

Учитывая, что угол закрытия всасывающего окна $\varphi_1 = \pi - \pi/z$, а угловая протяженность ячейки равна $2\pi/z$, скорость на углах поворота рабочего колеса (рис. 118) ($\varphi_0 - 2\pi/z < \theta < \pi + \pi/z$) будет v_B , а на углах поворота рабочего колеса ($\varphi_{сж} - 2\pi/z < \theta < 2\pi + 2\pi/z - \varphi_2$) будет v_H .

На углах поворота рабочего колеса $(\pi + \pi/z) \leq \theta \leq (\varphi_{сж} - 2\pi/z)$ средняя скорость жидкости уменьшается от v_B до v_H , а на углах $(2\pi + 2\pi/z - \varphi_2) \leq \theta \leq \varphi_0 - (2\pi/z + 2\pi)$ увеличивается от v_H до v_B .

Принятая модель изменения средней скорости по углу поворота рабочего колеса с достаточной точностью подтверждается экспериментально (рис. 118, кривая 1) [6]. Экспериментальная зависимость получена для вакуумного насоса ВВН-12, у которого угол закрытия всасывающего окна меньше угла $\pi - \pi/z$. Этим объясняется то, что на углах от $\varphi_{вс} + 2\pi/z$ до $\pi + \pi/z$ скорость жидкости продолжает возрастать. На углах поворота рабочего колеса от $\varphi_k + 2\pi/z$ до $\varphi_0 - 2\pi/z + 2\pi$ скорость жидкости вначале продолжает снижаться и затем возрастает до скорости на всасывании. Однако, как показывают эксперименты, для различных давлений всасывания участок, на котором скорость снижается, мал, а его угловая протяженность не превышает $5 \dots 7^\circ$. Таким образом, если угол закрытия всасывающего окна меньше угла $\pi - \pi/z$, изменение средней скорости течения жидкости в безлопаточном пространстве следует представлять кривой 2 на рис. 118, если он равен $\pi - \pi/z$, то изменение скорости изобразится кривой 3, а момент сил трения в безлопаточном пространстве с достаточной точностью определится суммой

$$M = M_B + M_H + M_I + M_{II}.$$

При интегрировании, пренебрегая величинами e и Δ в квадрате и более высоких степенях как малыми, получим

$$\begin{aligned} M_B &= (\rho_{ж} v_B^2 \bar{\lambda}_r / 8) \int_{\varphi_0 - 2\pi/z}^{\pi + \pi/z} (0,5h^3 + h^2a + hd + br_2^2) d\theta = \\ &= (\rho_{ж} v_B^2 \bar{\lambda}_r / 8) \{ [d(e + \Delta) + br_2^2] (\pi - \varphi_0 - 2\pi/z) + \\ &\quad + de [\sin(\pi/z) + \sin(\varphi_0 - 2\pi/z)] \}; \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} M_H &= (\rho_{ж} v_H^2 \bar{\lambda}_r / 8) \int_{\varphi_{сж} - 2\pi/z}^{2\pi - \varphi_2 + 2\pi/z} (0,5h^3 + h^2a + hd + br_2^2) d\theta = \\ &= (\rho_{ж} v_H^2 \bar{\lambda}_r / 8) \{ [d(e + \Delta) + br_2^2] (\varphi_k - \varphi_{сж} - 2\pi/z) - \\ &\quad - de [\sin(\varphi_k + 2\pi/z) - \sin(\varphi_{сж} - 2\pi/z)] \}, \end{aligned} \quad (4.10)$$

где $d = 2r_2^2 + br_2$; $a = 2r_2 + b/4$.

Обозначив $\alpha = \pi + \pi/z$, $\beta = \varphi_{\text{сжк}} - \pi/z$, $\delta = \varphi_{\text{сжк}} + \pi$ и $\gamma = \varphi_{\text{сжк}} - \pi - 2\pi/z$, получим:

$$M_I = (\rho_{\text{ж}} \bar{\lambda}_r / 8) \int_{\alpha}^{\beta} (0,5h^3 + h^2a + hd + br_2^2) \left[v_B - \frac{\theta - \alpha}{\beta - \alpha} (v_B - v_H) \right]^2 d\theta =$$

$$= (\bar{\lambda}_r \rho_{\text{ж}} / 8) \{ v_B^2 G_I + [(v_B v_H - v_B^2) R_I] / \gamma + [(v_B - v_H)^2 T_I] / \gamma^2 \}, \quad (4.11)$$

где $G_I = [d(e + \Delta) + br_2^2] \gamma - de [\sin \beta + \sin(\pi/z)]$;

$$R_I = br_2^2 \gamma^2 + 2d [(e + \Delta) \gamma \delta / 2 - e (\cos \beta + \beta \sin \beta) + \cos(\pi/z) + \alpha \sin(\pi/z)] - 2d \alpha \{ (e + \Delta) \gamma - e [\sin \beta + \sin(\pi/z)] \};$$

$$T_I = br_2^2 [(\beta^3 - \alpha^3)/3 - \alpha \gamma \delta + \alpha^2 \gamma] + d(e + \Delta) (\beta^3 - \alpha^3)/3 - de [2\beta \cos \beta + (\beta^2 - 2) \sin \beta + 2\alpha \cos(\pi/z) + (\alpha^2 - 2) \sin(\pi/z)] - 2d \alpha \{ (e + \Delta) \gamma \delta / 2 - e [\cos \beta + \beta \sin \beta + \cos(\pi/z) + \alpha \sin(\pi/z)] \} + d \alpha^2 \{ (e + \Delta) \gamma - e [\sin \beta + \sin(\pi/z)] \}.$$

Обозначив $\alpha = \varphi_0 - \pi/z$, $\beta = \varphi_0 - \varphi_K - (2\pi/z) + 2\pi$, $\gamma = \varphi_0 + \varphi_K + 2\pi$, $\delta = \varphi_K + \pi/z$, $\chi = \varphi_0 - \pi/z + 2\pi$, получим

$$M_{II} = (\bar{\lambda}_r \rho_{\text{ж}} / 8) \int_{\delta}^{\alpha + 2\pi} (0,5h^3 + h^2a + hd + br_2^2) \times$$

$$\times \left[v_H + \frac{\theta - \delta}{\varphi_0 + \varphi_2 - 2\pi/z} (v_B - v_H) \right]^2 d\theta =$$

$$= (\bar{\lambda}_r \rho_{\text{ж}} / 8) \left[v_H^2 G_{II} + \frac{v_H v_B - v_H^2}{\beta} R_{II} + \frac{v_B - v_H}{\beta^2} T_{II} \right], \quad (4.12)$$

где $G_{II} = [d(e + \Delta) + br_2^2] \beta - de (\sin \alpha - \sin \delta)$;

$$R_{II} = br_2^2 \beta^2 + 2d [(e + \Delta) \gamma \beta / 2 - e (\cos \alpha + \chi \sin \alpha - \cos \delta - \delta \sin \delta)] - 2d \delta [(e + \Delta) \beta - e (\sin \alpha - \sin \delta)];$$

$$T_{II} = br_2^2 [(\chi^3 - \delta^3)/3 - (\delta \gamma \beta + \delta^2 \beta)] + d(e + \Delta) (\chi^3 - \delta^3)/3 - de [2\chi \cos \alpha + (\chi^2 - 2) \sin \alpha - 2\delta \cos \delta - (\delta^2 - 2) \sin \delta] - 2d \delta [(e + \Delta) \gamma \beta / 2 - e (\cos \alpha + \chi \sin \alpha - \cos \delta - \delta \sin \delta)] + d \delta^2 [(e + \Delta) \beta - e (\sin \alpha - \sin \delta)].$$

Среднюю скорость v_B на всасывании принимают равной $v_{II \text{ ср}}$, а скорость на нагнетании v_H равной $(0,63 \dots 0,69) u_2$. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения жидкости в безлопаточном пространстве $N_{\text{б.л.}} = M \omega / 1000$ кВт.

Движение жидкости в лопаточном пространстве — сложное. Жидкость вращается вместе с рабочим колесом в переносном движении, движется возвратно-поступательно в относительном движении, а также совершает вихревое движение, частично выходящее в безлопаточное пространство.

Анализ движения жидкости показывает, что потери на трение в межлопаточных каналах колеса малы, так как мала относительная скорость ω_2 жидкости. Наиболее значительны потери, обусловленные входом жидкости в колесо и выходом из него.

Выпускаемые в СССР ЖКВН имеют сходную конструкцию рабочего колеса с одинаковую схему подвода и отвода газа. Это позволяет использовать для расчета мощности в рабочем колесе насоса метод, разработанный в теории гидромашин, в основе которого лежат условия подобия и принципы моделирования, базирующиеся на теории подобия гидромеханических процессов в потоке жидкости в лопаточном пространстве. Наиболее полно процессы в рабочем колесе описываются механическим подобием, основными условиями выполнения которого являются геометрическое и динамическое подобия.

Динамическое подобие подразумевает соблюдение равенства критериев Эйлера (Eu), Струхала (St), Фруда (Fr) и Рейнольдса (Re) для модельной и действительной машин. Однако при работе этого насоса добиться одновременно равенства всех этих критериев практически невозможно, поэтому на практике, как правило, выполняется частичное динамическое подобие потоков. Как показывают исследования, для потоков в лопаточном пространстве насоса следует обеспечивать равенство критериев Eu и St.

Для того чтобы характеризовать машины разных размеров, работающие при различных напорах, а также сравнить машины с различной формой проточной части, в теории гидромашин модель и натурную машину сравнивают с условной моделью. В качестве условной принята модель, имеющая диаметр рабочего колеса $d_y = 1$ м и работающая при напоре $H_y = 1$ м. Параметры такой условной модели называют приведенными.

Из формул механического подобия определяют приведенный расход Q' (м³/с) и приведенную частоту вращения n' (с⁻¹) для колеса насоса:

$$Q' = Q_{ж}/D^2 \sqrt{H} = Q_{ж}/(4r_2^2 \sqrt{H_T});$$

$$n' = nD/\sqrt{H} = n2r_2/\sqrt{H_T},$$

где $Q_{ж}$ — расход жидкости через рабочее колесо насоса, м³/с, $Q_{ж} = \pi [r_2^2 - (r_1 + d)^2] b_0 n \psi$; $D = (2r_2)/d_y = 2r_2$; $H = H_T/H_y = H_T$; H_T — теоретический напор, создаваемый колесом насоса, м, $H_T = H_{T\infty}/(1 + n_n)$ ($H_{T\infty}$ — теоретический напор, создаваемый рабочим колесом, имеющим бесконечное число лопаток, м, $H_{T\infty} = u_2 c_{2u}/g = (u_2^2/g) - [2\omega^2 e' r_0 \operatorname{ctg} \beta_2/(\pi g)]$; n_n — коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопаток на напор).

Для учета влияния конечного числа лопаток рабочего колеса на напор, создаваемый рабочим колесом, используют поправки Пфлейдерера

$$P = H_T/H_{T\infty} = 1/(1 + n_n);$$

здесь

$$n_n = \psi_n r_2/(zJ),$$

где $\psi_n = (0,55 \dots 0,68) + 0,6 \sin \beta_2$; J — статический момент рабочей ячейки относительно оси рабочего колеса, м², $J = \int_{r_1}^{r_2} r dr = r_2^2 (1 - v^2)/2$.

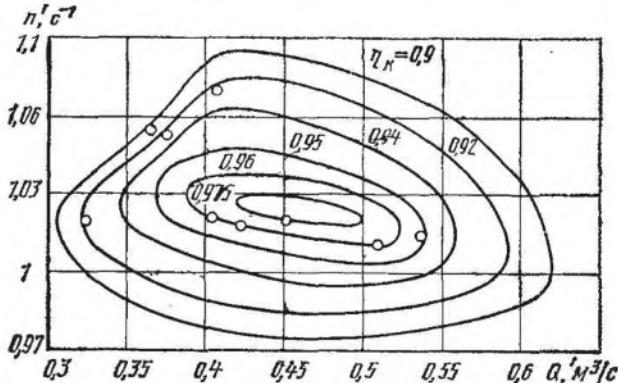


Рис. 119. Зависимость КПД η_k колеса от приведенного расхода Q жидкости и приведенной частоты вращения n' для давлений всасывания $p = 30$ кПа, нагнетания $p_H = 98$ кПа и $n'_s = 2,75^{-1}$

Статический момент J рассчитывают в предположении, что средняя линия меридионального сечения рабочей ячейки перпендикулярна оси рабочего колеса.

Тогда

$$1 + n_{\pi} = 1 + 2\psi_{\pi}/[z(1 - v^2)].$$

Равенство приведенного расхода модели и натурной машины соответствует подобию по критерию Eu , а равенство приведенной частоты вращения — подобию по критериям Eu и St . В действительности эти условия не выполняются вследствие разности относительных зазоров, шероховатостей и наличия масштабного фактора. Но приведенные величины широко используют вследствие незначительного различия в КПД между моделью и натурной машиной.

Таким образом, экспериментальными значениями КПД, полученными при различных расходах и частоте вращения, можно воспользоваться при расчете вновь проектируемых и оценки выпускаемых машин.

Экспериментальные значения КПД колеса η_k для насосов (выпускаемых в СССР), полученные при $p = 30$ кПа, $p_H = 98$ кПа и коэффициенте быстроходности $n_s = 2,75$ с⁻¹, приведены на рис. 119.

Коэффициент быстроходности n_s (с⁻¹) применяют для сравнения машин по частоте вращения при данной мощности; он не зависит от размеров и характеризует подобные машины, которые обладают определенной приведенной частотой вращения. За коэффициент быстроходности данной машины принимают частоту вращения такой подобной модели, которая работает при напоре 1 м и развивает мощность 1 кВт:

$$n_s = 3,65n\sqrt{Q_{ж}/H_T^{3/4}}.$$

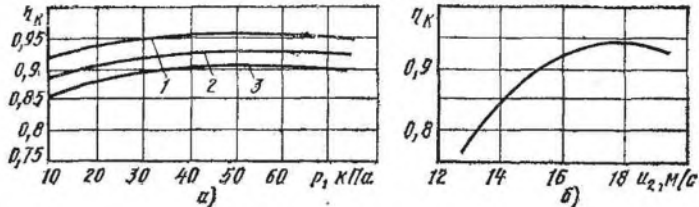


Рис. 120. Зависимость КПД колеса:
 а — от давления всасывания для различных коэффициентов быстроходности n_S при $p_n = 98$ кПа; б — от окружной скорости u_2 при $p = 30$ кПа и $p_n = 98$ кПа; 1 — $n_S = 1,2$ с⁻¹; 2 — $n_S = 2,27$ с⁻¹; 3 — $n_S = 2,75$ с⁻¹

Для отечественных насосов значения коэффициента быстроходности n_S находятся в пределах $1,2 \dots 3$ с⁻¹.

Зависимости КПД рабочего колеса от давления всасывания для различных коэффициентов быстроходности n_S приведены на рис. 120, а, а зависимость КПД колеса от окружной скорости на периферии рабочего колеса при $p = 30$ кПа и при $p_n = 98$ кПа — на рис. 120, б.

