные насосы, имеющие роторы с окружными профилями.

Однако в роторах с циклоидально-окружными профилями получается небольшая ширина c впадины ротора и ротор не обладает достаточной прочностью, т. е. во всех случаях, когда получают прочный ротор, целесообразно применять циклоидально-окружные профили.

С технологической точки зрения наибольший интерес представляют роторы с отношениями: для двухлопастных роторов $b/a = 1$, $R/a = 1,7654$, $c/a = 0,2346$; для трехлопастных роторов $b/a = 1$, $R/a = 1,5176$, $c/a = 0,4824$. В этом случае центр окружности радиусом r , которой описана головка профиля, лежит на начальной окружности радиуса a , т. е. $b = a$. Уравнение этой окружности в системе координат $x_1 O_1 y_1$:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= a + r \cos \psi; \\ y_1 &= -r \sin \psi. \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

Сопряженная часть другого профиля в системе координат $x_2 O_2 y_2$:

$$\begin{aligned} x_2 &= -A \cos \varphi + (a + r \cos \psi) \cos 2\varphi + (-r \sin \psi) \sin 2\varphi; \\ y_2 &= A \sin \varphi - (a + r \cos \psi) \sin 2\varphi + (-r \sin \psi) \cos 2\varphi. \end{aligned}$$

При $y = 0$ получим

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= -a + r \cos \psi; \\ y_2 &= -r \sin \psi \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

и функциональный определитель

$$\begin{aligned} [\partial(x_2, y_2)] / [\partial(\varphi, \psi)] = \\ = \sin(\varphi + \psi) - \sin \psi = 0. \end{aligned} \quad (3.6)$$

При $\varphi = 0$ функциональный определитель обращается в тождество, т. е. параметр ψ профиля может принимать любые значения, а уравнение (3.6) будет тождественно удовлетворяться. Это указывает на то, что при $\varphi = 0$ сопряжение теоретических профилей происходит одновременно всеми точками, расположенными внутри окружности радиуса a в системе координат $x_2 O_2 y_2$ (см. рис. 62, *в* и *г*), а уравнения (3.4) и (3.5) — это уравнения одной и той же окружности, но заданные в разных системах координат.

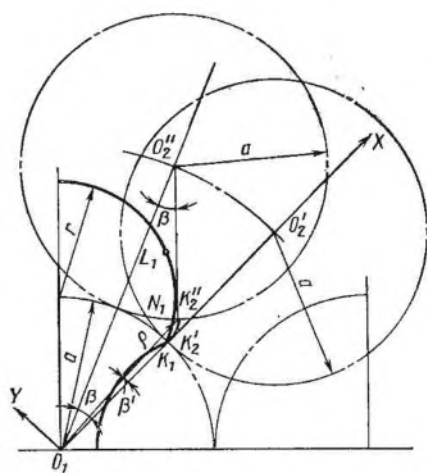


Рис. 64. Построение эпициклоидальной части циклоидально-окружного профиля

При $\varphi \neq 0$ все точки окружности радиуса r , которой описана головка профиля, одновременно выходят из зацепления с точками окружности того же радиуса, которой описана впадина сопряженного ротора, и между ними образуется зазор. При построении сопряженной части профиля при циклоидально-окружном профилировании в месте перехода впадины в головку появляется острый перегиб в двухлопастном профиле при $b/a = 0,9288$ и трехлопастном профиле при $b/a = 0,9670$, а при больших отношениях b/a — петли на участках $K_1 L_1$ и $K_2 L_2$ (см. рис. 62, *в* и *г*). При обработке петли срезаются и при обкатывании профилей в этом месте появляется недопустимо большой зазор, что приводит к увеличению перетекания газа. Чтобы уменьшить этот зазор на участке $K_1 L_1$ (рис. 64) от начальной окружности радиусом a (точка K_1) до окружности радиусом r (точка L_1), которой описана головка ротора, профиль выполняют по эпициклоиде, которая образуется точкой K_2 (одним штрихом обозначено начальное положение, двумя — промежуточное) при качении без скольжения окружности радиусом a с центром в точке O_2 по окружности радиусом a с центром в точке O_1 . Начальная точка эпициклоиды K_2 совпадает с точкой K_1 , промежуточная точка K_2'' не совпадает с точкой N_1 , а отклоняется от нее на расстояние $N_1 K_2'' = \epsilon$; последняя точка эпициклоиды совпадает с точкой L_1 , т. е. эпициклоида лежит снаружи окружности $K_1 N_1 L_1$ радиусом r . Отклонения ϵ (мкм) эпициклоиды от окружности радиуса r для трехлопастного ротора приведены в табл. 3.1.

При применении на участке $K_1 L_1$ эпициклоиды при обкатывании роторов точка K_1 одного ротора будет скользить по эпицик-

$\gamma, ^\circ$	ε	$\gamma, ^\circ$	ε	$\gamma, ^\circ$	ε	$\gamma, ^\circ$	ε
0	0	8	44	16	28	24	6
2	26	10	42	18	22	26	3
4	38	12	39	20	16	28	1
6	43	14	34	22	10	30	0

лоиде другого ротора и наоборот, т. е. для теоретических профилей на участках K_1L_1 и K_2L_2 зазор будет равен нулю, как и для всех остальных участков теоретического профиля. Для номинальных профилей на участке K_1L_1 будет сохраняться постоянный заданный зазор δ_{pp} . Уравнение эпициклоиды $K_1K_2L_1$ в системе координат xO_1y запишется в форме

$$x = a (2 \cos \beta - \cos 2\beta);$$

$$y = a (2 \sin \beta - \sin 2\beta),$$

где β — параметр эпициклоидальной части профиля, за который принят угол поворота производящей окружности радиусом a , точка K_2 на которой описывает данную эпициклоиду; при построении профиля углом β задаются.

Радиусы-векторы ρ (рис. 64) точек эпициклоиды K_1L_1 и их углы β' определяют по формулам:

$$\rho = \sqrt{x^2 + y^2}; \quad \beta' = \arctg(y/x).$$

Для того чтобы в процессе работы роторы не заклинило, при проектировании между роторами, роторами и корпусом, роторами и торцовыми крышками необходимо предусмотреть зазоры, которые компенсируют неточности изготовления и сборки вакуумных насосов, удлинения роторов, корпусов и изменение межцентрового расстояния вследствие нагрева деталей вакуумного насоса при работе и деформаций деталей, вызванных действием на них сил при работе.

Зазоры δ_{pp} между роторами и δ_{pk} роторами и корпусом обеспечивают путем занижения профилей роторов в торцовом сечении на величину $\delta_{pp}/2$, т. е. путем построения эквидистанты профиля, которую называют номинальным профилем.

Для номинального профиля головку описывают радиусом $r_n = r - 0,5\delta_{pp}$. При окружном профилировании размеры сопряженной впадины определяют по уравнениям (3.2), в которых вместо значения r подставляют значение $r + 0,5\delta_{pp}$, а уравнение (3.3) при этом остается без изменения.

При циклоидально-окружном профилировании радиус, которым описывается впадина, определяют по зависимости $r_n = r + + 0,5\delta_{pp}$; ширину впадины по зависимости $c_n = c - 0,5\delta_{pp}$;

координаты точек эпициклоиды K_1L_1 (см. рис. 62, в и г) рассчитывают из соотношений:

$$x_H = x + [0,5\delta_{pp} (\cos 2\beta - \cos \beta)]/\sqrt{2 - \cos \beta};$$

$$y_H = y + [0,5\delta_{pp} (\sin \beta - \sin 2\beta)]/\sqrt{2 - \cos \beta}.$$

Пределы изменения угла β : для двухлопастных роторов $0 < \beta \leq 45^\circ$ и для трехлопастных роторов $0 < \beta \leq 30^\circ$.