При работе насоса на жидкостях, вязкость которых выше вязкости воды, КПД колеса, определенный по зависимостям, приведенным на рис. 119, умножают на коэффициент k_η . Зависимость коэффициента k_η от критерия Рейнольдса представлена на рис. 121. Критерий Re для жидкости, текущей в лопаточном пространстве насоса,

$$Re = Q_{ж} \rho_{ж} / (\mu_{ж} \sqrt{8r_2 b_0 \psi}).$$

Мощность N_n , затрачиваемая на вращение жидкости в рабочем колесе, (кВт)

$$N_n = Q_{ж} H_T (1 - \eta_n k_\eta) \rho_{ж} / 102.$$

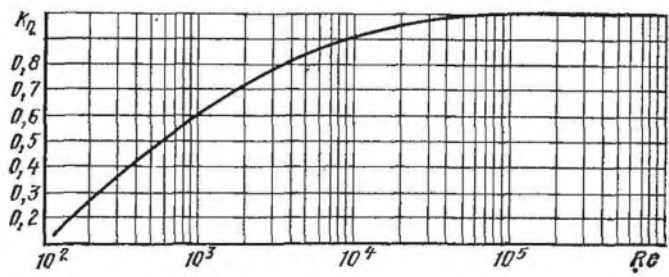


Рис. 121. Зависимость коэффициента k_η пересчета от критерия Рейнольдса Re

4.5. ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ РАЗМЕРОВ И ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Относительный эксцентриситет $\varepsilon = e/r_2$ оказывает значительное влияние на характеристики насоса. При уменьшении относительного эксцентриситета ($\varepsilon < 0,153$ для случая, рассматриваемого на рис. 122) удельная мощность увеличивается за счет уменьшения быстроты действия, так как возрастает погружение a лопаток в кольцо в сечении $II-II$ (см. рис. 109). При этом необходимо отметить, что при уменьшении относительного эксцентриситета уменьшается и эффективная мощность, так как при снижении быстроты действия уменьшается мощность $N_{сж}$, затрачиваемая на сжатие. Но так как гидродинамические потери при уменьшении ε остаются практически без изменения, эффективная мощность уменьшается значительно медленнее, чем снижается быстрота действия, что приводит к увеличению удельной мощности.

При увеличении относительного эксцентриситета ($\varepsilon > 0,153$) удельная мощность растет также за счет уменьшения быстроты действия. Однако в этом случае быстрота действия уменьшается вследствие выхода лопаток рабочего колеса из жидкостного кольца. При очень больших относительных эксцентриситетах быстрота действия насоса может стать равной нулю, так как окно нагнетания соединится с окном всасывания, если при угле $\varphi_{сж} - \varphi_1$ ни одна из лопаток не войдет в кольцо. Мощность $N_{сж}$ сжатия при этом также уменьшается в результате уменьшения быстроты действия, однако мощность, затрачиваемая на перемещение жидкостного кольца, увеличивается вследствие затрат мощности на удар при входе лопаток в кольцо. В результате этого возрастает удельная мощность.

Из приведенного анализа следует, что должно быть оптимальное значение относительного эксцентриситета, при котором удельная мощность будет минимальной. Это будет тогда, когда глубина a погружения лопаток в жидкостное кольцо и отход d жидкостного кольца от ступицы равны нулю. Однако при проектировании насоса стремятся обеспечить гарантированное погружение лопаток в кольцо:

$$a = (0,01 \div 0,015) r_2.$$

В предварительных расчетах относительный эксцентриситет задают в пределах $0,145 \dots 0,125$, а затем ε рассчитывают из условия соблюдения гарантированной глубины погружения лопаток в жидкостное кольцо.

Относительный зазор $\delta = \Delta/r_2$ выбирают на основе экспериментальных данных в пределах $0,011 \dots 0,03$. При уменьшении относительного зазора возрастают гидравлические потери в зазоре между корпусом и ротором. Увеличение относительного зазора при неизменном относительном эксцентриситете может привести к выходу лопаток из жидкостного кольца (см. формулу 4.4) и, как следствие, к уменьшению быстроты действия насоса.

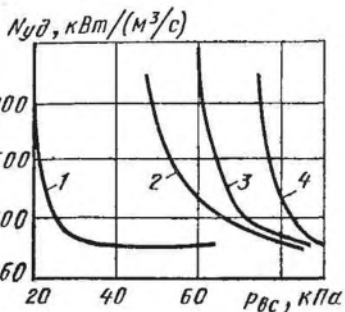


Рис. 122. Зависимость удельной мощности от давления всасывания при различных относительных эксцентриситетах ε (выходной угол лопаток $\beta_2 = 150^\circ$, $\rho_H = 98$ кПа):
 1 — $\varepsilon = 0,153$; 2 — $\varepsilon = 0,12$; 3 — $\varepsilon = 0,21$; 4 — $\varepsilon = 0,097$

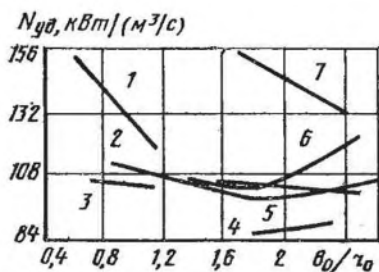


Рис. 123. Зависимость удельной мощности от относительной длины колеса для насоса с различными диаметрами рабочих колес машин:

1 — фирмы «Сименс» (ФРГ), $D = 141$ мм; 2 — то же, $D = 222$ мм; 3 — то же, $D = 218$ мм; 4 — то же, $D = 452$ мм; 5 — то же, $D = 372$ мм; 6 — фирмы «Брюрихардт» (Швейцария), $D = 340$ мм; 7 — то же, $D = 460$ мм

Относительный радиус ступицы колеса $v = r_1/r_2$ принимают в пределах $0,4 \dots 0,55$. При $v \geq 0,5$ увеличиваются размеры насоса, а при $v < 0,4$ возникает трудность размещения вала необходимого диаметра в ступице колеса.

Относительная длина колеса b_0/r_2 .

На рис. 123 показана экспериментальная зависимость удельной мощности от относительной длины колеса для машин фирм «Сименс» (ФРГ) и «Бюркхардт» (Швейцария), имеющих различные диаметры рабочих колес. Как следует из рисунка, относительную длину колеса b_0/r_2 следует выбирать в пределах $1,5 \dots 2,2$.

При движении жидкости в безлопаточном пространстве ее скорость уменьшается при приближении к торцовым крышкам. Это приводит к тому, что жидкостное кольцо дальше отходит от ступицы в центре колеса и ближе всего подходит к ступице у торцов. При такой форме внутренней поверхности жидкостного кольца в колесах с наклонной ступицей (рис. 124, а) в объеме рабочей ячейки, расположенной в сечении I—I (см. рис. 109), остается меньше газа, а следовательно, увеличивается быстрота

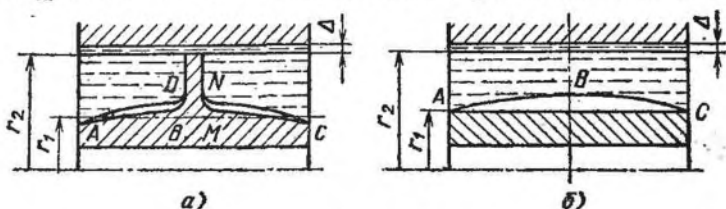


Рис. 124. Поперечное сечение рабочей ячейки в области минимального зазора между колесом и корпусом:

а — в машине с рабочим колесом с конической ступицей; б — с цилиндрической ступицей

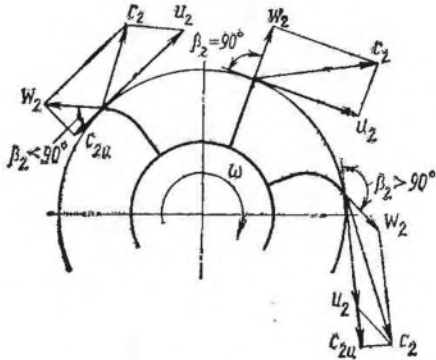


Рис. 125. Абсолютная скорость c_2 жидкости при различных углах наклона лопаток рабочего колеса

действия насоса по сравнению с насосом, рабочее колесо которого имеет цилиндрическую ступицу (рис. 124, б). Как показывают экспериментальные работы, оптимальный угол наклона ступицы $\alpha = 7 \dots 10^\circ$.

Передача энергии в насосе осуществляется от колеса к рабочей жидкости на стороне всасывания. На стороне сжатия и нагнетания жидкость передает энергию газу, когда сжимает и вытесняет его в нагнетательное окно. При этом скорость жидкости уменьшается. Так как на стороне всасывания происходит передача энергии от колеса

на стороне всасывания. На стороне сжатия и нагнетания жидкость передает энергию газу, когда сжимает и вытесняет его в нагнетательное окно. При этом скорость жидкости уменьшается. Так как на стороне всасывания происходит передача энергии от колеса

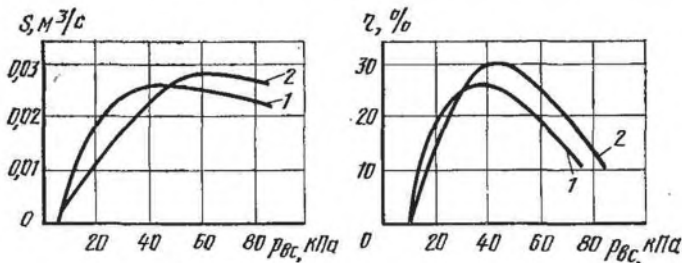


Рис. 126. Зависимости от давления всасывания:

а — быстродействия насоса с рабочими колесами, имеющими различные лопатки; б — КПД; 1 — прямые, наклонные вперед; 2 — изогнутые по радиусу

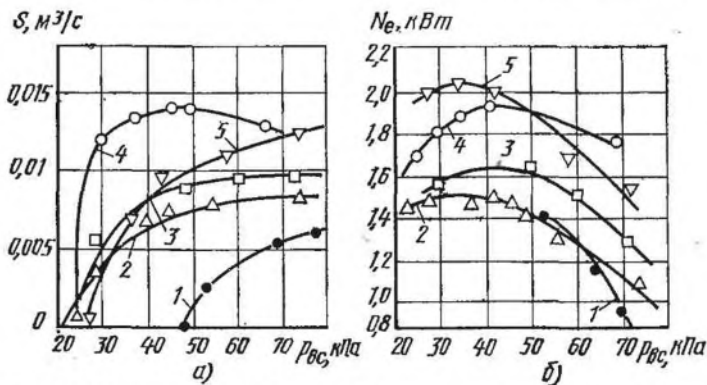


Рис. 127. Зависимости для насоса от давления всасывания при различных углах β_2 наклона лопаток рабочего колеса (рабочая жидкость — вода, $p_H = 98$ кПа): а — быстродействия; б — эффективной мощности; 1 — $\beta_2 = 45^\circ$; 2 — $\beta_2 = 90^\circ$; 3 — $\beta_2 = 135^\circ$; 4 — $\beta_2 = 150^\circ$; 5 — $\beta_2 = 166^\circ$

к жидкости, то лопатки колеса должны быть загнуты вперед (рис. 125), так как в этом случае получает максимальную абсолютную скорость c_2 жидкость на выходе с лопаток колеса. Минимальная абсолютная скорость c_2 будет при загнутых назад лопатках.

Вперед загнутые лопатки выполняют прямыми и плавно изогнутыми по радиусу. Как показывают экспериментальные исследования, эти насосы с плавно изогнутыми по радиусу лопатками (рис. 126, кривые 2) при прочих равных условиях в области рабочих давлений имеют большую быстроту действия и больший изотермический КПД, чем насосы с рабочими колесами, имеющими наклонные вперед прямые лопатки (рис. 126, кривые 1).

При увеличении выходного угла наклона лопаток производительность насоса увеличивается (рис. 127, а), но растет и эффективная мощность на валу (рис. 127, б) в результате увеличения мощности на преодоление сил трения в безлопаточном пространстве жидкостного кольца и мощности сжатия газа. Удельная мощность получается минимальной при выходных углах наклона лопаток 150° (рис. 128).

В лопаточном пространстве кольца жидкость совершает сложное движение. При выходе с лопатки колеса она движется в переносном движении со скоростью u_2 (см. рис. 109) и в относительном со скоростью w_2 ; абсолютная скорость жидкости на выходе с лопатки рабочего колеса c_2 . Траектории движения жидкости в безлопаточном пространстве B в первом приближении можно принять эквидистантными радиусу корпуса. Тогда в точке A кольца жидкость должна иметь скорость v_2 , направленную по касательной к траектории своего движения B в безлопаточном пространстве. Разность скоростей c_2 и v_2 определяет скорость w_r .

Рис. 129. Зависимость радиальной скорости w_r от угла поворота рабочего колеса θ для различных углов наклона лопаток рабочего колеса:

○ — $\beta_2 = 45^\circ$; ● — $\beta_2 = 90^\circ$; △ — $\beta_2 = 135^\circ$; ▲ — $\beta_2 = 150^\circ$; ▽ — $\beta_2 = 170^\circ$

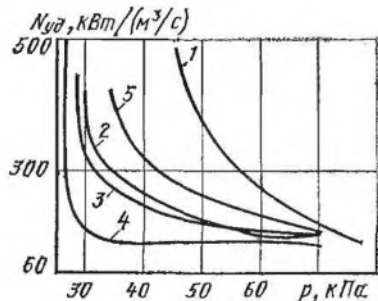
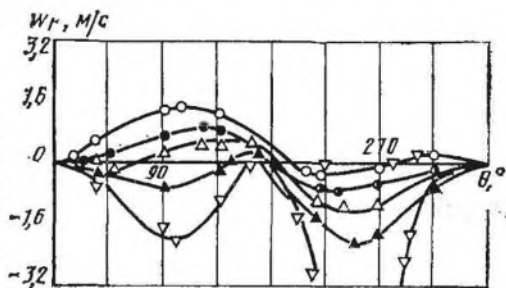


Рис. 128. Зависимость удельной мощности насоса от давления всасывания для различных углов β_2 наклона лопаток рабочего колеса ($\rho_H = 98$ кПа; рабочая жидкость — вода):

1 — $\beta_2 = 45^\circ$; 2 — $\beta_2 = 90^\circ$; 3 — $\beta_2 = 135^\circ$; 4 — $\beta_2 = 150^\circ$; 5 — $\beta_2 = 168^\circ$



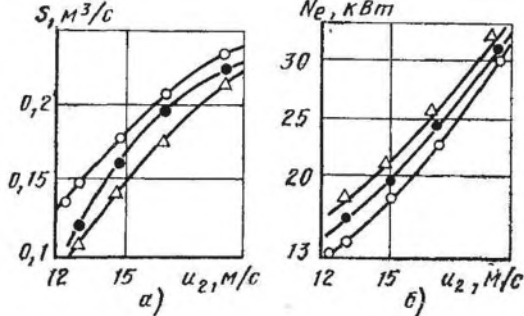


Рис. 130. Зависимости для насоса ($p = 26,6$ кПа, $p_H = 98$ кПа) от окружной скорости u_2 для различных рабочих жидкостей:

a — быстроты действия; *б* — эффективной мощности; \circ — вода; \bullet — дибутилфталат; \triangle — масло ВМ-4

Наличие радиальной скорости ω_r вызывает образование вихрей при выходе жидкости с лопаток в безлопаточное пространство, что увеличивает затраты мощности на перемещение жидкостного кольца. Наименьшая скорость ω_r на стороне всасывания ($0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$) будет в интервале углов $\beta_2 = 135 \dots 150^\circ$ (рис. 129), что объясняет наличие минимума удельной мощности.

Окружная скорость на периферии рабочего колеса $u_2 = 2\pi r_2 n$, м/с, ограничена устойчивостью жидкостного кольца, а также возникновением кавитационных явлений. Устойчивое жидкостное кольцо получают при скорости

$$u_2 = \sqrt{3p_H/\rho_{ж} - 2p/\rho_{ж}}/\varphi, \quad (4.13)$$

где φ — коэффициент, учитывающий форму и число лопаток, $\varphi = \{[1 - (1 - \nu)/(\pi \operatorname{tg} \beta_2)] \mu_z\}^{0,15}$; здесь $\mu_z = \{1 - \pi \cos \beta_2 / [2z(1 - \nu)]\}^{-1}$.

Теоретическая быстрота действия насоса возрастает прямо пропорционально увеличению скорости u_2 . Однако действительная быстрота действия S растет медленнее, чем скорость u_2 (рис. 130, *a*), что объясняется зависимостью формы внутренней поверхности жидкостного кольца и относительных перетеканий от скорости u_2 .

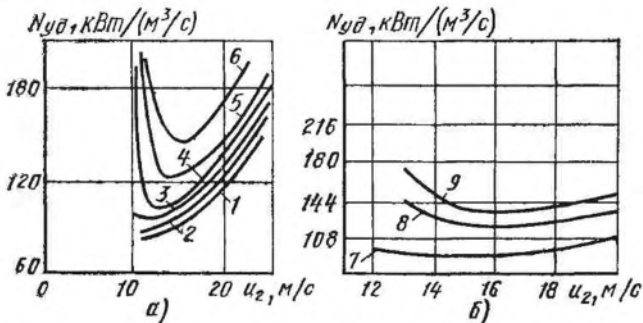


Рис. 131. Зависимость удельной мощности насоса от окружной скорости u_2 : *a* — для различных давлений на всасывании; *б* — для рабочих жидкостей ($p = 26,6$ кПа, $p_H = 98$ кПа) с различной вязкостью; 1 — $p = 80$ кПа; 2 — $p = 60$ кПа; 3 — $p = 50$ кПа; 4 — $p = 30$ кПа; 5 — $p = 20$ кПа; 6 — $p = 10$ кПа; 7 — вода; 8 — дибутилфталат; 9 — масло ВМ-4

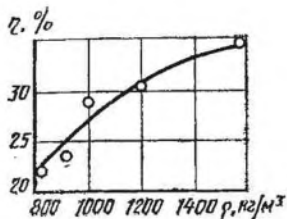


Рис. 132. Зависимость КПД насоса от плотности рабочей жидкости

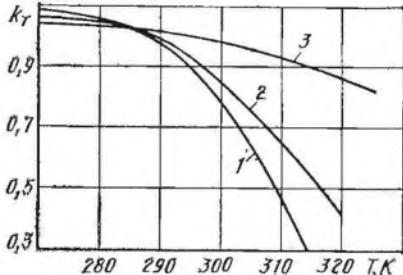


Рис. 133. Зависимость коэффициента k_T от температуры T рабочей жидкости на входе в насос: 1 — $p = 0,01$ МПа; 2 — $p = 0,02$ МПа; 3 — $p = 0,04$ МПа

Теоретическая мощность, затрачиваемая на вращение жидкостного кольца, зависит от u_2^3 , в то время как мощность сжатия прямо пропорциональна скорости u_2 . Экспериментально полученная зависимость эффективной мощности от скорости u_2 представлена на рис. 130, б. Зависимость удельной мощности от скорости u_2 имеет минимум. Значения оптимальной скорости u_2 (скорости u_2 , при которой удельная мощность минимальна) зависят от режима работы насоса и вязкости рабочей жидкости. Зависимость удельной мощности ВВН-12 от скорости u_2 для различных давлений всасывания при использовании в качестве рабочей жидкости воды представлена на рис. 131, а. Оптимальные значения окружной скорости лежат в интервале 12 ... 16 м/с, при этом меньшие значения скоростей относятся к большим значениям давлений всасывания. При увеличении вязкости рабочей жидкости оптимальное значение скорости увеличивается. Так, для режима $\tau = p_H/p = 3,7$ оптимальное значение скорости увеличивается от 13,5 м/с при работе на жидкости вязкостью $1 \cdot 10^{-3}$ Па·с до 15,5 м/с при работе на жидкости вязкостью $80 \cdot 10^{-3}$ Па·с (рис. 131, б).

Плотность и вязкость жидкости значительно влияют на характеристики насоса.

Мощность, затрачиваемая на вращение жидкостного кольца, прямо пропорциональна плотности рабочей жидкости, в то время как мощность, затрачиваемая на сжатие газа, не зависит от плотности жидкости. Быстрота действия насоса возрастает пропорционально плотности рабочей жидкости. Рост быстроты действия опережает увеличение мощности, что приводит к незначительному увеличению КПД насоса (рис. 132).

Применение рабочих жидкостей с вязкостью большей, чем вязкость воды, приводит к уменьшению быстроты действия вследствие уменьшения коэффициента k_2 (см. рис. 130, а), увеличению мощности, затрачиваемой на вращение кольца, а следовательно, и эффективной мощности (см. рис. 130, б), в результате чего резко возрастает удельная мощность (см. рис. 131, б) насоса.

Для снижения влияния вязкости на удельную мощность насоса необходимо: выходные углы β_2 лопаток колеса уменьшать от 150° при использовании в качестве рабочей жидкости воды до 135° при использовании в качестве рабочей жидкости масла (вязкостью $37,8 \cdot 10^{-3}$ Па·с); относительный эксцентриситет принимать таким, чтобы глубина погружения лопаток в жидкостное кольцо не превышала $2 \dots 7$ мм; окружную скорость u_2 на периферии рабочего колеса увеличивать с $12 \dots 14$ м/с на воде до $15 \dots 20$ м/с на рабочих жидкостях вязкостью $80 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Температура рабочей жидкости на входе $T_{ж. вх}$ (К) значительно влияет на быстроту действия насоса, поэтому ее следует приводить к быстроте действия S_{288} ($\text{м}^3/\text{с}$) при температуре воды 288 К (15°C): $S_{288} = S/k_T$, где k_T — коэффициент, определяемый по графику в зависимости от температуры $T_{ж. вх}$ воды и давления всасывания (рис. 133).

4.6 ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ НАСОСЫ

Двухступенчатые насосы применяют в интервале давлений всасывания $15,5 \dots 2,5$ кПа [2]. При создании двухступенчатых насосов важно правильно выбрать промежуточное давление и окружные скорости на периферии колес первой и второй ступеней. Оптимальное промежуточное давление выбирают, минимизируя удельную мощность или удельную массу насоса. И та, и другая задача для насоса решаются экспериментально-аналитическим путем. При этом делают допущение, что потери в межступенчатых коммуникациях отсутствуют, т. е. $p_{нI} = p_{нII}$, где $p_{нI}$ — давление нагнетания первой ступени, Па; $p_{нII}$ — давление всасывания во вторую ступень, Па.

При минимизации удельной мощности

$$N_{уд. \text{ min}} = (N_{eI} + N_{eII})_{\text{min}}/S,$$

где $N_{уд}$ — удельная мощность двухступенчатого насоса, кВт/ м^3 ; N_{eI} и N_{eII} — эффективные мощности соответственно первой и второй ступеней насоса, кВт; S — быстрота действия двухступенчатого насоса, $\text{м}^3/\text{с}$.

Зависимость между отношением давлений в первой ступени и отношением давлений в двухступенчатом насосе аппроксимируется зависимостью (рис. 134)

$$\tau_I = 4,19 + 0,07\tau_{уст},$$

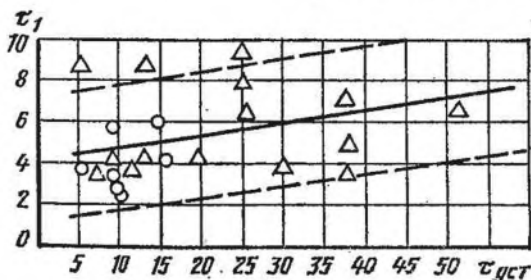


Рис. 134. Зависимость τ_I от $\tau_{уст}$:
 Δ — масло ВМ-4; \circ — вода

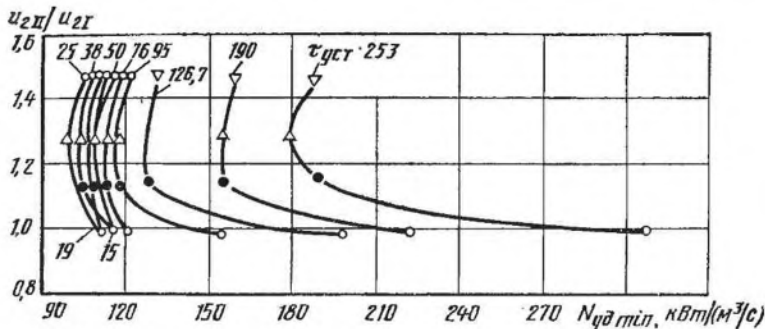


Рис. 135. Зависимость удельной мощности $N_{уд\ min}$ от отношения скоростей

$$u_{2II}/u_{2I}:$$

○ — $13,03/13,03 = 1$; □ — $14,77/13,03 = 1,23$; △ — $16,5/13,03 = 1,27$; ▽ — $19,07/13,03 = 1,47$

где $\tau_{уст} = p_{н II}/p_I$ ($p_{н II}$ — давление нагнетания двухступенчатого насоса, Па; p_I — давление всасывания в первую ступень, Па).

Доверительный интервал $I = \pm 3,3$ при доверительной вероятности $\alpha = 0,9$. Данная зависимость получена для насосов, работающих на воде при отношении давлений $\tau_{уст} = 5 \dots 16,2$ и на масле ВМ-4 при отношении давлений $\tau_{уст} = 5 \dots 50,7$ [2].

При минимизации удельной массы насоса

$$m_{уд. \min} = m/S,$$

где m — масса двухступенчатого насоса, кг.

Отношение давлений в первой ступени рекомендуется выбирать в пределах $\tau_I = 2 \dots 3,5$ [1].

При проектировании двухступенчатых насосов окружную скорость на периферии рабочего колеса первой ступени u_{2I} (м/с) следует выбирать минимальной, исходя из условия получения устойчивого жидкостного кольца [уравнение (4.13)], а оптимальное отношение скоростей $u_{2II}/u_{2I} = 1,15 \dots 1,35$ (u_{2II} — окружная скорость на периферии рабочего колеса второй ступени, м/с) (рис. 135) [2].

4.7. КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ. ОСНОВНЫЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ИХ КОНСТРУИРОВАНИЮ И ЭКСПЛУАТАЦИИ

Условное обозначение жидкостно-кольцевых вакуумных насосов ВВН или ЖВН расшифровывается следующим образом: В — водокольцевой; Ж — жидкостно-кольцевой; В — вакуумный, Н — насос; цифры после букв перед тире обозначают исполнение насоса, которое определяет абсолютное давление всасывания при номинальной скорости действия; 1 — для давления всасывания 0,04 МПа; 2 — для давления всасывания 0,02 МПа; если цифры после букв перед тире нет, то давление всасывания 0,03 МПа; цифры после тире определяют скорость действия насоса в м³/мин, буквы после цифр — материал деталей проточной части. Например, ВВН1-50Т — водокольцевой вакуумный насос на давление

Таблица 4.1

Показатель	ВВН1-0,75	ВВН-1-1,5	ВВН-3Н	ВВН1-3	ВВН-1-6	ВВН-1-12ТМ	ВВН1-12	ЖВН-12Н
Номинальная производительность, м ³ /с (м ³ /мин) при давлении всасывания:								
0,02 МПа	—	—	—	—	—	—	—	—
0,03 МПа	—	—	0,05 (3,0)	—	—	—	—	0,175 (10,5)
0,04 МПа	0,0125 (0,75)	0,026 (1,56)	—	0,055 (3,3)	0,1 (6)	0,2 (12)	0,2 (12)	—
Потребляемая мощность при номинальной производительности, кВт	1,5	2,8	5,6	5,16	9,6	18,6	18,6	21
Расход воды, дм ³ /с, не более	0,05	0,16	0,2	0,13	0,25	0,5	0,38	0,83
Электродвигатель:								
Тип	4А90Л4У3	4А112М4У3	4А132С4У3	4А132С4У3 (ВАО-51-4)	4А160М4У3	АО2-81-6 (4А200 6)	4А200 6У3 (ВАО-72-6)	АО2-72-6 (4А200М6)У3
Мощность, кВт	2,2	5,5	7,5	7,5	18,5	30,0	30 (22)	22
Частота вращения, мин ⁻¹	1500	1500	1500	1500	1500	1000	1000	1000
Напряжение, В	220/380	220/380	220/380	220/360; 380/660	220/380	220/380	220/380; 380/660	220/380
Размеры, мм:								
длина	815	695	1255	1145	1435	2250	1840	1820
ширина	332	354	435	385	590	600	700	710
высота	315	650	855	720	980	1400	1220	1520
Масса, кг, не более	81,5	134	380	280	590	800	890	1040

Показатель	ВВН1-25-01-01	ВВН1-25-01-02	ВВН1-25-01-03	ВВН2-50М	ВВН1-50ТМ	ВВН2-50Х	ВВН2-50Н	ВВН2-150	ВВН2-300
Номинальная производительность, м ³ /с (м ³ /мин) при давлении всасывания:									
0,02 МПа	0,37 (22)	0,37 (22)	0,37 (22)	0,833 (50)	—	0,75 (45)	0,75 (45)	2,25 (135)	5,33 (320)
0,03 МПа	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,04 МПа	0,42 (25)	0,42 (25)	0,42 (25)	—	0,83 (50)	—	—	—	—
Потребляемая мощность при номинальной производительности, кВт	37	37	37	70	70	63	63	193	475
Расход воды, дм ³ /с, не более	1	1	1	1,165	2	2	2	7,33	12
Электродвигатель:									
Тип	А3-315S8	4АН280М8У3	4А280М8У3	АО3-355М-10	АО3-400S-10	АО3-400S-10	АО3-400S-10	СДН-15-29-20	СДМ215/26-24
Мощность, кВт	90	90	75	110	132	132	132	315	630
Частота вращения, мин ⁻¹	750	750	750	600	600	600	600	300	250
Напряжение, В	220/380	220/380	220/380	220/380	220/380	380/660	380/660	6000	6000
Размеры, мм:									
длина	2656	2656	2860	3300	3300	3400	3400	5000	6100
ширина	845	845	845	1150	1000	1000	1000	2900	3000
высота	1540	1540	1540	2000	1700	1700	1700	2500	2500
Масса, кг, не более	1935	2056	2075	3500	3500	4000	4000	13 700	21 000

Показатель	УНВ-01	УНВ-02	УНВ-03	УНВ-04	УНВ-05
Производительность (по свободному воздуху при вакууме 0%), приведенная к условиям всасывания, м ³ /с, (м ³ /мин)	0,15 (9)	0,25 (15)	0,37 (22)	0,52 (31)	0,95 (57)
Номинальное давление всасывания, МПа, не менее	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
Электродвигатель:					
Тип	A02-72-6	4A25-0S8	4A315S10	4A-315M-10	4A-355M-10
Мощность, кВт	22	37	55	75	110
Частота вращения, мин ⁻¹	1000	750	600	600	600
Напряжение, В	220/380	220/380	220/380	220/380	220/380
Размеры, мм:					
длина	1815	2130	2770	3000	3400
ширина	615	770	950	1000	2500
высота	750	885	1120	1120	1650
Масса, т	0,81	1,36	2,73	3,27	6,11

всасывания 0,02 МПа, быстрота действия 50 м³/мин, материал деталей проточной части — титан (например, ВТ-14).