Монтажный зазор между роторами (профильный зазор)

$$\delta_{pp \min} = |\Delta D_{\min}|/2 + |\Delta(2c)_{\min}|/2 + |\Delta A_{\min}| + \Delta c + \Delta R - \Delta A,$$

тогда максимальный зазор между роторами при работе

$$\delta_{pp \max} = |\Delta D_{\max}|/2 + |\Delta(2c)_{\max}|/2 + |\Delta A_{\max}|,$$

где ΔD_{\min} , ΔD_{\max} , Δc_{\min} , Δc_{\max} , ΔA_{\min} , ΔA_{\max} — минимальные и максимальные допуски на диаметр, ширину впадины ротора и межцентровое расстояние при изготовлении; Δc — увеличение ширины впадины за счет нагрева ротора, $\Delta c = \alpha_{pс} \Delta t_p$ ($\alpha_{pс}$ — коэффициент линейного расширения материала ротора; $\Delta t_p = t_p - t_0$, t_p — температура ротора в рабочем состоянии); $\Delta R = \alpha_p R \Delta t_p$, ΔR — удлинение ротора в радиальном направлении в рабочем состоянии; ΔA — увеличение межцентрового расстояния в результате нагрева крышек, в которых расположены подшипники, $\Delta A = \alpha_A \Delta t$ (α_A — коэффициент линейного расширения материала крышек подшипников; $\Delta t = t_{к.п} - t_0$, $t_{к.п}$ — температура крышек подшипников в рабочем состоянии; t_0 — температура окружающей среды).

Для вакуумных насосов, работающих при давлениях всасывания 1,33 ... 133,3 Па, на основании опытных данных принимают $\Delta t = 40 \dots 60^\circ$; для вакуумных насосов, работающих при давлениях всасывания 75 ... 100 кПа, $\Delta t = 80 \dots 100^\circ$.

Монтажный зазор между корпусом и ротором (радиальный зазор)

$$\delta_{p.к \min} = |\Delta D_{\min}|/2 + |\Delta D_{к \min}|/2 - \Delta R_к + \Delta R + (\Delta A)/2,$$

а максимальный радиальный зазор при работе

$$\delta_{p.к \max} = |\Delta D_{\max}|/2 + |\Delta D_{к \max}|/2,$$

где $\Delta D_{к \min}$, $\Delta D_{к \max}$ — минимальное и максимальное значения допусков на диаметр расточки при изготовлении корпуса; $\Delta R_к$ — удлинение корпуса в радиальном направлении в рабочем состоянии, $\Delta R_к = \alpha_{кR_к} \Delta t_к$ ($\alpha_{кR_к}$ — коэффициент линейного расширения материала корпуса; $\Delta t_к = t_к - t_0$, $t_к$ — температура корпуса в рабочем состоянии).

Для вакуумных насосов, работающих при давлении всасывания 1,33 ... 133,3 Па, на основании опытных данных принимают $\Delta t_к = 40 \dots 60^\circ$, $\Delta t_p = 70 \dots 100^\circ \text{C}$; для вакуумных насосов, работающих при давлении всасывания 75 ... 100 кПа, $\Delta t_к = 80 \dots 100^\circ$, $\Delta t_p = 130 \dots 150^\circ \text{C}$.

Монтажные торцовые зазоры со стороны плавающей опоры

$$\delta_{т.пл \min} = 0,5 (|\Delta L_{\min}| + |\Delta L_{к \min}|) + \Delta L - \Delta L_к;$$

со стороны жесткой опоры

$$\delta_{т.ж \min} = 0,5 (|\Delta L_{к \min}| + |\Delta L_{\min}|),$$

где ΔL_{\min} , $\Delta L_{\kappa \min}$ — минимальные значения допусков на длину при изготовлении ротора и корпуса; $\Delta L = \alpha_p L \Delta t_p$ (L — длина ротора, м); $\Delta L_{\kappa} = \alpha_{\kappa} L_{\kappa} \Delta t_{\kappa}$ (L_{κ} — длина корпуса, м).

Максимальные торцовые зазоры при работе со стороны жесткой опоры

$$\delta_{т.ж \max} = 0,5 (|\Delta L_{\kappa \max}| + |\Delta L_{\max}|);$$

со стороны плавающей опоры

$$\delta_{т.пл \max} = 0,5 (|\Delta L_{\kappa \max}| + |\Delta L_{\max}|),$$

где $\Delta L_{\kappa \max}$ и ΔL_{\max} — максимальные значения допусков на длину при изготовлении корпуса и ротора.

3.1.3. Методика определения быстроты действия

Геометрическая быстрота действия двухроторного вакуумного насоса, м³/с,

$$S_{\Gamma} = 2\pi R^2 L \chi n.$$

Каждый ротор будет переносить со всасывания на нагнетание за один оборот по два объема I (см. рис. 60, а) $\pi R^2 L \chi$, два ротора будут переносить объем $2\pi R^2 L \chi$, два ротора в единицу времени — объем $2\pi R^2 L \chi n$.

Действительная быстрота действия (м³/с)

$$S = S_{\Gamma} \lambda = 2\pi R^2 L \chi n \lambda. \quad (3.7)$$

Коэффициент откачки

$$\lambda = \lambda_{\text{д}} \lambda_{\text{т}} - \lambda'_{\text{п}} - \lambda'_{\text{н}} - \lambda'_0,$$

где $\lambda_{\text{д}}$ — отношение давления газа в рабочей полости в конце процесса всасывания p_0 к давлению во всасывающей трубке p , которое учитывает уменьшение быстроты действия вследствие дросселирования газа при всасывании, $\lambda_{\text{д}} = p_0/p$; $\lambda_{\text{т}}$ — отношение температуры T газа во всасывающей трубке к температуре T_0 газа во всасывающей полости в конце процесса всасывания, которое учитывает уменьшение быстроты действия вследствие подогрева газа при всасывании, $\lambda_{\text{т}} = T/T_0$; $\lambda'_{\text{п}}$ — относительные потери быстроты действия, вызванные перетеканием газа из нагнетательной полости во всасывающую, $\lambda'_{\text{п}} = (U_3/S_{\Gamma}) \times (p_{\text{н}}/p) (T/T_{\text{н}})$ (U_3 — проводимость зазоров, м³/с); $\lambda'_{\text{н}}$ — относительные потери быстроты действия, обусловленные натеканием газа при давлении $p_{\text{а}}$ и температуре $T_{\text{а}}$ во всасывающую полость, $\lambda'_{\text{н}} = (U_{\text{н}}/S_{\Gamma}) (p_{\text{а}}/p) (T/T_{\text{а}})$ ($U_{\text{н}}$ — количество натекаемого газа, м³/с); λ'_0 — относительные потери быстроты действия, вызванные переносом газа в объеме между роторами из полости нагнетания в полость всасывания, $\lambda'_0 = (U_0/S_{\Gamma}) (p_{\text{н}}/p) (T/T_{\text{н}})$ (U_0 — проводимость объема газа между роторами, который перемещается со стороны нагнетания на сторону всасывания, м³/с).

В двухроторных вакуумных насосах с окружными и циклоидально-окружными профилями объем газа между роторами, который переносится со стороны нагнетания на сторону всасывания, равен нулю и $\lambda'_0 = 0$.

Кроме того, экспериментально установлено, что в двухроторных вакуумных насосах потерями, связанными с дросселиро-

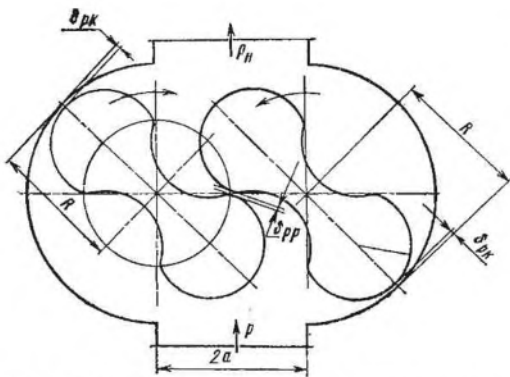


Рис. 65. Положение роторов при расчете проводимости зазоров

В вакуумных насосах, работающих при давлениях всасывания 133,3 ... 1,333 Па, режим течения газа в зазорах молекулярный и проводимость зазоров определяют по уравнению Кнудсена [6]

$$U_3 = 36,4 \sqrt{T_H/M} [L(2k_{рк}\delta_{рк} + k_{рр}\delta_{рр}) + (D + 2a)(k_{т.ж}\delta_{т.ж} + k_{т.пл}\delta_{т.пл})], \quad (3.9)$$

где T_H — температура газа перед зазором, равная температуре газа на нагнетании, К; M — молекулярная масса; $k_{рк}$, $k_{рр}$, $k_{т.ж}$, $k_{т.пл}$ — поправки Клаузинга соответственно для радиальных, профильных и торцовых зазоров со стороны жесткой и плавающей опор.