Техническая характеристика водокольцевых и жидкостно-кольцевых вакуумных насосов приведена в табл. 4.1 а водокольцевых установок УНВ в табл. 4.2 [5].

Установки УНВ предназначены для создания вакуума в бумагоделательных и картоноделательных машинах и аппаратах целлюлозно-бумажной промышленности. Они состоят из водокольцевого вакуумного насоса, электродвигателя, втулочно-кольцевой муфты (в установке УНВ-05 клиноременной передачи), которые смонтированы на общей раме (установку УНВ-05 монтируют на фундаменте).

На рис. 136 приведена конструкция вакуумного насоса ВВН1-12, выполненная по схеме, изображенной на рис. 107, б. Колесо 12 (см. рис. 136), которое имеет наклонную ступицу с центральным ребром жесткости, эксцентрически расположено в цилиндрическом корпусе 13. Колесо имеет вперед загнутые лопатки, изогнутые по радиусу, отлитые как одно целое со ступицей колеса. Для увеличения жесткости лопаток предусмотрены кольца 21, отлитые как одно целое. Для уменьшения перетеканий на торцовых поверхностях ступицы колеса выполнены кольцевые выступы 22, входящие в проточки, сделанные на торцовой поверхности крышек 1 и 14. Кроме того, для уменьшения перетеканий в торцовые зазоры подводится вода через сверления 10, которая из

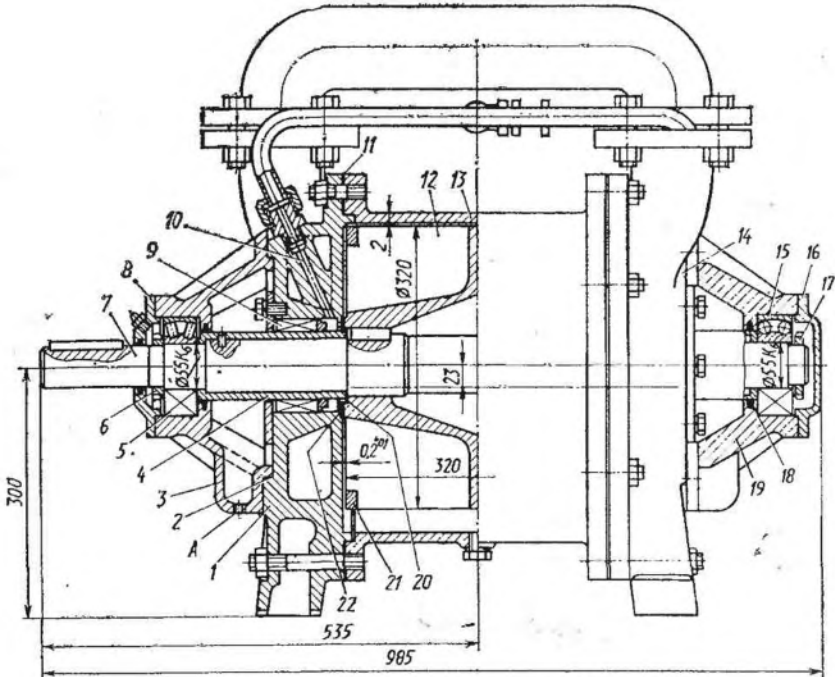


Рис. 136. Вакуумный насос ВВН1-12

торцовых зазоров поступает в жидкостное кольцо. Через эти же сверления 10 вода подводится в сальник 9.

В торцовом сальнике уплотнение происходит по поверхностям трения стального кольца 9 по кольцу, выполненному из графита или фторопласта с наполнителями. Кольца прижимаются одно к другому пружиной. Перетекания вдоль втулки ограничиваются резиновым кольцом. Вода в сальник подается для его охлаждения.

В сальнике с набивкой набивкой служит мягкий хлопчатобумажный просаленный шнур. Набивку уплотняют периодически поджатием буксы. Нормально работающий сальник должен пропускать воду в виде отдельных капель. Вода собирается в нижней части корпусов 3 и 19 и отводится через отверстия А.

Корпуса 3 и 19 подшипников прикреплены к торцовым крышкам 1 и 14 и отцентрированы относительно них по посадочным поверхностям 2. Подшипник 5 роликовый радиальный. Нижнее кольцо его зафиксировано втулкой 4 и гайкой 6. Между корпусом 3, крышкой 8 и верхним кольцом подшипника 5 выполнены зазоры. Подшипник 15 радиально-упорный. Его нижнее кольцо зафиксировано втулкой 18 и гайкой 17. Верхнее кольцо крышкой 16 прижато к корпусу 19, и тем самым зафиксировано положение колеса 12 в корпусе 13. Торцовые зазоры между колесом 12 и торцовыми крышками 1 и 14 устанавливают соответствующим подбором прокладок 11.

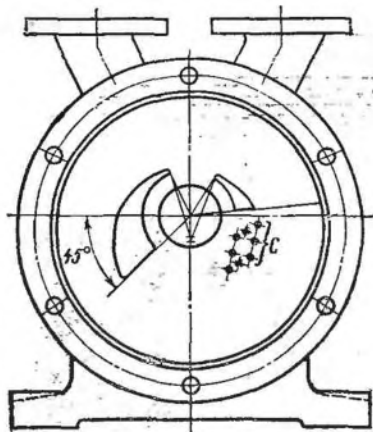


Рис. 137. Вид на торцовую крышку со стороны рабочего колеса

Между втулками 4 и 18 и колесом 12 проложены прокладки 20, исключая возможность сообщения рабочих ячеек с окружающей средой. Одновременно втулка предохраняет вал 7 вакуумного насоса от изнашивания.

Так как насос начинает работу при атмосферном давлении в торцовых крышках, перед нагнетательными окнами В выполнены отверстия С, которые перекрыты резиновыми клапанами (рис. 137). При давлениях в рабочих ячейках выше атмосферного клапаны сжимаются и газ выходит в нагнетательную полость.

В насосах, предназначенных для откачивания агрессивных газов и паров, рабочие колеса выполняют с торцовыми ребрами жесткости (см. рис. 107, в). При применении торцовых ребер жесткости вследствие того, что лопатки рабочего колеса погружены в жидкостное кольцо, откачиваемый газ или пар не попадает в торцовый зазор Е, что устраняет опасность выброса агрессивных газов или паров в атмосферу при аварийном увеличении давления всасывания.

В агрегатах с ЖКВН на всасывающем трубопроводе непосредственно перед насосом необходимо устанавливать запорный вентиль, который предотвращал бы выброс воды из насоса во всасывающий трубопровод при остановке и пуске. Перед пуском в насос необходимо подать жидкость. Корпус насоса должен быть заполнен жидкостью приблизительно до оси. Пускать насос надо при закрытом запорном вентиле на всасывающем трубопроводе. При работе в насос необходимо подавать определенное количество жидкости. При установившейся работе водокольцевых вакуумных насосов количество воды, поступающей в жидкостное кольцо, можно определить, не пользуясь расходомером. Для этого измеряют время, в течение которого какая-либо емкость известного объема заполняется водой, вытекающей из сливной трубы отделителя жидкости.

При работе насоса температура подшипников не должна превышать 328 ... 330 К.

4.8. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Определить размеры и мощность двигателя насоса быстрой действия 0,2 м³/с при давлении всасывания 0,02 МПа и давлении нагнетания 0,1013 МПа. Откачиваемый газ — воздух при $T = 293$ К. Рабочая жидкость — вода. Температура воды на входе в насос 288 К, расход воды 0,75 · 10⁻³ м³/с.

Последовательность и данные расчета сведены в табл. 4.3.

Показатель	Способ определения	Результат
Быстрота действия S , м ³ /с	Исходные данные по техническому заданию	0,2
Давление p всасывания, МПа	То же	0,02
Температура T воздуха на всасывании, К	»	293
Давление p_{II} нагнетания, МПа	»	0,1013
Коэффициент λ откачки	Принимают	0,8
Геометрический объем S_{Γ} , м ³ /с	$S_{\Gamma} = S/\lambda$	0,25
Относительная ширина κ колеса	Принимают	2
Коэффициент ψ , учитывающий влияние толщины лопаток	»	0,75
Отношение ν среднего радиуса ступицы колеса к наружному радиусу колеса	»	0,4
Окружная скорость u_2 на периферии колеса, м/с	»	16
Расчетный наружный радиус r_2 колеса, м	$r_2 = \sqrt{S_{\Gamma}/[\psi u_2 \kappa (1 - \nu^2)]}$	0,1575
Наружный радиус r_2 колеса, м	Принимают	0,16
Расчетная частота n вращения вала насоса, с ⁻¹	$n = u_2/(2\pi r_2)$	15,923
Частота n вращения вала насоса, с ⁻¹	Принимают	16
Изотермическая мощность $N_{из}$, кВт	$N_{из} = p S_{\Gamma} \ln(p_{II}/p)$	7,6
Изотермический КПД $\eta_{из}$	Принимают	0,35
Эффективная мощность N_e на валу насоса, кВт	$N_e = N_{из}/\eta_{из}$	21,7
Расчетный средний радиус r_1 ступицы колеса, м	$r_1 = \nu r_2$	0,64
Средний радиус r_1 ступицы колеса, м	Принимают	0,65
Отношение ν среднего радиуса ступицы колеса к наружному радиусу колеса	$\nu = r_1/r_2$	0,406
Окружная скорость u_2 на периферии колеса, м/с	$u_2 = 2\pi r_2 n$	16,08
Относительный зазор δ	Принимают	0,0125
Отношение длины b_0 колеса к длине b корпуса	»	1,04
Относительный эксцентриситет ε	»	0,15
Угол β_2 наклона лопатки колеса, °	»	150
Плотность $\rho_{ж}$ рабочей жидкости, кг/м ³	Исходные данные по техническому заданию	1000
Вязкость $\mu_{ж}$ рабочей жидкости, Па·с	То же	1·10 ⁻³
Критерий Эйлера Eu	$Eu = (p_{II} - p)/(\rho_{ж} u_2^2)$	0,32
Отношение τ давления нагнетания к давлению всасывания	$\tau = p_{II}/p$	5,1
Коэффициент k_1	См. рис. 111	0,85
Коэффициент k_2	$k_2 = \frac{(1 - \nu^2 + \delta \xi / \psi) \psi}{2 \xi (2 \varepsilon + \delta)} \times \{ [(8,3696 - 0,465 \operatorname{ctg} \beta_2) \varepsilon - 0,4851] - 3,59 \mu_{ж} \}$	0,85

Показатель	Способ определения	Результат
Радиус r_{22} , м	$r_{22} = r_2 \sqrt{\frac{v^2}{k_1^2} + \dots}$	0,153
Глубина a погружения лопатки в жидкостное кольцо, м	$a = r_2 - r_{22}$	0,007
Если значение a не устраивает, повторяют расчет с другим значением ε		
Относительный эксцентриситет ε	Принимают	0,145
Коэффициент k_2	Формула (4.5)	0,855
Радиус r_{22} , м	Формула (4.4)	0,155
Глубина погружения лопатки в жидкостное кольцо a , м	$a = r_2 - r_{22}$	0,005
Если значение a не устраивает, повторяют расчет с другим значением ε		
Относительный эксцентриситет ε	Принимают	0,147
Коэффициент k_2	Формула (4.5)	0,862
Радиус r_{22} , м	Формула (4.4)	0,1555
Глубина a погружения лопатки в жидкостное кольцо, м	$a = r_2 - r_{22}$	0,0045
Эксцентриситет e , м	$e = \varepsilon r_2$	0,0235
Наименьший зазор Δ между колесом и корпусом, м	$\Delta = \delta r_2$	0,002
Внутренний радиус R корпуса, м	$R = (2r_2 + \Delta + 2e)/2$	0,1845
Округляем значение e		
Эксцентриситет e , м	Выбирают	0,023
Относительный эксцентриситет ε	$\varepsilon = e/r_2$	0,1437
Радиус r_{22} , м	Формула (4.4)	0,154
Глубина a , м	$a = r_2 - r_{22}$	0,006
Внутренний радиус R корпуса, м	$R = (2r_2 + \Delta + 2e)/2$	0,184
Длина b корпуса, м	$b = \zeta b_0$	0,320
Теоретическая быстрота действия S_T , м ³ /с	$S_T = \pi (r_{22}^2 - r_1^2) b_0 \psi n$	0,226
Коэффициент λ_1	$\lambda_1 = S_T/S_T$	0,90
Внутренний радиус $(r_1 + d)$ жидкостного кольца в сечении I—I, м	$r_1 + d = r_1/k_1$	0,076
Радиус r_0 внутренней поверхности жидкостного кольца, м	$r_0 = 0,5 [r_{22} + (r_1 + d)]$	0,115
Эксцентриситет e' внутренней поверхности жидкостного кольца, м	$e' = 0,5 [r_{22} - (r_1 + d)]$	0,039
Число z лопаток колеса	Принимают	16
Угол β между лопатками, °	$\beta = 2\pi/z$	22,5
Угол φ_2 , °	Принимают	22,5
Радиус ρ' , м	$\rho' = -e' \cos(\varphi_2 - \beta) + \sqrt{r_0^2 - (e')^2 \sin^2(\varphi_2 - \beta)}$	0,074
Радиус ρ'' , м	$\rho'' = -e' \cos \varphi_2 + \sqrt{r_0^2 - (e')^2 \sin^2 \varphi_2}$	0,076
Угол $B'O''O$, °	$\angle B'O''O = \arccos \{ [(e')^2 + r_0^2 - (\rho'')^2] / (2e'r_0) \}$	15,27

Показатель	Способ определения	Результат
Угол $BO''O$, °	$\angle BO''O =$ $= \arccos \{ [(e')^2 + r_0^2 -$ $-(\rho')^2] / (2e'r_0) \}$	0
Угол γ , °	$\gamma = \angle B'O''O - \angle BO''O$	15,27
Параметр m , м	$m = 0,5 (e' + r_0 + \rho')$	0,1145
Параметр c , м	$c = 0,5 (e' + r_0 + \rho'')$	0,1155
Площадь $f_{з.о}$ объема, переносимая с нагнетания на всасывание, м	$f_{з.о} = \frac{\pi r_0^2 \gamma}{360} +$ $+ \sqrt{(m - e') \times \dots}$ $\times (m - r_0) (m - \rho') -$ $-\frac{\pi r_1^2 \beta}{2} - \sqrt{c(c - e') \times \dots}$ $\times (c - r_0) (c - \rho'')$	0,0003546
Расход газа $S_{з.о}$, переносимого с нагнетания на всасывание, м ³ /с	$S_{з.о} = f_{з.о} b_0 z$	0,00175
Плотность ρ воздуха при условиях всасывания, кг/м ³	Исходные данные по техническому заданию	0,238
Плотность ρ_H воздуха при условиях нагнетания, кг/м ³	Исходные данные по техническому заданию	1,205
Коэффициент λ'_0	$\lambda'_0 = (S_{з.о} \rho_H) / (S_T \rho)$	0,038
Высота δ_T торцового зазора, м	Принимают	$0,2 \cdot 10^{-3}$
Наружный радиус r_H торцового зазора, м	$r_H = r_I$	0,065
Внутренний радиус r_{BH} торцового зазора (радиус вала под колесом), м	Выбирают	0,04
Длина l эквивалентного зазора, м	$l = 2 (r_H - r_{BH})$	0,03
Угол α , °	$\alpha = \arcsin (r_{BH} / r_H)$	38
Ширина b эквивалентного зазора, м	$b = \frac{r_H r_{BH} \cos \alpha}{r_H - r_{BH}}$	0,118
Эквивалентный зазор δ , м	$\delta = \delta_T$	$0,2 \cdot 10^{-3}$
Расход $m_{ж}$ жидкости, кг/с	Исходные данные по техническому заданию	0,75
Теплоемкость $c_{ж}$ рабочей жидкости, кВт/(С·с)	То же	4,19
Температура $t_{ж.вх}$ рабочей жидкости на входе в насос, °С	»	15
Температура $t_{ж.к}$ жидкостного кольца, °С	$t_{ж.к} =$ $= \frac{0,9 N_e - m_{ж} c_{ж} t_{ж.вх}}{m_{ж} c_{ж}}$	21,2
Температура T_H воздуха на нагнетании, К	$T_H = 273 + t_{ж.к}$	294,2
Универсальная газовая постоянная R для воздуха, Н·м/(кг·К)	Исходные данные по техническому заданию	287