По экспериментальным данным, с достаточной точностью можно принять $k_{рк} = k_{рр} = 0,23$ и, полагая, что торцовые зазоры имеют прямоугольную форму с осредненной по торцу ротора длиной зазора в направлении перетекания, равной $l = r + c$,

$$k_{т.ж} = \frac{\delta_{т.ж}}{l} \ln \frac{l}{\delta_{т.ж}}, \quad k_{т.пл} = \frac{\delta_{т.пл}}{l} \ln \frac{l}{\delta_{т.пл}}.$$

Формула (3.9) для проводимости зазоров получена при положении роторов, показанном на рис. 65, т. е. в предположении, что перетекания газа происходят через два зазора высотой $\delta_{рк}$, один зазор высотой $\delta_{рр}$ и две торцовые щели высотой $\delta_{т.ж}$ и $\delta_{т.пл}$ и длиной $(D + 2a)$.

При работе двухроторных вакуумных насосов в областях давлений всасывания выше 70 кПа режим течения газа в зазорах вязкостный. Для зазоров в двухроторных вакуумных насосах, в которых $l \gg \delta$ и $b \gg \delta$ (l , b , δ — соответственно ширина, длина и высота зазора, м), массовый расход газа через зазор (кг/с) [15]

$$Q = k_p f \sqrt{\frac{p_H^2 - p^2}{RT_H}},$$

где k_p — коэффициент расхода; $f = l\delta$ — площадь поперечного сечения зазора, m^2 ; R — универсальная газовая постоянная откачиваемого газа, $H \cdot m / (кг \cdot K)$.

ванием, подогревом и натеканием, можно пренебречь вследствие их минимального количества по сравнению с потерями, вызванными перетеканием газа во всасывающую полость.

Тогда

$$\lambda = 1 - \frac{U_3}{S_r} \frac{p_H}{p} \frac{T}{T_H}. \quad (3.8)$$

В вакуумных насосах, работающих при давлениях всасывания 133,3 ... 1,333 Па, режим течения газа в зазорах молекулярный и проводимость зазоров определяют по уравнению Кнудсена [6]

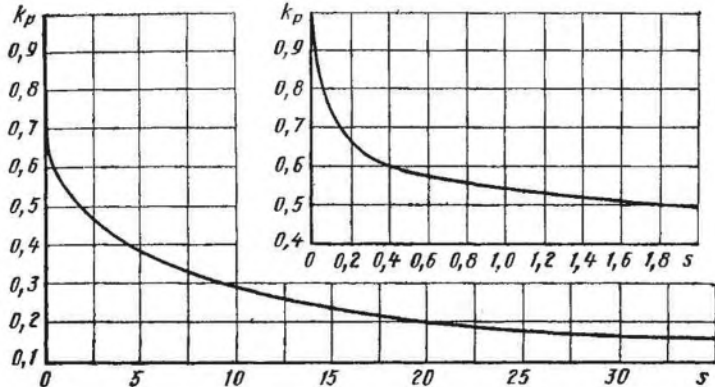


Рис. 66. Зависимость коэффициента k_p расхода от параметра сопротивления s

Обычно при расчете перетеканий газа через зазоры переменного сечения используют удельный расход через единицу площади сечения зазора, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$,

$$q = Q/f = k_p \sqrt{\frac{p_H^2 - p^2}{RT_H}} = C_1 k_p, \quad (3.10)$$

где
$$C_1 = \sqrt{(p_H^2 - p^2)/(RT_H)}. \quad (3.11)$$

Коэффициент k_p расхода, определяемый экспериментально, зависит от формы зазора, соотношения между его размерами b/δ и l/δ , коэффициента трения газового потока в зазоре, коэффициента местных потерь при входе газа в зазор и выходе из него и отношения давлений.

Коэффициент k_p расхода зависит (рис. 66) от параметра сопротивления движению газа в зазоре

$$s \approx (c_R b)/(2\delta \sqrt{\text{Re}}), \quad (3.12)$$

где c_R — коэффициент сопротивления газа в зазоре; Re — критерий Рейнольдса.

Коэффициент c_R является функцией критерия Рейнольдса и относительной шероховатости щели $\omega_{\text{щ}} = k_m/\delta$, где k_m — средняя высота гребешков микронеровностей стенок зазора (рис. 67). Для двухроторных вакуумных насосов обычно $\omega_{\text{щ}} \leq 0,01$.

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = (2q\delta)/\mu, \quad (3.13)$$

где μ — динамическая вязкость откачиваемого газа при температуре T_H и давлении p_H , $\text{Па} \cdot \text{с}$.

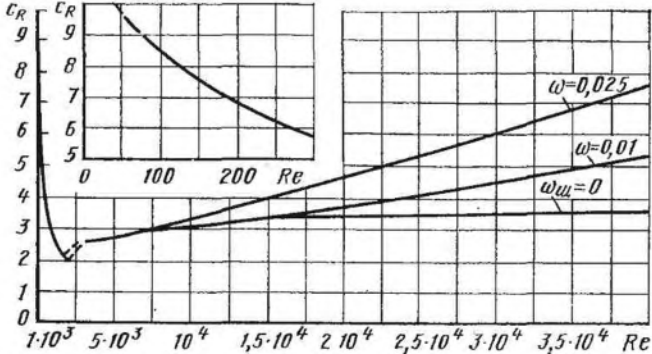


Рис. 67. Зависимость коэффициента c_R сопротивления от критерия Рейнольдса Re для различных значений относительной шероховатости ω стенок зазоров

Таким образом, для того чтобы рассчитать массовый расход газа через зазор, необходимо определить критерий Рейнольдса, который, в свою очередь, зависит от массового расхода газа через тот же зазор. Данная задача решается методом последовательных приближений, т. е. в начале расчета необходимо задаться массовым расходом газа через зазор. Обычно в первом приближении задаются критическим расходом $[kg/(m^2 \cdot c)]$:

$$q_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/(k-1)} \frac{P_H^2}{RT_H}} \quad (3.14)$$

Для критического расхода определяют критерий Рейнольдса $Re_* = (2q_{кр}\delta)/\mu$

и по найденному критерию Рейнольдса рассчитывают параметр сопротивления движению газа в щели при критическом расходе

$$s_* = bc_R / (2\delta \sqrt{Re_*}).$$

Коэффициент c_R сопротивления находят по графику на рис. 67, а коэффициент k'_p расхода в первом приближении по графику на рис. 68. Затем по формуле (3.10) находят удельный расход q газа через зазор и по формуле (3.13) критерий Рейнольдса Re в первом приближении.

Во втором приближении по найденному критерию Рейнольдса в первом приближении находят коэффициент k'_p по графику на рис. 67 и параметр s по формуле (3.12). Затем по графику на рис. 66 находят

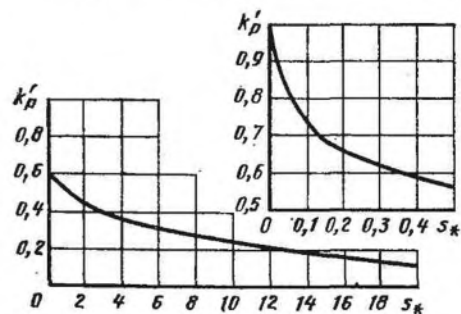


Рис. 68. Зависимость коэффициента k'_p расхода от параметра сопротивления

коэффициент k_p расхода и по формуле (3.10) удельный расход q во втором приближении. Найденный удельный расход во втором приближении сравнивают с критическим удельным расходом $q_{кр}$. Если найденное во втором приближении q больше $q_{кр}$, то через зазор перетекает расход газа, равный $q_{кр}$; если найденное во втором приближении q меньше $q_{кр}$, то по найденному q во втором приближении вновь определяют критерий Рейнольдса по формуле (3.13) и коэффициент c_R по графику на рис. 67. Так повторяют до тех пор, пока коэффициент c_R не будет пренебрежимо мало отличаться от полученного ранее коэффициента.

Длина b зазоров в двухроторных вакуумных насосах определяется по следующим эмпирическим зависимостям (см. рис. 65) для профильных δ_{pp} и радиальных $\delta_{рк}$ зазоров:

$$b \approx 2,8 \sqrt{rh},$$

где $h \approx 0,1\delta_{pp}$ — для профильного зазора и $h \approx \delta_{рк}$ — для радиальных зазоров; ширина этих зазоров l равна L .

Принимают ширину торцовых зазоров равной $l \approx 2(R + a)$, а длину $b \approx (r + c)$.

Суммарный массовый расход через все зазоры в двухроторном вакуумном насосе

$$Q_s = q_{pp}f_{pp} + 2q_{рк}f_{рк} + q_{т.ж}f_{т.ж} + q_{т.пл}f_{т.пл},$$

где q_{pp} , $q_{рк}$, $q_{т.ж}$, $q_{т.пл}$ — удельные массовые расходы через профильные, радиальные, торцовые со стороны жесткой опоры и торцовые со стороны плавающей опоры зазоры, кг/(м²·с); f_{pp} , $f_{рк}$, $f_{т.ж}$, $f_{т.пл}$ — площади соответствующих зазоров, м².

Коэффициент $\lambda'_п = Q_s/(S_{гp})$, где ρ — плотность откачиваемого газа во всасывающем патрубке.

Недостатком расчета по данной методике расхода газа при вязкостном его течении является то, что коэффициент расхода зависит, кроме прочих величин, и от числа Рейнольдса, а следовательно, и от расхода газа. Это обстоятельство не дает возможности непосредственно определить расход газа. Поэтому решение приходится искать путем последовательного приближения с учетом характера и режима движения газа.

Еще одним недостатком данного метода является то, что два безразмерных коэффициента, а именно $c_R = f_1(Re)$ и $k_p = f_2(S)$ необходимо определять по графикам. Это в значительной степени затрудняет широкое применение ЭВМ для расчета расхода газа через щели.

Существенно упростить метод расчета внутренних перетеканий и определить расход газа через щели, минуя громоздкий и трудоемкий метод последовательного приближения, можно по предлагаемой методике следующими способами: непосредственным определением расхода газа через щели и по номограмме. В первом случае коэффициенты c_R и k_p представляются в виде простых аналитических выражений с приемлемой для технических расчетов точностью.

Для чисел Рейнольдса $100 < Re < 2000$

$$c_R \approx 95/\sqrt{Re}; \quad (3.15)$$

для чисел Рейнольдса $2000 < Re < 40\,000$, пренебрегая влиянием шероховатости поверхностей стенок щелей,

$$c_R \approx 3,4. \quad (3.16)$$

Коэффициент расхода может быть представлен в зависимости от параметра сопротивления движению газа S : при $0 < S < 0,1$

$$k_p \approx 1/(1 + 1,16\sqrt{S}); \quad (3.17)$$

при $0,1 \leq S \leq 35$

$$k_p \approx 1/\sqrt{S+2}; \quad (3.18)$$

при $1,5 < S < 1000$

$$k_p \approx 0,627/S^{0,34}. \quad (3.19)$$

Приведенные эмпирические зависимости (3.15) ... (3.19) хорошо совпадают с графическими данными и могут быть использованы при применении ЭВМ.

При большой длине щели $l \gg \delta$

$$Re = C_2 q, \quad (3.20)$$

где C_2 — коэффициент, $m^2 \cdot c/kg$:

$$C_2 = 2\delta/\mu \quad (3.21)$$

(δ — высота щели, м; μ — коэффициент динамической вязкости газа, Па·с).

Параметр сопротивления движению газа

$$S = \frac{b}{2\delta} \frac{c_R}{\sqrt{Re}} \approx C_3 \left(\frac{C_4}{Re} + C_5 \right), \quad (3.22)$$

где b — глубина щели, м; C_3, C_4, C_5 — безразмерные коэффициенты,

$$C_3 = b/(2\delta). \quad (3.23)$$

В широком диапазоне изменения чисел Рейнольдса $100 \leq Re \leq 40\,000$ коэффициенты $C_4 = 82$ и $C_5 = 0,02$.

Решая совместно уравнения (3.11), (3.18), (3.20) ... (3.23), находим

$$q^2 (C_3 C_5 + 2) + q \frac{C_3 C_4}{C_2} - C_1^2 = 0.$$

Корни этого квадратного уравнения

$$q = \left[-\frac{C_3 C_4}{C_2} \pm \sqrt{\left(\frac{C_3 C_4}{C_2}\right)^2 + 4(C_3 C_5 + 2)C_1^2} \right] / [2(C_3 C_5 + 2)].$$

Далее по формулам (3.18), (3.20) и (3.22) определяют другие параметры, а именно k_p , Re и S .

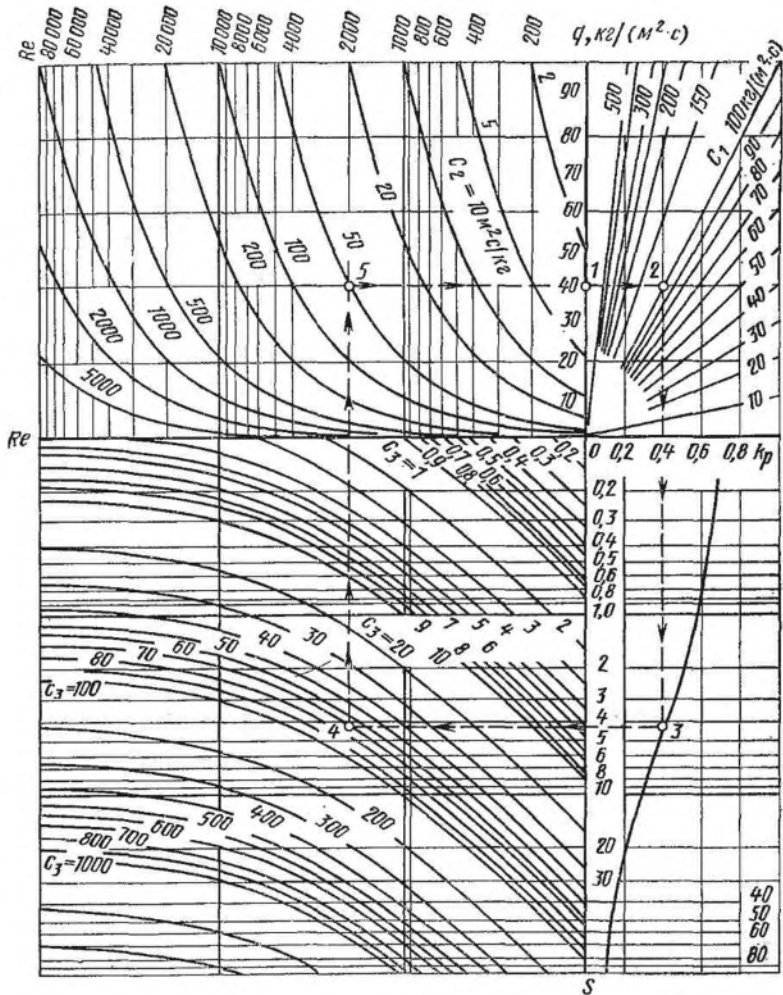


Рис. 69. Номограмма для определения потереканий

Уравнения (3.18), (3.20) и (3.22) можно решить также относительно Re , k_p или S :

$$Re = \left[-C_3C_4 \pm \sqrt{(C_3C_4)^2 + 4(C_3C_5 + 2)C_1^2C_2^2} \right] / [2(C_3C_5 + 2)];$$

$$k_p = \left[-\frac{C_3C_4}{C_1C_2} \pm \sqrt{\left(\frac{C_3C_4}{C_1C_2}\right)^2 + 4(C_3C_5 + 2)} \right] / [2(C_3C_5 + 2)];$$

$$S = C_7 \pm \sqrt{C_6^2 - C_3^2 \left(C_5^2 - \frac{2C_4^2}{C_1^2C_2^2} \right)},$$

$$C_6 = C_3C_5 + \frac{C_3^2C_4^2}{2C_1^2C_2^2}.$$

Действительный расход газа через щель, определенный по данной методике, не может превысить критический расход, вычисляемый по формуле (3.14).