Показатель	Способ определения	Результат
Удельный объем V'_H воздуха при условиях перед торцовой щелью (условиях нагнетания), м ³ /кг	$V'_H = RT_H / (p_H \cdot 10^6)$	0,834
Удельный критический расход $q_{кр}$ газа через щель, кг/с·м ²	$q_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \dots$ $\left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/(k-1)} \frac{p_H}{V'_H}$	234
Вязкость μ воздуха при условиях нагнетания, Па·с Критерий Рейнольдса Re_* для критического расхода Коэффициент c_R сопротивления Параметр s_* сопротивления при критическом расходе Коэффициент k'_p расхода	Исходные данные по техническому заданию $Re_* = 2q_{кр} \delta / \mu$ См. рис. 67 $s_* = bc_R / (2\delta \sqrt{Re_*})$	1,9·10 ⁻⁶ 5027 2,8 11,634
Удельный расход q газа в первом приближении, кг/(м ² ·с)	$q = k'_p \sqrt{(p_H^2 - p^2) / (RT_H)}$	68,36
Критерий Рейнольдса Re в первом приближении Коэффициент c_R сопротивления в первом приближении	$Re = 2q\delta / \mu$ См. рис. 67	1469 2,1
Параметр s сопротивления в первом приближении Коэффициент k_p расхода в первом приближении	$s = (bc_R) / (2\delta \sqrt{Re})$ См. рис. 66	16,133 0,23
Удельный расход q воздуха во втором приближении, кг/(м ² ·с)	$q = k_p \sqrt{(p_H^2 - p^2) / (RT_H)}$	74,86
Критерий Рейнольдса Re во втором приближении Коэффициент c_R сопротивления во втором приближении	$Re = 2q\delta / \mu$ См. рис. 67	1605 2,2
Параметр s сопротивления во втором приближении Коэффициент k_p расхода во втором приближении	$s = bc_R / (2\delta \sqrt{Re})$ См. рис. 66	16,2 0,23
Удельный расход q воздуха в третьем приближении, кг/(м ² ·с)	$q = k_p \sqrt{(p_H^2 - p^2) / (RT_H)}$	74,86
Расход $m_{п}$ воздуха через сухой торцовый зазор, кг/с	$m_{п} = 2qt\delta$	0,98·10 ⁻³
Удельный расход $q'_{ж}$ воды, уплотняющей торцовый зазор при $Re < 2000$, кг/(м ² ·с)	$q'_{ж} = (p_H - p) \delta r \times$ $\times \left(24 \frac{b}{2\delta} \mu\right)$	2297
Критерий Рейнольдса Re	$Re = 2q'_{ж} \delta / \mu$	918,8 < 2000
Расход $m_{ж. пр}$ воды, необходимой для уплотнения торцового зазора, кг/с	$m_{ж. пр} = 2q'_{ж} l \delta$	4,1
Коэффициент $k_{ж}$ наполнения	$k_{ж} = m_{ж} / m_{ж. пр}$	0,183

Показатель	Способ определения	Результат
Коэффициент k_T уплотнения	См. рис. 117	0,6
Расход $m_{п.ж}$ воздуха через уплотненные водой зазоры, кг/с	$m_{п.ж} = k_T m_{п}$	$0,588 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент $\lambda'_п$	$\lambda'_п = m_{п.ж} / (S_T \rho_{п})$	0,011
Давление $p_{н.п}$ насыщенного пара при условиях всасывания в насос, Па	Исходные данные по	$20,5 \cdot 10^2$
Универсальная газовая постоянная R для насыщенного пара, Н·м/(кг·К)	техническому заданию	741
Температура $T_{н.п}$ насыщенного пара, К	$T_{н.п} = 0,5 (T_{ж.к} + T)$	290,5
Плотность $\rho_{н.п}$ насыщенного пара при условиях всасывания, кг/м ³	$\rho_{н.п} = p_{н.п} / (RT_{н.п})$	0,0095
Количество пара $m_{и}$, испарившегося в рабочие ячейки всасывания, кг/с	$m_{и} = S_T \rho_{н.п}$	0,0022
Коэффициент $\lambda'_н$	$\lambda'_н = m_{и} / (S_T \rho_{н})$	0,04
Расчетный коэффициент λ_p откачки	$\lambda_p = \lambda_1 - \lambda'_п - \lambda'_н - \lambda'_0$	0,815
Расчетная быстрота действия S_p насоса, м ³ /с	$S_p = \pi r_2^2 b_0 \psi n (1 - v^2) \lambda$	0,202
Ошибка E в определении производительности, %	$E = \frac{S_p - S}{S} 100$	1,0
Угловая скорость ω колеса, с ⁻¹	$\omega = 2\pi n$	100,48
Момент M_B	Формула (4.9)	46
Момент M_H	Формула (4.10)	2,1
Момент M_I	Формула (4.11)	2,4
Момент M_{II}	Формула (4.12)	1,13
Момент M	$M = M_B + M_H + M_I + M_{II}$	51,63
Потери мощности $N_{бл}$ в безлопаточном пространстве жидкостного кольца, кВт	$N_{бл} = M\omega / 1000$	5,19
Расход $Q_{ж}$ жидкости через рабочее колесо, м ³ /с	$Q_{ж} = \pi [r_{22}^2 - (r_1 + d)^2] b_0 n \psi$	0,208
Теоретический напор $H_{т\infty}$, создаваемый рабочим колесом, имеющим бесконечное число лопаток, м	$H_{т\infty} = \frac{u_2^2}{g} - \frac{2\omega^2 e' r_0 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi g}$	31,45
Коэффициент $\psi_{п}$	$\psi_{п} = 0,6 + 0,6 \sin \beta_2$	0,3
Поправка Пфлейдерера Π	$\Pi = 1 / \{ 1 + 2\psi_{п} / [z(1 - v^2)] \}$	1,045
Теоретический напор H_T , создаваемый колесом, м	$H_T = H_{т\infty} \Pi$	32,86
Приведенный расход Q' , м ³ /с	$Q' = Q_{ж} / (4r_2^2 \sqrt{H_T})$	0,354
Приведенная частота вращения n' , с ⁻¹	$n' = 2\pi r_2 \sqrt{H_T}$	53,4
Коэффициент n_s быстроходности	$n_s = 3,65n \sqrt{Q_{ж} / H_T^3}$	1,94
КПД колеса η_K	См. рис. 120, а	0,86

Показатель	Способ определения	Результат
Потери мощности N_R в рабочем колесе, кВт	$N_R =$	9,41
Мощность N_{Γ} гидродинамических потерь, кВт	$= Q_{\text{Ж}} H_T (1 - \eta_R) \rho_{\text{Ж}} / 102$ $N_{\Gamma} = N_{\text{бл}} + N_R$	14,6
Показатель n политропы сжатия	$n = \frac{\ln(\rho_H/\rho)}{\ln(\rho_H/\rho) - \ln(T_H/T)}$	1
Относительный мертвый объем a	$a = S_{\text{з.о}}/S_T$	0,0077
Коэффициент λ'	$\lambda' =$	0,97
Мощность $N_{\text{сж}}$, затрачиваемая на сжатие, кВт	$= 1 - a [(\rho_H/\rho)^{1/n} - 1]$ $N_{\text{сж}} = N_{\text{вз}} \lambda'$	7,37
Эффективная мощность N_e на валу насоса, кВт	$N_e = N_{\text{сж}} + N_{\Gamma}$	21,97
Удельная мощность $N_{\text{уд}}$, кВт/(м ³ /с)	$N_{\text{уд}} = N_e/S$	108,76

5.1. КОНСТРУКТИВНАЯ СХЕМА И ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Плунжерные вакуумные насосы (принятое для заводской маркировки обозначение НВЗ — насос вакуумный золотниковый) применяют для откачивания воздуха, неагрессивных газов, паров и парогазовых смесей, предварительно очищенных от механических загрязнений. Предельное остаточное давление, создаваемое насосами, $1,0 \dots 0,1$ Па; быстрота действия в диапазоне от атмосферного давления до 150 Па в пределах $20 \dots 500$ $\text{дм}^3/\text{с}$.

Плунжерные насосы, выпускаемые в одно- или двухступенчатом исполнении, используют, как правило, в качестве форвакуумных для высоковакуумных насосов различного типа или насосов предварительного разрежения, предназначенных для понижения давления в откачиваемом объеме от атмосферного до значения, при котором начинает работу другой вакуумный насос или система насосов.

В корпусе (рис. 138) одноступенчатого плунжерного насоса находится плунжер 2, который приводится в движение с помощью эксцентрика 3, расположенного на валу 4. При вращении эксцентрика вокруг центра корпуса плунжер обкатывает внутреннюю поверхность цилиндра, вследствие чего положение серповидной полости, образуемой поверхностью плунжера и внутренней поверхностью цилиндрического корпуса, непрерывно изменяется в зависимости от угла поворота эксцентрика. Прямоугольный в сечении участок плунжера перемещается в цилиндрических направляющих 5, вращающихся вокруг оси.

При вращении эксцентрика в определенные моменты зона всасывания насоса через всасывающее окно в прямоугольном участке плунжера соединяется с рабочей полостью, которая заполняется откачиваемым газом. Всасывание заканчивается при разъединении полостей цилиндра и всасывания; при этом ротор совершает практически полный оборот. В течение следующего оборота замкнутый объем, занимаемый откачиваемым газом или парогазовой смесью, уменьшается, происходит сжатие до давления, при котором открывается нагнетательный клапан 6 и осуществляется нагнетание газа через маслоотделитель в атмосферу. Таким образом, полный цикл работы плунжерного вакуумного насоса совершается за два оборота вала.

В корпус насоса заливают вакуумное масло, которое, наряду с уменьшением трения между движущимися деталями, заполняет

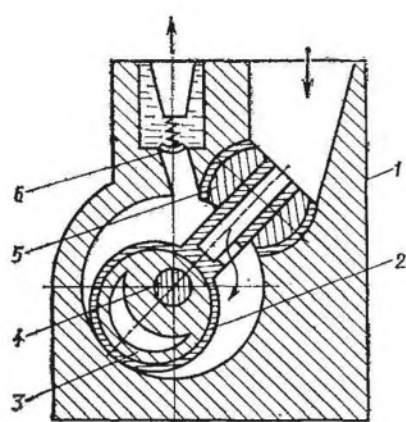


Рис. 138. Конструктивная схема плунжерного насоса:

1 — корпус; 2 — плунжер; 3 — эксцентрик; 4 — вал; 5 — направляющие плунжера; 6 — нагнетательный клапан

радиальные и торцовые зазоры, мертвый объем, способствуя повышению герметичности рабочих полостей, а также охлаждению сжимаемого газа. Наличие масла в рабочей полости определяет предельное остаточное давление, достигаемое насосом, вследствие выделения из его состава легких фракций.

Положительные качества плунжерных вакуумных насосов состоят в высокой надежности, простоте обслуживания и практически мало меняющейся скорости действия в широком диапазоне давлений всасывания.

К недостаткам плунжерных насосов следует отнести значительную неуравновешенность движущихся масс, тихоходность,

низкие массогабаритные характеристики, невозможность непосредственного соединения с двигателем.

5.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ НАСОСА И МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Максимальная площадь f_{\max} (м^2) серповидной полости плунжерного насоса достигается в момент, когда плоский участок плунжера полностью заходит в цилиндрические направляющие, т. е. когда оси эксцентрика и плунжера совпадают (см. рис. 140). В этом положении

$$f_{\max} = \pi (R^2 - r^2),$$

а ее объем

$$V_{\Gamma} = \pi L (R^2 - r^2), \quad (5.1)$$

где L — длина цилиндрической части ротора, м; R — радиус цилиндра, м; r — радиус плунжера, м.

При дальнейшем вращении вала прямоугольный участок плунжера, выходя из направляющей, будет несколько уменьшать рабочий объем цилиндра, определяемый этой формулой.

Однако с достаточной степенью точности для определения геометрического объема всасываемого плунжерным насосом газа можно пользоваться формулой

$$V_{\Gamma} = \pi (R^2 - r^2) Ln, \quad (5.2)$$

где n — частота вращения ротора насоса, с^{-1} .

Действительная быстрота действия насоса

$$S = V_r \lambda,$$

где λ — коэффициент откачки насоса, определяемый в основном перетеканиями газа из нагнетательной полости во всасывающую через зазоры.

Откачные характеристики плунжерных вакуумных насосов (рис. 139) [5] в рабочем диапазоне давлений изменяются незначительно. Как показали исследования, коэффициент λ откачки при этом изменяется в пределах 0,7 ... 0,85 [11]. Эти значения λ следует принимать при определении действительной быстроты действия плунжерного насоса.

Методика определения основных размеров насоса состоит в следующем.

Задавшись коэффициентом λ откачки в указанном диапазоне, определяют геометрическую быстроту действия S_r для заданного значения S . Частоту вращения ротора плунжерных насосов выбирают в интервале $n = 10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$. Задаются относительными параметрами: отношением радиуса плунжера к радиусу цилиндра $r/R = 0,7 \dots 0,85$; относительным эксцентриситетом $e/R = 0,2 \dots 0,3$; относительной длиной плунжера в ступени $L/R = 1,5 \dots 3,0$ [11].

По выбранным значениям относительных параметров r/R , e/R , L/R и определенной по формуле (5.2) геометрической быстроте действия S_r насоса определяют радиус R цилиндра и остальные основные размеры насоса.

Мощность N_e на валу плунжерного насоса определяют при его работе в режиме максимальной мощности, что обычно соответствует давлению всасывания $p = 22 \dots 30 \text{ КПа}$.

Эффективная мощность на валу

$$N_e = \frac{pS}{\eta} \ln \frac{p_H}{p}$$

где p_H — давление газа на нагнетании насоса, Па; η — условный общий изотермический КПД, $\eta = \eta_{\text{из}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{мех}}$ ($\eta_{\text{из}}$ — изотермический КПД, характеризующий степень термодинамического совершенства рабочего процесса; $\eta_{\text{пер}}$ — коэффициент, учитывающий влияние перетеканий; $\eta_{\text{мех}}$ — коэффициент, учитывающий механические потери мощности на трение). Для плунжерных вакуумных насосов значение η выбирают в пределах 0,4 ... 0,55 [11].

5.3. КОНСТРУКЦИИ ПЛУНЖЕРНЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ И ОСОБЕННОСТИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Плунжерные вакуумные насосы изготавливают одноступенчатыми параллельного действия, когда в одном корпусе объединены две рабочие камеры, и двухступенчатыми.

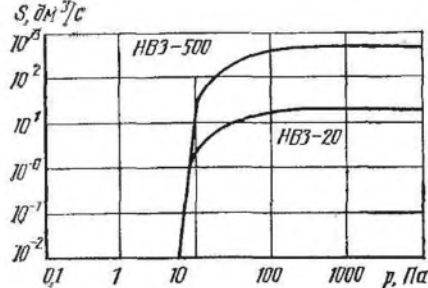


Рис. 139. Откачные характеристики плунжерных вакуумных насосов

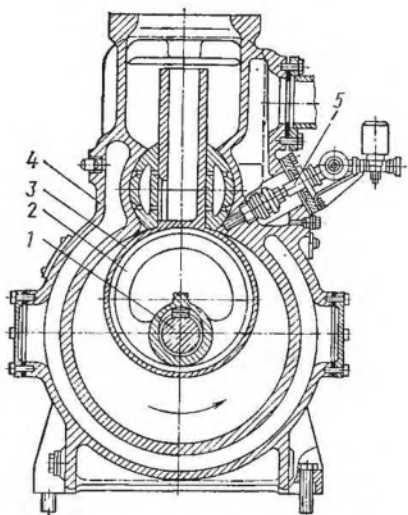


Рис. 140. Вакуумный насос НВЗ-500 с водяным охлаждением

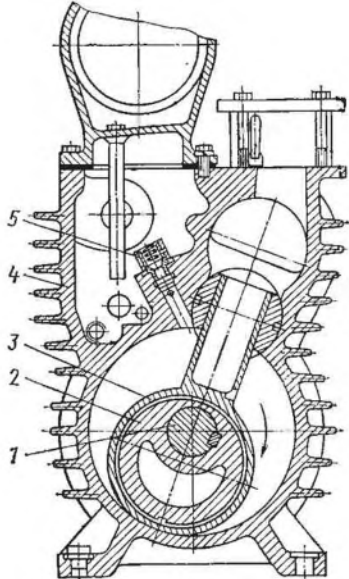


Рис. 141. Вакуумный насос НВЗ-20 с воздушным охлаждением:

1 — вал; 2 — золотник; 3 — плунжер; 4 — корпус; 5 — нагнетательный клапан

На валу 1 (рис. 140) плунжерного вакуумного насоса НВЗ-500 в двух разъединенных полостях расположены под углом 180° один относительно другого два эксцентрика 2 с плунжерами 3. Цилиндр 4 насоса разделен на две рабочие полости. При вращении вала каждый из плунжеров обкатывает внутреннюю поверхность цилиндра, сжимая находящийся впереди себя газ и выталкивая его через нагнетательные тарельчатые клапаны 5 (рис. 141). Откачиваемый газ поступает в рабочую полость через окно, расположенное в прямоугольной части плунжера. Прямоугольная часть плунжера скользит в цилиндрической направляющей, свободно проворачивающейся в гнезде корпуса. При повороте эксцентрика на некоторый угол от верхней мертвой точки окно в прямоугольной части плунжера выходит из направляющей вниз, вследствие чего сторона всасывания соединяется с входным патрубком насоса. При вращении вала газ поступает в непрерывно увеличивающуюся рабочую полость до тех пор, пока окно снова не перекроется. Одновременно с этим на стороне нагнетания происходит сжатие и выталкивание газа через нагнетательные клапаны. Из нагнетательной полости насоса газ и масло поступают в маслоотделитель, из которого газ выбрасывается в атмосферу, а масло поступает в цилиндр. Вал насоса опирается на подшипники, расположенные в крышках корпуса. Насос приводится электродвигателем через клиноременную передачу.

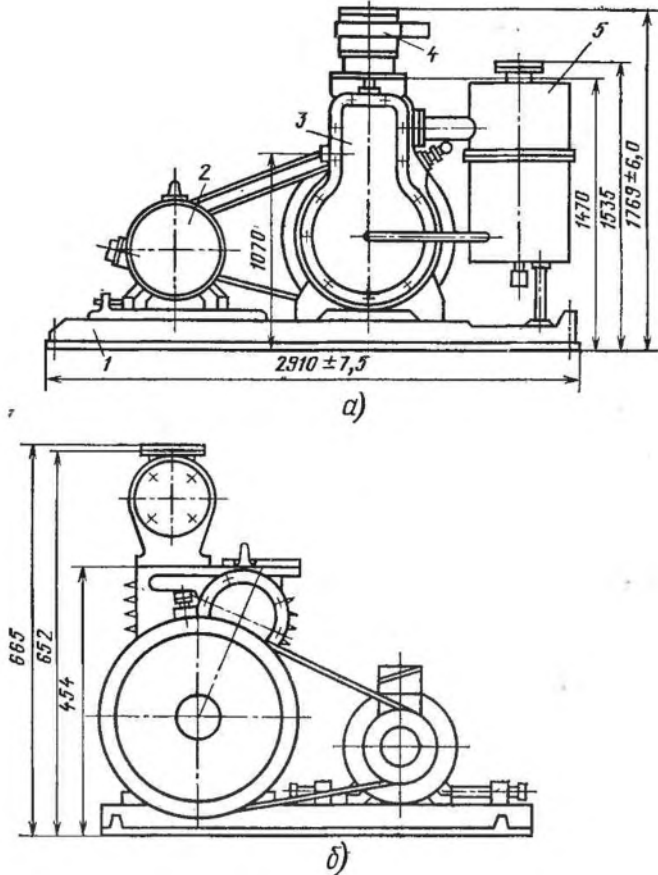


Рис. 142. Вакуумные установки:
 а — с насосом НВЗ-500; б — с насосом НВЗ-20

Для предотвращения попадания паров в рабочую полость через дозаторное устройство 5 (см. рис. 140) напускают воздух — балластный газ. Корпус насоса имеет водяное охлаждение.

Насос 3 (рис. 142, а) с вакуумным клапаном 4 и дозаторным устройством 6 установлен на плите 1, укрепленной на фундаменте. Там же размещены электродвигатель 2 и масляный бак 5. Для обеспечения соответствующего натяжения клиновых ремней передачи момента на маховик насоса предусмотрено специальное устройство для смещения электродвигателя на плите.

Компоновочный чертеж агрегата на базе плунжерного насоса НВЗ-20 приведен на рис. 142, б. Основные параметры насосов типа НВЗ, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в табл. 5.1 [5].

Показатель	НВЗ-20	НВЗ-500	НВЗ-75	НВЗ-100	НВЗ-150	НВЗ-300	НВЗ-500
Быстрота действия при давлении всасывания более 0,13 кПа, $\text{дм}^3/\text{с}$	20	50	75	100	150	300	500
Предельное остаточное давление, Па:							
парциальное без газобалласта	$6,7 \cdot 10^{-1}$	$9,1 \cdot 10^{-3}$	$6,7 \cdot 10^{-1}$	$9,1 \cdot 10^{-3}$	$6,7 \cdot 10^{-1}$	1,3	1,3
полное без газобалласта	6,7	$6,7 \cdot 10^{-1}$	6,7	$6,7 \cdot 10^{-1}$	6,7	6,7	6,7
полное с газобалластом	$4 \cdot 10^2$	6,7	$4 \cdot 10^2$	6,7	$4 \cdot 10^2$	$4 \cdot 10^2$	$4 \cdot 10^2$
Объем масла, заливаемого в насос, дм^3	2,5	10	14	20	28	120	150
Расход воды в рубашке охлаждения при температуре менее 293 К, $\text{м}^3/\text{ч}$	Охлаждение воздушное	0,6	0,6	1,3	1,3	5	6
Частота вращения, с^{-1}	25	25	25	25	25	16,7	16,7
Мощность электродвигателя, кВт	2,2	7,5	11	15	15	40	55
Число ступеней	1	2	1	2	1	1	1
Размеры агрегата, мм:							
длина	785	1240	1240	1175	1175	2075	2910
ширина	400	650	650	874	874	1510	1760
высота	665	1145	1145	1164	1164	1780	1769
Масса, кг, не более	190	700	700	1000	970	2660	4525

Примечание. В плунжерных насосах применяют вакуумное масло ВМ-4 или ВМ-6.

При откачивании плунжерными насосами сред с большим содержанием парогазовых смесей в процессе сжатия во внутренней полости насоса может образоваться конденсат, который, смешиваясь с рабочим маслом, ухудшает его характеристики. В результате значительно повышается предельное остаточное давление. Кроме того, при образовании конденсата из парогазовой смеси (по мере достижения в рабочей полости насоса давления $P_{\text{нас}}$ насыщенного пара) давление в цилиндре практически не меняется, поэтому нагнетательный клапан не открывается до тех пор, пока не окажется достаточной масса образовавшегося конденсата для

срабатывания клапана в результате гидравлического удара о запорный элемент.

На практике чаще всего откачивают газы, содержащие пары воды, конденсирующиеся при температуре 323 ... 353 К и давлении 13,33 ... 48,0 кПа [6].

Смешиваясь с маслом, вода образует эмульсию, что приводит к созданию химических соединений, способствующих более эффективному окислению рабочего масла, а следовательно, увеличению предельного остаточного давления, ухудшению условий смазывания трущихся поверхностей, повышению температуры насоса, быстрому изнашиванию его элементов, уменьшению ресурса работы или выходу из строя.

Конденсация пара в рабочей полости насоса происходит тогда, когда отношение давления пара, необходимое для конденсации при рабочей температуре внутренней поверхности полости насоса, меньше максимального отношения давлений газа, при котором открывается нагнетательный клапан.

Обеспечить нормальную и безаварийную работу плунжерных насосов при откачивании конденсирующихся паров можно двумя методами: периодической заменой масла с находящимся в нем конденсатом и предотвращением образования конденсата. Наибольшее практическое распространение получил второй метод.

Для предотвращения образования конденсата подогревают парогазовую смесь с целью повышения давления до значения, при котором срабатывает нагнетательный клапан, или в процессе сжатия напускают некоторое количество атмосферного воздуха (балластного газа) в рабочую полость насоса для достижения необходимого давления нагнетания (до момента образования конденсата).

Полагая процесс сжатия в рабочей полости насоса изотермическим, условие предотвращения конденсации можно записать в виде [6]

$$Q_{\text{б}} \geq S p_{\text{п}} \left[\left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{нас}}} - 1 \right) - \frac{p_{\text{г}}}{p_{\text{п}}} \right],$$

где $Q_{\text{б}}$ — поток газа, напускаемого в насос, Па·м³/с; S — быстрота действия насоса, м³/с; $p_{\text{п}}$ — парциальное давление пара в смеси по условиям всасывания, Па; $p_{\text{н}}$ — давление парогазовой смеси, развиваемое насосом, Па; $p_{\text{нас}}$ — давление насыщенных паров при рабочей температуре внутренней поверхности полости насоса, Па; $p_{\text{г}}$ — парциальное давление неконденсирующегося газа в смеси на входе в цилиндр, Па.

Если в парогазовой смеси преобладают пары ($p_{\text{г}} \ll p_{\text{п}}$), то

$$Q_{\text{б}} \geq S p_{\text{п}} \left(\frac{p_{\text{н}}}{p_{\text{нас}}} - 1 \right).$$

Плунжерные вакуумные насосы, снабженные дозаторными устройствами (см. рис. 141), позволяющими регулировать поток газового балласта, называют газобалластными.

5.4. ВАКУУМНЫЕ МАСЛА ДЛЯ ПЛУНЖЕРНЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

К вакуумным маслам, применяемым в плунжерных насосах, а также в других механических вакуумных насосах, предъявляют определенные требования. Масла должны обладать высокой упругостью пара при низком давлении, необходимой вязкостью, обеспечивающей надежную смазывающую способность в течение длительного времени работы насоса; малой способностью к окислению; слабой подверженностью температурному крекингу; малой пенистостью и токсичностью.

В плунжерных насосах, как правило, применяют вакуумные масла ВМ-4 и ВМ-6, которые получают из машинных масел вакуумной очисткой от легко- и тяжелокипящих фракций. Основные их характеристики приведены в табл. 5.2.

Масла ВМ-4 и ВМ-6 неоднородны по составу и при значительном увеличении температуры могут разлагаться на фракции, в результате чего ухудшаются их характеристики, что может оказать влияние на предельное остаточное давление, создаваемое плунжерным вакуумным насосом.

Т а б л и ц а 5.2

Показатель	ВМ-4	ВМ-6
Плотность при температуре масла $T = 293 \text{ К}$, г/см ³ , не более	0,910	0,905
Кинематическая вязкость, м ² /с:		
при 293 К	—	$220 \cdot 10^{-6}$
при 323 К	$(47 \dots 57) 10^{-6}$	Не более $40 \cdot 10^{-6}$
при 373 К и более	$(8 \dots 11) 10^{-6}$	$8 \cdot 10^{-6}$
Температура, К:		
вспышки в открытом тигле	486	—
застывания	259	—
Давление паров при $T = 293 \text{ К}$, Па, не более	$5,3 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-4}$

6.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ, ОТКАЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Молекулярные вакуумные насосы представляют собой разновидность кинетических вакуумных насосов, принцип действия которых основан на передаче дополнительного импульса движения молекулам газа от вращающегося ротора в направлении откачки.

Молекулярные вакуумные насосы работают в области молекулярного режима течения газа, обеспечивая значительные отношения давлений (до $10^6 \dots 10^7$) при относительно небольшой скорости действия $10^{-4} \dots 10^{-1} \text{ м}^3/\text{с}$.

В связи с повышением требований к «чистоте» высокого вакуума для обеспечения технологических процессов особенно актуальной представляется проблема создания высоковакуумных насосов, не загрязняющих откачиваемый объем парами рабочих тел, особенно углеводородов. Одним из направлений по разработке такого насоса является создание комбинированного турбомолекулярного вакуумного насоса, обеспечивающего откачивание газа непосредственно из объема в атмосферу [20]. В таких насосах в качестве промежуточных ступеней откачивания могут быть использованы молекулярные ступени, работающие при молекулярном и вязкостном режимах течения газа.

Конструктивно молекулярные вакуумные насосы разделены на три группы: цилиндрического типа с кольцевыми каналами на роторе (насос Геде), цилиндрического типа со спиральным каналом вдоль поверхности ротора (насос Хольвека), дискового типа со спиральным каналом от внешнего диаметра к центру диска (насос Зигбана).

Каналы образуются между поверхностями неподвижного корпуса и паза, выточенного в роторе, или ротора и паза, выточенного в корпусе. В первом случае с газом взаимодействует относительно большая движущаяся поверхность, чем во втором.

В корпусе 4 (рис. 143) молекулярного вакуумного насоса Геде вращается цилиндрический ротор с рядом кольцевых каналов, симметрично расположенных относительно середины насоса. Молекулы газа, поступаая через всасывающий патрубок 3 во внутреннюю полость насоса, получают дополнительный импульс при столкновении с движущейся поверхностью ротора и перемещаются по каналам 5 до выхода 7 из них. Для увеличения отношения давлений, создаваемого насосом, каналы соединены после-

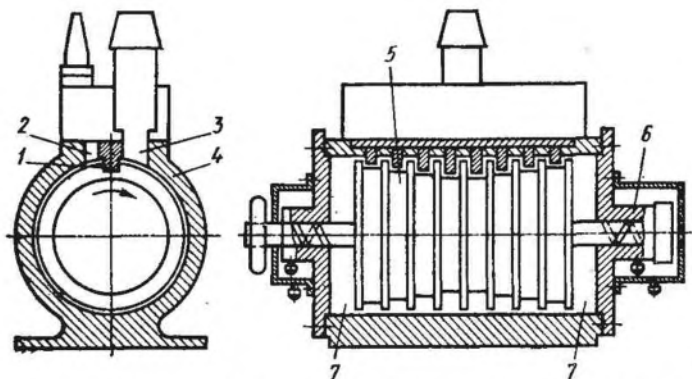


Рис. 143. Схема молекулярного вакуумного насоса Геде

довательно, выход каждого канала соединен с входом последующего. Вход и выход 2 отделены один от другого отсекателем 1, установленным с малым зазором к поверхности ротора. Молекулы газа, перемещаясь из канала в канал вправо и влево от центра насоса, попадают в полости 7, из которых удаляются форвакуумным насосом. Глубина каналов уменьшается от центра к периферии. Ротор вращается в опорах 6, обеспечивающих герметичность форвакуумных полостей.