При получении расчетного значения расхода газа больше критического необходимо принять его за удельный расход газа через щель с учетом коэффициента расхода.

Второй способ определения перетеканий газа может быть рекомендован для предварительной оценки режима течения и расхода газа. Порядок нахождения удельного расхода газа показан стрелками на номограмме (рис. 69). Предварительно определяют постоянные коэффициенты C_1 , C_2 и C_3 . Далее задаются произвольными значениями удельного расхода газа (например, точка 1) и находят остальные точки 2 ... 5. При правильном выборе удельного расхода газа точки 1 и 5 должны лежать на одной горизонтальной линии. В приведенном на номограмме числовом примере при $C_1 = 100$ кг/(м².с), $C_2 = 50$ м².с/кг и $C_3 = 70$ получаем: $q = 40$ кг/(м².с); $k_p = 0,4$; $S = 4,25$ и $Re = 2000$.

3.1.4. Определение основных размеров и мощности двигателя

Действительная быстрота действия определяет основные размеры насоса. Из уравнения (3.7) находим

$$R = \sqrt{S/(\lambda k_L \chi u_2)},$$

где k_L — коэффициент длины ротора, $k_L = L/R$; u_2 — окружная скорость на периферии роторов, м/с, $u_2 = 2\pi Rn$.

Коэффициент λ откачки принимают в пределах 0,4 ... 0,9. Для вакуумных насосов с быстротой действия больше 0,45 м³/с зависимости коэффициента откачки от давления всасывания для отношений давлений p_n/p , равных 2 и 5, при работе на воздухе и водороде приведены на рис. 70 [22]. Коэффициент k_L выбирают в пределах 2 ... 4.

Окружную скорость u_2 выбирают в зависимости от материала ротора, так как от u_2 зависит центробежная сила, нарушающая работоспособность ротора. Для роторов, выполненных из алюминиевых сплавов, u_2 выбирают в пределах 30 ... 80 м/с, из стали — 50 ... 100 м/с, из титановых сплавов — 80 ... 150 м/с. Широкий диапазон изменения скоростей объясняется тем, что двухроторные вакуумные насосы стремятся непосредственно соединить с двигателем, а межосевое расстояние $A = 2a$ выполняют в соответствии с ГОСТ 2185—66* (СТ СЭВ 229—75).

Коэффициент, оценивающий качество ротора, из конструктивных соображений для двухлопастных роторов принимают в пределах 0,617 ... 0,5 ($\chi = 0,617$ при $b/a = 1$), для трехлопастных роторов — в пределах 0,59 ... 0,49.

Радиус R округляют до целого числа в мм: строят профиль ротора и определяют точное значение коэффициента $\chi =$

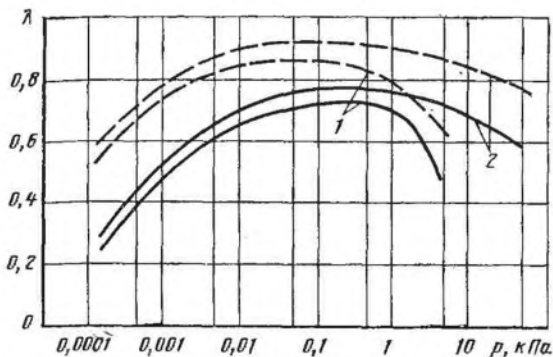


Рис. 70. Зависимость коэффициента λ откачки двухроторных насосов от давления всасывания p для отношений:

1 — $p_H/p = 5$; 2 — $p_H/p = 2$; — — — — — воздух, — — — — — водород

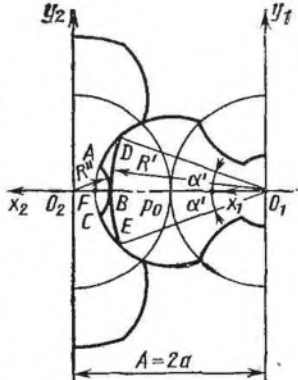


Рис. 71. Профиль с головкой, срезанной по радиусу R'

$= 1 - F_p / (2\pi R)$. По формуле (3.8) определяют точное значение коэффициента откачки λ . Если получившиеся значения коэффициентов χ и λ отличаются от выбранных, то меняют длину L ротора так, чтобы получить заданную быстроту действия [формула (3.7)].

Для уменьшения проводимости зазоров иногда головку профиля ротора срезают по радиусу R' , проведенному из центра ротора (рис. 71) [6]. Тогда часть впадины ABC строится как огибающая участка DE головки исходного профиля. Огибающей является окружность радиусом $R'' = 2a - R'$. Для номинального профиля $R_H = R' - \delta_{pp}/2$ и $R'_H = R'' - \delta_{pp}/2$. Часто головку профиля ротора срезают по радиусу R' , а впадину оставляют той же, которая была у ротора без срезания головки. И в том, и в другом случаях при срезанной головке ротора уменьшается проводимость радиальных зазоров, которая может быть рассчитана для двух радиальных зазоров при молекулярном режиме течения газа по формуле [6]

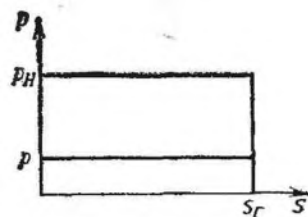
$$2U_{\text{рк}} = 2 \cdot 36,4 \sqrt{\frac{T_H}{M}} \frac{\delta_{\text{рк max}}^2 L}{2R' \alpha'} \ln \frac{2R' \alpha'}{\delta_{\text{рк max}}},$$

где $2\alpha'$ — центральный угол срезы, рад (см. рис. 71).

При вязкостном режиме течения проводимость этих зазоров определяют по формуле (3.10).

Однако при срезанной головке ротора появляются объемы ADB и BCE или объем $DFEB$, в которых газ переносится со стороны нагнетания на сторону всасывания. В этом случае коэффициент λ'_0 отличен от нуля, а это приводит к уменьшению λ и быстроты действия. Увеличение быстроты действия будет только

Рис. 72. Теоретическая индикаторная диаграмма двухроторного насоса



тогда, когда увеличение λ вследствие срезанной головки ротора будет больше уменьшения λ вследствие появления объемов, переносимых роторами со стороны нагнетания на сторону всасывания.

Для дальнейшего уменьшения проводимости радиальных зазоров на частях роторов, соответствующих дуге DE , выполняют канавки глубиной 0,1 ... 0,2 мм полукруглого, прямоугольного или треугольного сечений. Однако и в этом случае увеличивается перенос газа с нагнетания на всасывание вакуумного насоса в канавках. В двухроторных вакуумных насосах происходит процесс внешнего сжатия, который характеризуется тем, что в момент сообщения полости I (см. рис. 60) с нагнетательным окном в ней в идеальном случае произойдет мгновенное повышение давления до давления нагнетания, т. е. индикаторная диаграмма будет иметь прямоугольную форму (рис. 72). Мощность, затрачиваемая на привод вакуумного насоса, (Вт)

$$N_e = [S_{\Gamma}(p_H - p)]/\eta,$$

где η — КПД двухроторных вакуумных насосов, учитывающий термодинамические, газодинамические и механические потери, $\eta = 0,5 \dots 0,85$.

Мощность двигателя

$$N_{дв} = N_e/\eta_{пер},$$

где $\eta_{пер}$ — КПД редуктора, устанавливаемого между двигателем и вакуумным насосом.

В двухроторных вакуумных насосах стремятся соединить непосредственно вал двигателя и вал насоса; в этом случае $\eta_{пер} = 1$.