В молекулярном насосе цилиндрического типа со спиральным каналом вдоль поверхности ротора (рис. 144) (насос Хольвека), в отличие от насоса Геде, каналы образованы поверхностью ротора 1 и винтовой канавкой 3, выполненной в корпусе 2. В такой конструкции объем перетекающего газа уменьшен путем устранения отсекающих перегородок. Газ, поступающий через всасывающий патрубок 5 в полость 4 в центре насоса, попадает в винтовые канавки 3 и,

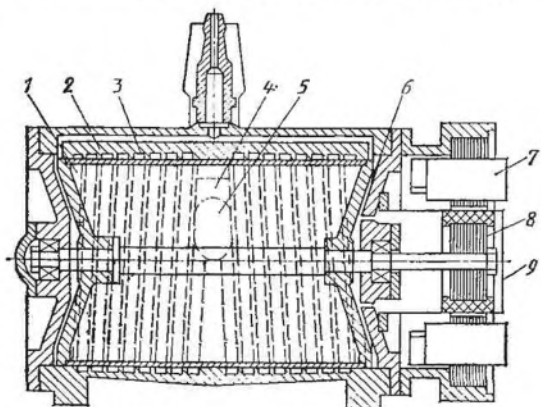


Рис. 144. Схема молекулярного вакуумного насоса Хольвека

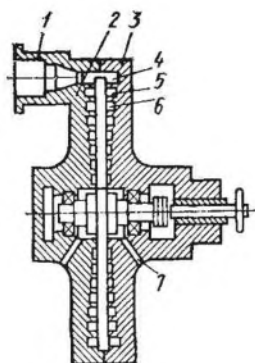


Рис. 145. Схема молекулярного вакуумного насоса Зигбана

разделяясь на два потока, перемещается вправо и влево до выхода в нагнетательные полости 6, из которых откачивается форвакуумным насосом. Ротор насоса приводится во вращение электродвигателем, роторная обмотка 8 которого расположена на валу консольно и отделена от статора 7 электродвигателя тонкостенным герметичным стаканом 9. При таком выполнении передачи вращения на ротор внутренняя полость насоса полностью изолирована от внешней среды.

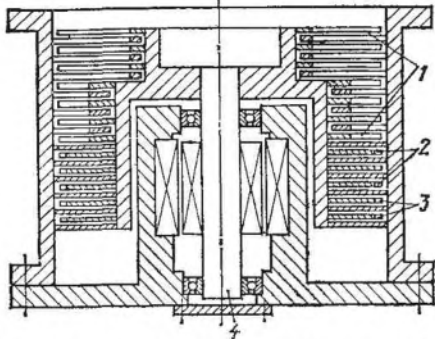


Рис. 146. Схема комбинированного турбомолекулярного вакуумного насоса

Глубина паза изменяется от центра к периферии. В молекулярном насосе Зигбана (рис. 145) дискового типа спиральные каналы выполнены в торцовых крышках. Внутри корпуса 3 вращается диск. Газ из всасывающего патрубка 1 поступает в спиральные каналы 4, 5 и 6. Таких каналов может быть несколько, например на рисунке показаны три спирали. Газ по спиральным каналам от периферии диска перемещается к центру и через отверстия 7 откачивается форвакуумным насосом.

Основной недостаток приведенных конструкций молекулярных вакуумных насосов заключается в высокой точности изготовления и сборки. При увеличении зазоров между вращающимся ротором и корпусом более $(2 \dots 5) \cdot 10^{-5}$ м возрастает количество перетекающего газа из канала в канал или со стороны всасывания на сторону нагнетания, что значительно ухудшает его откачные характеристики. Поэтому сами по себе молекулярные вакуумные насосы не получили распространения в промышленности.

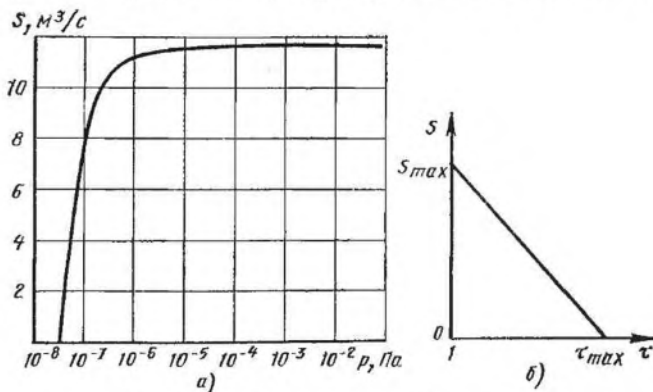


Рис. 147. Откачные характеристики:

а — комбинированного турбомолекулярного насоса; б — молекулярной ступени

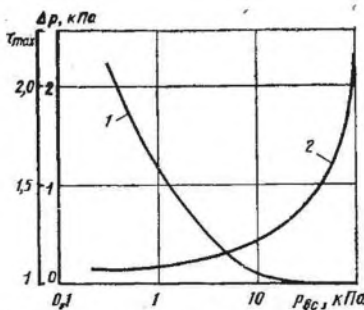


Рис. 148. Зависимость от давления всасывания молекулярной ступени: 1 — максимального отношения давлений; 2 — разности давлений

Работающие в качестве второго пакета молекулярные ступени в диапазоне $0,1 \dots 10^3$ Па создают отношение давления $10^3 \dots 10^4$ и при сравнительно небольшой скорости действия обеспечивают откачивание того количества газа, которое поступает из первого пакета рабочих колес турбомолекулярного насоса. При работе молекулярных ступеней в диапазоне давлений больших чем $10^2 \dots 10^3$ Па откачные характеристики ухудшаются и предпочтительно использовать другие ступени, например вихревые [17]. Такое построение пакета рабочих колес обеспечивает сжатие газа до атмосферного давления и абсолютно безмасляное откачивание. На рис. 147, а представлена откачная характеристика такого насоса.

Основными параметрами, определяющими откачную характеристику молекулярной ступени (рис. 147, б), является максимальная скорость откачки S_{\max} при отношении давлений на ступени, равном единице, и максимальное отношение давлений τ_{\max} при скорости откачки, равной нулю.

Изменения максимального отношения I (рис. 148) и разности давлений 2 , создаваемой одной молекулярной ступенью Геде, зависят от давления всасывания в переходном и вязкостном режиме течения газа.

6.2. РАСЧЕТ МОЛЕКУЛЯРНОЙ СТУПЕНИ НАСОСА ПРИ РАБОТЕ В МОЛЕКУЛЯРНОМ И ВЯЗКОСТНОМ РЕЖИМАХ ТЕЧЕНИЯ

При использовании молекулярных ступеней в комбинированных насосах в качестве промежуточных или последних ступеней пакета возможна их работа в молекулярном и вязкостном режимах течения. Для получения расчетных зависимостей основных параметров ступени рассмотрим теоретическую модель Геде.

Заменив движение газа в канале ступени движением между двумя параллельными поверхностями 1 (рис. 149) и 2, движущимися со скоростями u_1 и u_2 в направлении оси Ox , полагая, что

Однако молекулярные ступени могут быть использованы в качестве промежуточных ступеней в комбинированных турбомолекулярных насосах.

Одним из возможных конструктивных решений может быть схема вакуумного насоса, приведенная на рис. 146 [16]. Проточная часть этого насоса представляет собой совокупность турбомолекулярных 1, молекулярных 2 и вихревых 3 ступеней, работающих последовательно и размещенных на одном валу 4. Работ

тающие в качестве второго пакета молекулярные ступени в диапазоне $0,1 \dots 10^3$ Па создают отношение давления $10^3 \dots 10^4$ и при сравнительно небольшой скорости действия обеспечивают откачивание того количества газа, которое поступает из первого пакета рабочих колес турбомолекулярного насоса. При работе молекулярных ступеней в диапазоне давлений больших чем $10^2 \dots 10^3$ Па откачные характеристики ухудшаются и предпочтительно использовать другие ступени, например вихревые [17]. Такое построение пакета рабочих колес обеспечивает сжатие газа до атмосферного давления и абсолютно безмасляное откачивание. На рис. 147, а представлена откачная характеристика такого насоса.

Основными параметрами, определяющими откачную характеристику молекулярной ступени (рис. 147, б), является максимальная скорость откачки S_{\max} при отношении давлений на ступени, равном единице, и максимальное отношение давлений τ_{\max} при скорости откачки, равной нулю.

Изменения максимального отношения I (рис. 148) и разности давлений 2 , создаваемой одной молекулярной ступенью Геде, зависят от давления всасывания в переходном и вязкостном режиме течения газа.

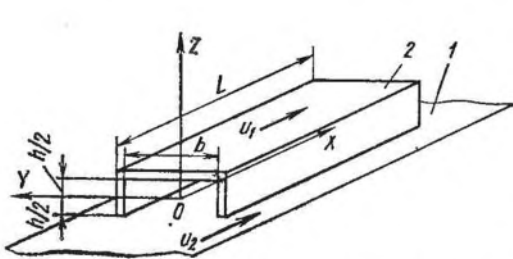


Рис. 149. Принцип действия молекулярного вакуумного насоса

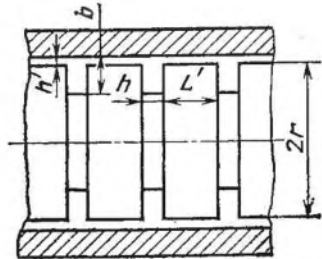


Рис. 150. Расчетная схема молекулярного насоса Геде

скорости газа в направлениях, перпендикулярных оси Ox , очень малы ($v_y = v_z = 0$) и давление p постоянно в направлении Oz , перпендикулярном движущимся поверхностям, а также в направлении Oy , получим

$$\frac{d^2 v_x}{dz^2} = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx},$$

где η — коэффициент динамической вязкости; v_x — скорость газа в направлении оси Ox .

После интегрирования этого уравнения получим зависимость скорости газа по высоте канала между пластинами

$$v_x = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dx} \frac{z^2}{2} + C_1 z + C_2, \quad (6.1)$$

где C_1 и C_2 — постоянные интегрирования.

Расположим систему координат, чтобы плоскость XOy была параллельна движущимся поверхностям и располагалась на равном расстоянии от них, т. е. на расстоянии $z = h/2$.

При установившемся режиме течения газа условие равенства сил на слое газа, прилегающем к поверхности 1, от внешнего трения $R_1 = -\varepsilon f (v'_{x1} - u_1)$ и внутреннего трения (вязкости)

$$R_1 = -\eta f \frac{dv'_x}{dz}$$

$$\varepsilon (v'_{x1} - u_1) + \eta \frac{dv'_{x1}}{dz} = 0.$$

Аналогично для слоя, прилегающего к поверхности 2:

$$\varepsilon (v'_{x2} - u_2) - \eta \frac{dv'_{x2}}{dz} = 0,$$

где ε — коэффициент внешнего трения (сопротивления) газа о поверхность; v'_{x1} , v'_{x2} — скорость газового слоя, прилегающего к поверхностям соответственно 1 и 2; f — площадь поверхности, на которой действуют силы трения.

Определяя v_{x1} и v_{x2} в соответствии с уравнением (4.2) для $z = h/2$ и $z = -h/2$, уравнения равенства сил запишутся в виде

$$\varepsilon \left(\frac{dp}{dx} \frac{h^2}{8\eta} + C_1 \frac{h}{2} + C_1 - u_1 \right) + \eta \left(\frac{dp}{dx} \frac{h}{2\eta} + C_1 \right) = 0;$$

$$\varepsilon \left(\frac{dp}{dx} \frac{h^2}{8\eta} - C_1 \frac{h}{2} + C_2 - u_2 \right) + \eta \left(\frac{dp}{dx} \frac{h}{2\eta} - C_1 \right) = 0.$$

Из совместного решения этих уравнений

$$C_1 = \frac{u_1 - u_2}{2\eta/\varepsilon + h}; \quad C_2 = \frac{u_1 + u_2}{2} - \frac{dp}{dx} \left(\frac{h}{2\varepsilon} + \frac{h^2}{8\eta} \right).$$

Тогда уравнение (6.1) примет вид

$$v_x = \frac{dp}{dx} \left(\frac{z^2}{2\eta} - \frac{h^2}{8\eta} - \frac{h}{2\varepsilon} \right) + (u_1 - u_2) \frac{z}{2\eta/\varepsilon + h} + \frac{u_1 + u_2}{2}.$$

Количество газа, проходящее через поперечное сечение канала шириной b (в направлении OY , $y_1 - y_2 = b$),

$$m \frac{RT}{Mp} = b \int_{-h/2}^{h/2} v_x dz = \frac{u_1 + u_2}{2} hb - \frac{dp}{dx} \frac{bh^2}{2} \left(\frac{h}{6\eta} + \frac{1}{\varepsilon} \right),$$

где m — масса газа, кг; R — универсальная газовая постоянная, $R = 8314 \text{ Дж} \times \text{К}^{-1} \cdot \text{кмоль}^{-1}$; T — абсолютная температура, К; M — молекулярная масса газа, кг/кмоль.

Подставляя в это уравнение зависимость коэффициента внешнего трения от давления

$$\varepsilon = \theta p,$$

где θ — константа внешнего трения, для воздуха при 293 К $\theta = 1,61 \cdot 10^{-4} \text{ с/м}$, и интегрируя по длине канала от x_1 до x_2 , для которых p равно соответственно p_1 и p_2 , определяют выражение, связывающее между собой геометрические, скоростные и откачные параметры канала:

$$x_1 - x_2 = \frac{h^2}{6\eta (u_1 + u_2)} (p_1 - p_2) + \left[\frac{h}{\theta (u_1 + u_2)} + \frac{mRT h}{Mb3\eta (u_1 + u_2)^2} \right] \times \\ \times \ln \frac{p_1 - 2mRT/Mbh (u_1 + u_2)}{p_2 - 2mRT/Mbh (u_1 + u_2)}. \quad (6.2)$$

Из этого уравнения следует, что максимальное количество газа, откачиваемое каналом при равенстве давлений $p_1 = p_2 = p$,

$$m = Mbhp (u_1 + u_2)/2RT \quad (6.3)$$

и максимальная разность давлений при $m = 0$

$$L (u_1 + u_2) = \frac{h^2}{6\eta} (p_1 - p_2) + \frac{h}{\theta} \ln \frac{p_1}{p_2},$$

где L — длина канала, $L = x_1 - x_2$.

Это уравнение учитывает влияние сил вязкости и внешнего трения в зависимости от режима работы, т. е. от p . При больших давлениях второе слагаемое правой части этого уравнения существенно меньше первого слагаемого, т. е. для большого давления (вязкостное течение)

$$(p_1 - p_2)_{\max} = 6\eta L (u_1 + u_2)/h^2$$

или для канала молекулярной ступени при $u_1 = 0$

$$(p_1 - p_2)_{\max} = 6\eta Lu/h^2$$

разность давлений постоянна и не зависит от абсолютного значения p .