3.1.5. Конструкции насосов и агрегатов; рекомендации по их конструированию и эксплуатации

Двухроторные вакуумные насосы предназначены для откачивания воздуха и газов, не вступающих в реакцию с материалами, из которых изготовлены детали вакуумных насосов, и с применяемыми в них маслами.

На рис. 73 показана конструкция одноступенчатых серийно выпускаемых вакуумных насосов 2ДВН-500 и 2ДВН-1500. Условное обозначение расшифровывается [5] так: 2 — порядковый номер модернизации; Д — двухроторный; В — вакуумный; Н — насос; цифры после букв — номинальная быстрота действия в $дм^3/с$ при номинальной скорости. Если насос укомплектован электродвигателем, частота вращения вала которого отличается от номинальной, то в конце обозначения насоса указывается шифр, соответствующий числу полюсов электродвигателя.

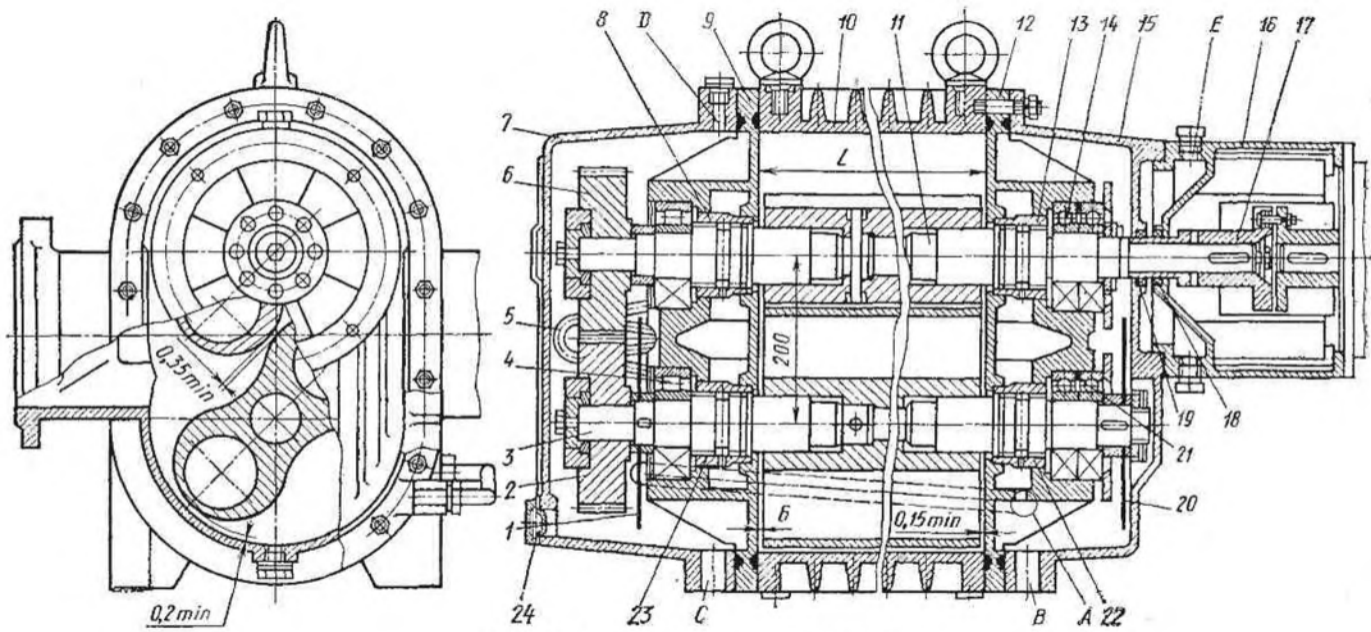
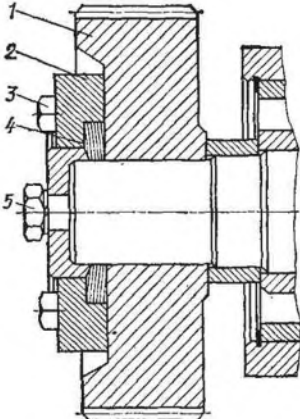


Рис. 73. Вакуумный насос типа 2ДВН

Рис. 74. Установка синхронизирующей шестерни на валу в вакуумных насосах типа 2ДВН

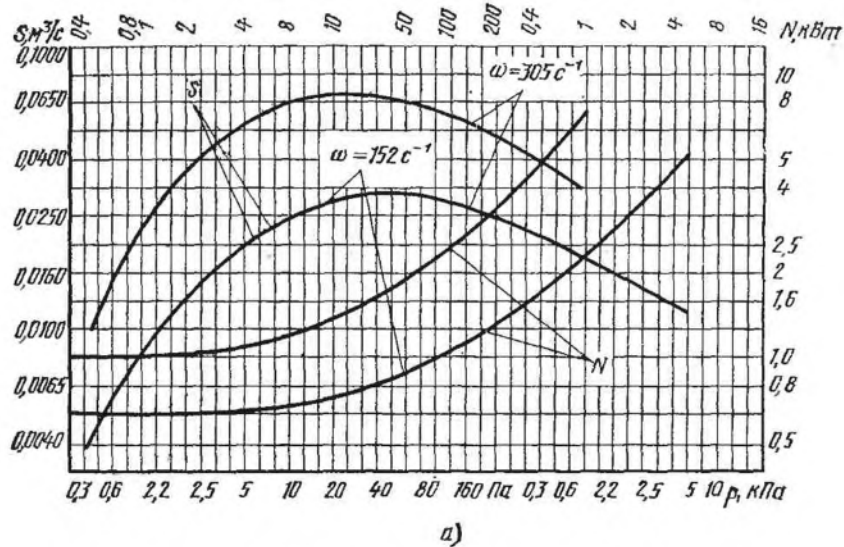


Увеличение быстроты действия насоса 2ДВН-1500 достигается увеличением длины L ротора от 280 мм в насосе 2ДВН-500 до 700 мм в насосе 2ДВН-1500. Насосы 2ДВН-500 и 2ДВН-1500 работают с плунжерными форвакуумными насосами типа НВЗ.

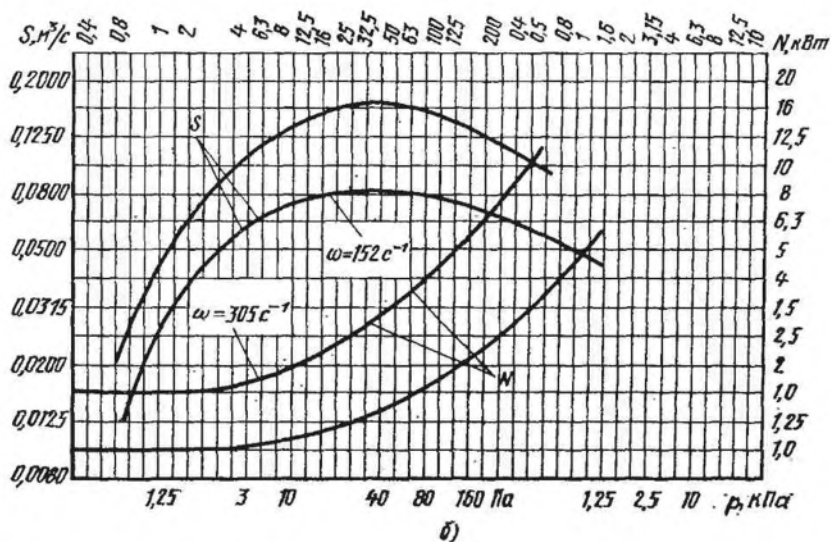
В корпусе 10 вращаются два двухлопастных ротора 3 и 11. Синхронизацию вращения роторов обеспечивают косозубые синхронизирующие шестерни 2 и 6. Шестерни изготовлены из цементуемой стали. Зубчатый венец закален и отшлифован. С помощью этих шестерен также выставляются профильные зазоры $\delta_{pp \text{ min}} = 0,35$ мм.

Для облегчения сборки синхронизирующих шестерен передача момента с ротора 11 на шестерню 6 и с шестерни 2 на ротор 3 осуществляется через пружины 4 (рис. 74). При этом для сохранения положения шестерен относительно вала во время работы необходимо обеспечить достаточные силы трения между пружинами, валом и шестернями. Этого добиваются соответствующим затягиванием болтов. Сначала затягивают болт 5 на роторе, затем равномерно болты 3 на шестерне 1 и кольцо 2, после чего опять проверяют затяжку болта 5 на роторе. Во время затяжки болтов 3 необходимо обеспечить прилегание пружин 4 одной к другой, для чего их необходимо смещать при сборке вдоль оси к шестерне 1. Применение пружины 4 позволяет обойтись без шпоночных пазов или шлицевых соединений между валом и синхронизирующими шестернями.

Роторы вращаются в роликоподшипниках качения 4 (см рис. 73), образующих плавающую опору, не препятствующую тепловому удлинению роторов, и в сдвоенных радиально-упорных шарикоподшипниках 14, образующих жесткую опору, способную воспринимать двустороннюю осевую нагрузку. Минимальный торцовый зазор $\delta_{т. ж \text{ min}} = 0,15$ мм между роторами 3 и 11 и торцовой крышкой 12 и минимальный зазор B , равный $\delta_{т. пл \text{ min}} = 0,4$ мм для насоса 2ДВН-500 и $\delta_{т. пл \text{ min}} = 0,9$ мм для насоса 2ДВН-1500 между роторами 3 и 11 и торцовой крышкой 9, выставляют во время сборки. Осевой зазор подшипников 14 регулируют подбором и установкой колец 21 из стальной ленты. Смазывание подшипников и шестерен — жидкостное циркуляционное. Масло разбрызгивается дисками 1 и 20. Масляные полости в крышках 7 и 15 соединены наклонным трубопроводом А и трубопроводом большого диаметра, присоединяемым к крышкам 7 и 15 через отверстия В и С. Масло заливают в масляные по-



а)



б)

Рис. 75. Откачные и энергетические характеристики вакуумных насосов:
а — 2ДВН-500; б — 2ДВН-1500

лости через отверстие D . Масло в наклонный трубопровод A забрасывается диском 1 и стекает в масляную полость в крышке 15 . Из масляной полости в крышке 15 масло возвращается в масляную полость в крышке 7 по трубопроводу большого диаметра. Во время этой циркуляции масло охлаждается. Для предотвращения попадания смазочного материала в полость сжатия используют втулки $8, 13, 22$ и 23 с резьбой.

Уплотнение вала ведущего ротора 11 осуществляется двумя резиновыми манжетами 18 и 19, пространство между которыми заполняется маслом через отверстие *E* и маслоуказатель, ввинчиваемый в данное отверстие в рабочем состоянии. Во вращение вал ведущего ротора 11 приводится от фланцевого электродвигателя через втулочно-пальцевую муфту 17. Крепится двигатель на фонаре 16.

Охлаждение насоса 2ДВН-500 — воздушное, насоса 2ДВН-1500 — воздушно-водяное. Водяной холодильник 5, смонтированный в крышке 7, охлаждает масло. Кроме того, водой охлаждается корпус на стороне приводного вала. Для увеличения теплопередающей поверхности корпус 11 оребрен.

Откачные и энергетические характеристики вакуумных насосов 2ДВН-500 и 2ДВН-1500 представлены на рис. 75, а техническая характеристика приведена в табл. 3.2.

Одна из возможных конструкций двухступенчатого двухроторного вакуумного насоса показана на рис. 76.

Обе ступени смонтированы в одном корпусе 16. Первая ступень сверху, вторая — снизу. Роторы 21, 22, 23, и 24 обеих ступеней приводятся во вращение от электродвигателя через клиноременную передачу, со шкива 3 которой момент передается на приводной консольный вал 5. На валу 5 смонтировано зубчатое колесо 1, с которого момент передается за зубчатое колесо 8, смонтированное на валу ведущего ротора 23 первой ступени, и на зубчатое колесо 18, смонтированное на валу ведущего ротора 21 второй ступени. Зубчатое колесо 18 одновременно является синхронизирующим зубчатым колесом, которое входит в зацепление с синхронизирующим колесом 20, смонтированным на валу ведомого ротора второй ступени. Синхронизирующее колесо 7 смонтировано на ступице колеса 8 и входит в зацепление с синхронизирующим колесом, смонтированным на валу ведомого ротора 23 первой ступени. Размеры первой и второй ступеней одинаковы. Большую быстроту действия первой ступени получают при большей частоте вращения роторов.

Уплотнение приводного вала — гидравлическое; пространство между двумя резиновыми манжетами 2 и 4 заполняется маслом через масленку 6. Смазывание подшипников и зубчатых колес — жидкостное. Масло разбрызгивается дисками 19 и 14. Уровень масла контролируется по маслоуказателю 13. Попаданию масла в полости сжатия первой и второй ступеней препятствуют маслоотбойные устройства 9, 12, 15 и 17. Во входном патрубке 10 установлен сетчатый фильтр 11. Нагнетательное окно первой ступени и всасывающее окно *B* второй ступени совмещены. Нагнетательный патрубок *B* расположен снизу.

На базе двухроторных вакуумных насосов выпускают вакуумные агрегаты АВР-50 и АВР-150. Условное обозначение агрегата: АВР — агрегат вакуумный ротационный, цифра — быстрота действия в $\text{дм}^3/\text{с}$ при рабочем давлении.

Показатель	2ДВН-500	2ДВН-500-4	2ДВН-500-4/2	2ДВН-1500	2ДВН-1500-4	2ДВН-1500-4/2
Быстрота действия, $\text{дм}^3/\text{с}$	500	250	250/500	1500	750	750/1500
Остаточное давление, Па (мм рт. ст.)	0,5 ($3,75 \cdot 10^{-3}$)	0,5 ($3,75 \cdot 10^{-3}$)	0,5 ($3,75 \cdot 10^{-3}$)	0,5 ($3,75 \cdot 10^{-3}$)	0,5 ($3,75 \cdot 10^{-3}$)	0,5 ($3,75 \cdot 10^{-3}$)
Тип форвакуумного насоса	НВЗ-50Д	НВЗ-50Д	НВЗ-50Д	НВЗ-150	НВЗ-150	НВЗ-150
Электродвигатель:						
Тип	4А112МА2У3	4А112МА4У3	4А112М4/2У3	4А132М2У3	4А112МА4У3	4А132М4/2У3
Мощность, кВт	7,5	5,5	4,2/5	11	5,5	8,5/9,5
Частота вращения, мин ⁻¹	2900	1450	1450/2900	2900	1450	1460/2910
Напряжение, В	380	380	380	380	380	380
Размеры, мм:						
длина	1340	1340	1340	1840	1840	1840
ширина	600	600	600	580	580	580
высота	850	850	850	850	850	850
Масса, кг	550	550	550	830	830	830

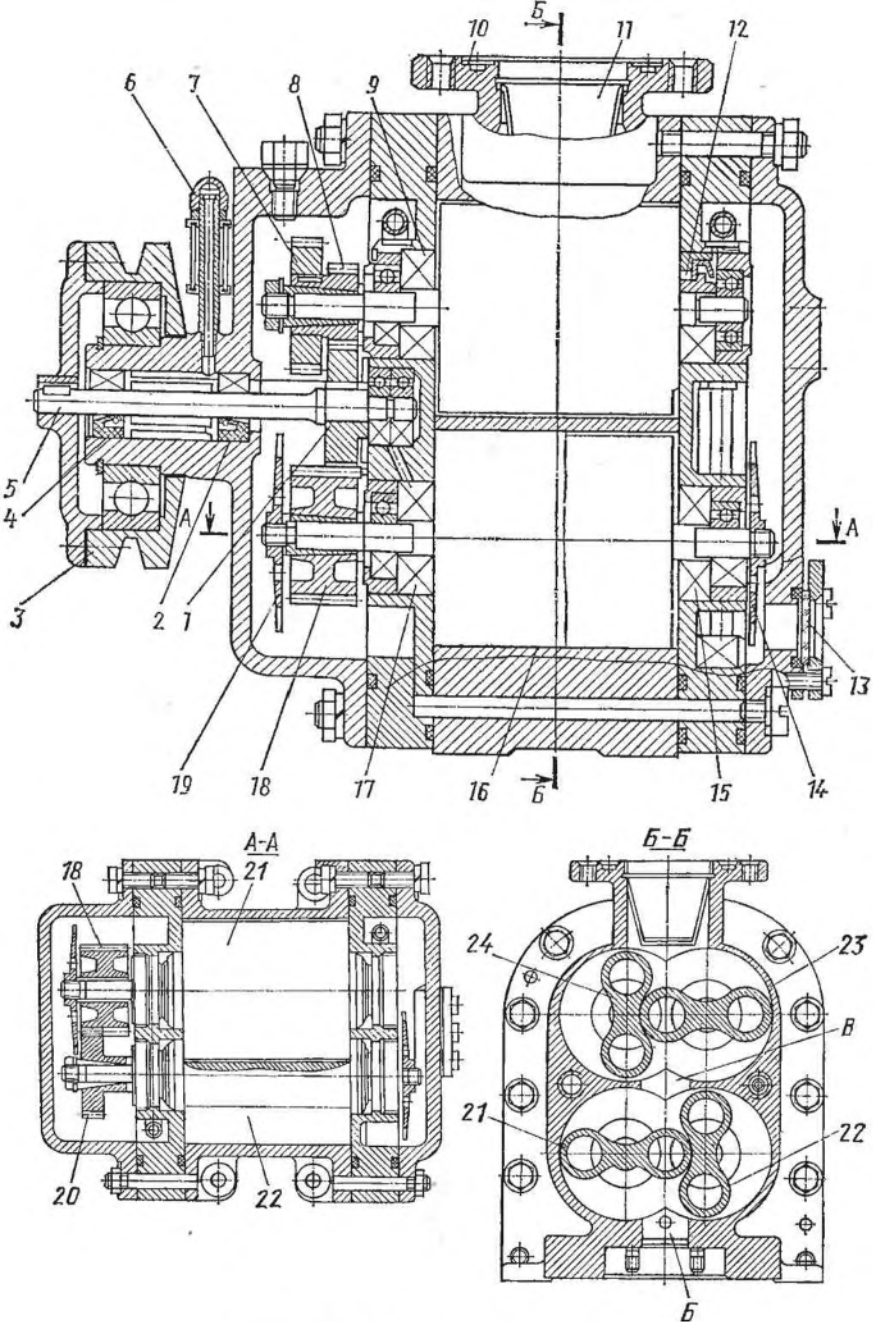


Рис. 76. Вакуумный насос ДВН-5-2

Агрегаты, предназначенные для работы в стационарных условиях, откачивают газ, неагрессивный к материалам конструкции агрегатов, пары и парогазовые смеси, предварительно очищенные от капельной жидкости и механических загрязнений.

Агрегаты состоят из последовательно работающих двухроторного вакуумного насоса 3 марки ДВН-50 (рис. 77) (штриховой линией обозначен агрегат) в агрегате АВР-50 и марки ДВН-150 в агрегате АВР-150, который откачивает газ из вакуумной камеры 7, и форвакуумного насоса 13 марки 2НВР-5ДМ в агрегате АВР-50 и марки АВЗ-20Д в агрегате АВР-150. Насосы установлены на общей раме 12.

Для обеспечения возможности пуска двухроторного вакуумного насоса при давлениях, превышающих рекомендуемое давление пуска (1,33 Па для агрегата АВР-50 и 0,66 Па для агрегата АВР-150), в двухроторном вакуумном насосе предусмотрена перепускная линия (рис. 78), в которой установлен клапан 1. При пуске клапан 1 перепускной линии открыт и газ из нагнетательной полости А через канал В, клапан 1 и канал В подается во всасывающую полость Г двухроторного вакуумного насоса. Перепускное устройство позволяет включать двухроторный вакуумный насос 3 (см. рис. 77) при атмосферном давлении во входном патрубке 8 агрегата одновременно с форвакуумным насосом 13. Перепускное устройство также предохраняет агрегат от поломки при внезапном повышении давления во входном патрубке агрегата, например при разгерметизации вакуумной камеры 7. Между двухроторным вакуумным насосом 3 и форвакуумным

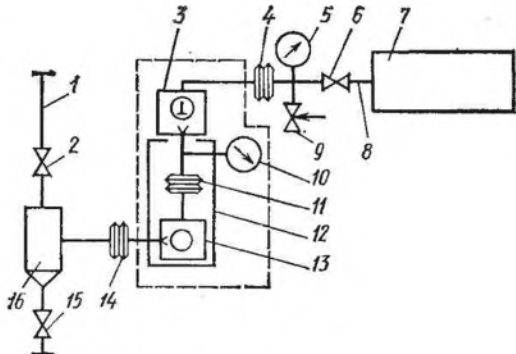


Рис. 77. Принципиальная схема агрегата типа АВР

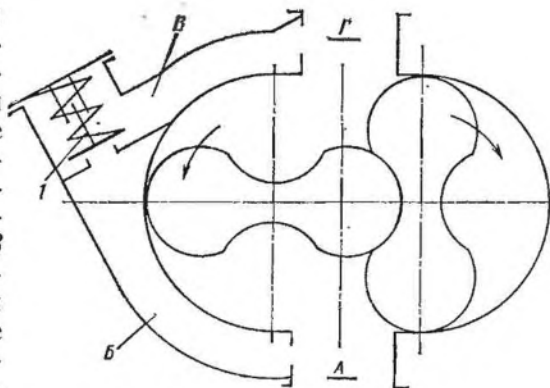


Рис. 78. Принципиальная схема вакуумных насосов типа ДВН-50 и ДВН-150 с перепускной линией

Показатель	АВР-50	АВР-150
Быстрота действия, $\text{дм}^3/\text{с}$, не менее:		
в диапазоне рабочих давлений 106 ... 0,13, кПа	4,5	18
при рабочем давлении 26,6 Па	45	140
Предельное остаточное давление, Па, не более:		
с учетом паров рабочей жидкости	0,13	0,66
парциальное по воздуху	$1,3 \cdot 10^{-3}$	$6,6 \cdot 10^{-2}$
Насос, установленный в агрегате:		
двухроторный	ДВН-50	ДВН-150
форвакуумный	2НВР-5ДМ	АВЗ-20Д
Наибольшее давление пуска насоса типа ДВН, Па	$1,3 \cdot 10^3$	$6,6 \cdot 10^2$
Установленная мощность электродвигателей насосов агрегата, кВт	1,5	3,3
Время непрерывной работы, ч	50	50
Средний ресурс до капитального ремонта, ч	10 000	8000
Средний срок службы до капитального ремонта, годы	3	3
Размеры, мм:		
длина	638	896
ширина	448	444
высота	875	1165
Масса, кг	115	295

Т а б л и ц а 3.4

Насос	Уровень звуковой мощности, дБА, при средней геометрической частоте октавных полос, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
2ДВН-500	94	102	98	94	100	98	96	88
2ДВН-1500	108	107	106	103	107	109	104	94

насосом 13 установлены манометр 10 для замера межступенчатого давления и сильфон 11, позволяющий компенсировать несоосность выходного патрубка двухроторного вакуумного насоса и входного патрубка форвакуумного насоса, тепловые деформации и предотвратить передачу вибрации с одного вакуумного насоса на другой. Сильфоны 4 и 14, установленные на входной и выходной линиях агрегата, исключают передачу вибрации на вакуумную камеру 7 и выпускную линию, включающую маслоотстойник 16, запорный вентиль 15 для слива масла и конденсата и запорный вентиль 2 на выпускном трубопроводе 1. Манометром 5 замеряется давление на входе в агрегат. При закрытом запорном вентиле 6 через вентиль 9 в корпус насоса подают воздух для предотвращения попадания паров углеводородов из насоса во всасывающий патрубок 8 и вакуумную камеру 7.