При малых давлениях (режим течения газа, близкий к молекулярному) первое слагаемое будет пренебрежимо мало по сравнению со вторым

$$L(u_1 + u_2) = \frac{h}{\theta} \ln \frac{p_1}{p_2}$$

или, так как $u_1 = 0$,

$$\frac{p_1}{p_2} = \tau_{\max} = e^{Lu\theta/h}$$

Учитывая перетекания газа через зазоры из одного канала в другой [уравнение (6.2)] (рис. 150), максимальное отношение давлений находят из уравнения

$$A \left(\tau_{\max} + \frac{1}{\tau_{\max}} - 2 \right) + B (\tau_{\max} - 1) - C \lg \tau_{\max} + \lg^2 \tau_{\max} = 0, \quad (6.4)$$

где $A = (2\pi r h')^3 / L' b (2,303h)^2$; $B = S' \omega h' \theta (2\pi r)^3 / b (2,303h)^2$ [ω — частота вращения ротора; $S' = (2b + h) / (2\pi r)$]; $C = (u_1 + u_2) 2\pi r \theta / 2,303h$ [$u_1 = u_2 = 2\pi (r - b/2) \omega$]; величины h' , L' , b , r и h пояснены на рис. 150.

Таким образом, в зависимости от заданной быстроты откачки S молекулярной ступени выбирают геометрические параметры канала h и b ($b > 5h$) при условии обеспечения $S_{\max} > (5 \dots 10) S$ из уравнения (6.3) и допустимой скорости движения u на внешней поверхности рабочего колеса. Скорость u ротора молекулярной ступени, используемой в комбинированном насосе, определяется размерами и частотой вращения высоковакуумной части пакета, т. е. равна допустимой скорости u_2 на наружном диаметре рабочих колес турбомолекулярного насоса. Длина L канала молекулярной ступени равна длине внешней окружности ротора молекулярной ступени.

По уравнению (6.2) или (6.4) в зависимости от режима течения газа рассчитывают создаваемую разность давлений или отношение давлений.

Число молекулярных ступеней определяют исходя из условия обеспечения сжатия газа от давления, обеспечивающего работу рабочих колес турбомолекулярного насоса в молекулярном режиме течения (около 0,1 Па), до давления около 10^3 Па, где эффек-

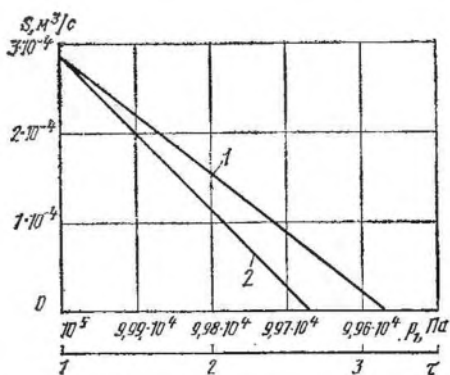


Рис. 151. Откачная характеристика молекулярной ступени $S = f(p)$:
 1 — при давлении нагнетания 10^5 Па; 2 — при давлении нагнетания $0,1$ Па

Порядок расчета представлен в виде табл. 6.1.

тивность ступеней резко снижается. При достижении давления после молекулярных ступеней более 10^3 Па следует использовать вихревые ступени.

6.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Задан канал молекулярной ступени. Диаметр ротора $2r = 9 \cdot 10^{-2}$ м, длина канала $L = 7 \cdot 10^{-2}$ м, ширина $b = 1 \cdot 10^{-2}$ м и высота $h = 1 \cdot 10^{-3}$ м, частота вращения ротора $n = 201,6$ с $^{-1}$. Откачиваемый газ: воздух при температуре 293 К ($\eta = 1,812 \cdot 10^{-6}$ Па·с, $\theta = 1,61 \times 10^{-4}$ Па $^{-1}$).

Требуется определить основные параметры откачной характеристики молекулярной ступени: I — при давлении на выходе из канала $p_1 = 10^5$ Па (вязкостный режим течения); II — при давлении $p_1 = 0,1$ Па (молекулярный режим течения).

Таблица 6.1

Показатель	Способ определения	Результат												
Скорость вращения ротора u , м/с	$u = nr$	57												
Максимальная разность давлений на канале $(p_1 - p_2)_{\max}$, Па	$(p_1 - p_2)_{\max} = 6\eta Lu/h^2$	433,8												
Максимальная быстрота откачки канала S_{\max} , м³/с	$S_{\max} = \frac{mRT}{Mp_2} = \frac{buh}{2}$	$2,85 \cdot 10^{-4}$												
Расчет откачной характеристики $S = f(p_2)$ (рис. 151, кривая 1)	Формула (6.2) Задавая значение в пределах от 0 до S_{\max} , определяем $(p_1 - p_2)$ и p_2	<table border="1"> <tr> <td>S, м³/с</td> <td>p_2, Па</td> </tr> <tr> <td>$2,05 \cdot 10^{-5}$</td> <td>$9,96 \cdot 10^4$</td> </tr> <tr> <td>$8,67 \cdot 10^{-5}$</td> <td>$9,97 \cdot 10^4$</td> </tr> <tr> <td>$1,53 \cdot 10^{-5}$</td> <td>$9,98 \cdot 10^4$</td> </tr> <tr> <td>$2,19 \cdot 10^{-5}$</td> <td>$9,99 \cdot 10^4$</td> </tr> <tr> <td>$2,85 \cdot 10^{-5}$</td> <td>$1 \cdot 10^5$</td> </tr> </table>	S , м³/с	p_2 , Па	$2,05 \cdot 10^{-5}$	$9,96 \cdot 10^4$	$8,67 \cdot 10^{-5}$	$9,97 \cdot 10^4$	$1,53 \cdot 10^{-5}$	$9,98 \cdot 10^4$	$2,19 \cdot 10^{-5}$	$9,99 \cdot 10^4$	$2,85 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^5$
S , м³/с	p_2 , Па													
$2,05 \cdot 10^{-5}$	$9,96 \cdot 10^4$													
$8,67 \cdot 10^{-5}$	$9,97 \cdot 10^4$													
$1,53 \cdot 10^{-5}$	$9,98 \cdot 10^4$													
$2,19 \cdot 10^{-5}$	$9,99 \cdot 10^4$													
$2,85 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^5$													
Максимальная быстрота откачки канала S_{\max} , м³/с	См. выше	$2,85 \cdot 10^{-4}$												
Максимальное отношение давлений τ_{\max}	Формула (6.4)	2,68												
Построение откачной характеристики $S = f(\tau)$ (рис. 151, кривая 2)	Построение прямой по двум точкам: $S = S_{\max}$, $\tau = 1$ и $S = 0$, $\tau = \tau_{\max}$	См. рис. 151, кривая 2												

7.1. КОНСТРУКТИВНЫЕ СХЕМЫ, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ОТКАЧНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Турбомолекулярные вакуумные насосы (ТМН), относящиеся к кинетическим вакуумным насосам (вакуумным турбонасосам), широко используют для откачивания газов в области давлений всасывания вплоть до $10^{-8} \dots 10^{-10}$ Па из различных объектов, используемых в электротехнической, электронной, атомной, авиационной, химической и других отраслях промышленности.

Насосы обладают следующими достоинствами: не «загрязняют» откачиваемый объем парами углеводородов или другими рабочими телами в сравнении с другими высоковакуумными насосами, например диффузионными, с распылением титана; имеют быстроту действия, мало изменяющуюся при откачивании газов и паров с различной молекулярной массой; просты в обслуживании, надежны и в работе; стойки к прорыву атмосферного воздуха.

Турбомолекулярные насосы применяют в установках напыления металлов, масс-спектрометрии, ускорителях элементарных частиц, установках для имитации космических условий и др.

Конструктивная схема двухпоточного насоса, предложенного Беккером, представлена на рис. 152, а. В корпусе 2 с установленными в нем неподвижными статорными дисками 4 вращается ротор 1, представляющий собой вал с расположенными на нем рабочими колесами 3, которые выполнены в виде дисков с выфрезерованными косыми радиальными пазми или в виде лопаточных колес; их лопатки установлены под определенным углом к торцовой поверхности втулки. Когда рабочие колеса выполнены в виде дисков с прорезями, в статорных колесах такой же формы прорези выполняют зеркально по отношению к прорезям роторных колес. Если рабочие колеса имеют лопатки, то и статорные колеса выполняют с лопатками, обычно с тем же углом установки, но зеркально отраженными по отношению к углу установки лопаток рабочего колеса. Для удобства монтажа статорные колеса разрезают по диаметру.

Ротор насоса устанавливают на подшипниках качения. Всасывающий патрубок выполнен в средней части корпуса. Нагнетательные полости, расположенные по торцам корпуса насоса, объединены общим патрубком, к которому подсоединен форвакуумный насос.

Наибольшее распространение получили однопоточные насосы (см. рис. 152, б), отличающиеся, как правило, меньшим сопро-

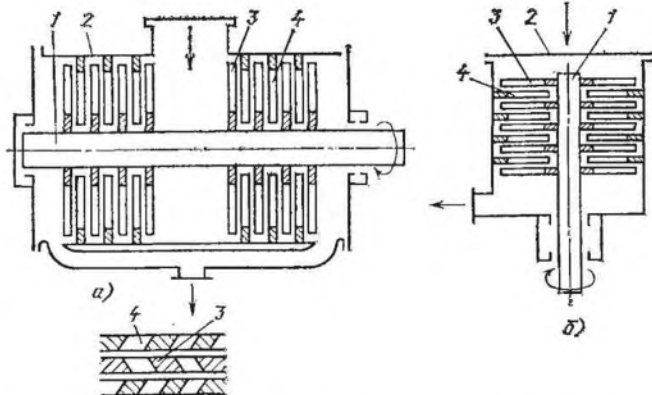


Рис. 152. Конструктивные схемы турбомолекулярного вакуумного насоса

тивлением на всасывании. Насос приводится в движение от электродвигателя, ротор которого обычно расположен на валу насоса. В насосе допускаются сравнительно большие осевые и радиальные зазоры (до 1,0 ... 2,5 мм) в зависимости от размеров рабочих колес.

Масс-спектрометрические измерения парциальных давлений в откачиваемом объеме и экспериментальные данные турбомолекулярных насосов при стендовых испытаниях и в реальных условиях их работы на откачных постах свидетельствуют об их высоких эксплуатационных характеристиках и, в частности, об обеспечении ими безмасляного откачивания. При эксплуатации этого насоса ТМН, особенно при его остановке и последующем пуске, необходимо для обеспечения чистоты вакуума соблюдать некоторые меры предосторожности, заключающиеся в предотвращении проникновения паров углеводородов через остановленный насос в откачиваемый объем. Проникновение паров масла из форвакуумного насоса часто удается предотвратить напуском во всасывающую полость насоса осушенного воздуха. При пуске, через несколько минут после включения, когда вращающийся ротор насоса преграждает возможное проникновение паров углеводородов во всасывающую полость насоса, открывается клапан, установленный на трубопроводе, соединяющем форвакуумный насос с ТМН. После достижения номинальной частоты вращения ротора ТМН всасывающая полость насоса соединяется с откачиваемой полостью.

Впервые процесс перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса с лопатками, установленными под определенным углом к его торцовой поверхности, был рассмотрен Крюгером и Шапиро [20]. После столкновения с лопаткой колеса в точке А (рис. 153) молекулы газа рассеиваются в соответствии с диффузным законом. По принятой Крюгером и Шапиро теорети-

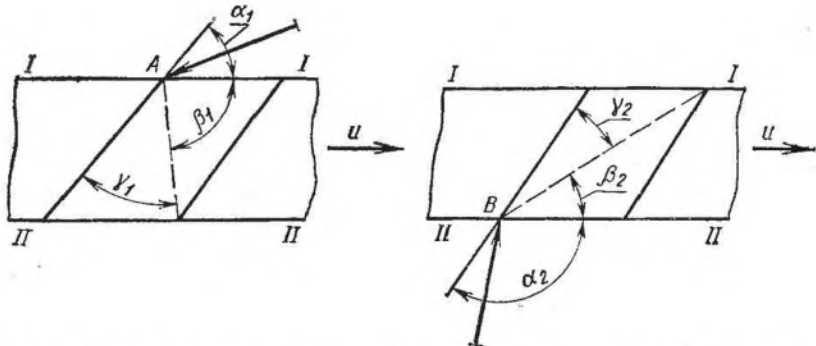


Рис. 153. Модель перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса

ческой модели, молекулы, попавшие в плоскость угла α_1 , возвращаются на сторону $I-I$; попавшие в плоскость угла γ_1 , переходят на сторону $II-II$, а попавшие в плоскость угла β_1 , или остаются на стороне $I-I$, или переходят на сторону $II-II$. После соударения молекул с лопаткой колеса в точке B (со стороны $II-II$) происходит их рассеяние по углам $\alpha_2, \gamma_2, \beta_2$. Сопоставление соответствующих углов $\alpha_1, \gamma_1, \beta_1$ и $\alpha_2, \gamma_2, \beta_2$, характеризующих возможность перехода молекул на противоположные стороны, показывает, что вероятность перехода молекул газа из области $I-I$ в область $II-II$ больше вероятности перехода молекул из области $II-II$ в область $I-I$.

Аналогичные рассуждения могут быть проведены и для пояснения процесса перехода молекул газа, находящихся в хаотическом тепловом движении, через выфрезерованные косые радиальные пазы дискового рабочего колеса.

Откачная характеристика насоса — зависимость быстроты действия от давления всасывания — определяется, прежде всего, откачными характеристиками рабочих колес, определяемыми двумя основными параметрами: максимальной быстротой откачки при отношении давлений, равном единице, и максимальным отношением давлений при скорости откачки, равной нулю.

Теоретические выражения максимальной быстроты откачки рабочего колеса и создаваемого им максимального отношения давлений в зависимости от геометрических параметров межлопаточных каналов или пазов определяют, исходя из теоретических моделей перехода молекул газа через колесо с учетом законов взаимодействия их со стенками межлопаточных каналов.

Переход молекул газа через вращающееся рабочее колесо насоса обусловлен различием сопротивлений межлопаточных каналов, образованных двумя соседними лопатками или стенками выфрезерованного паза, потокам молекул газа с противоположных сторон. Количество газа, проходящего на противоположную сторону колеса, определяется числом молекул, попав-

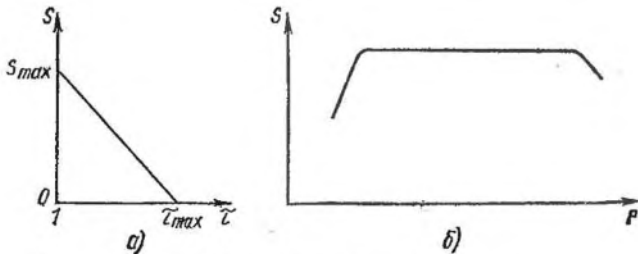


Рис. 154. Откачные характеристики:
а — рабочего колеса; б — насоса

ших во входные сечения межлопаточных каналов или пазов, и вероятностью перехода молекул, которая выражается частью общего числа молекул газа, попавших в торцовое сечение межлопаточных каналов и перешедших на его противоположную сторону. Она зависит от геометрических параметров канала, соотношения окружной скорости колеса и скорости теплового движения молекул, а также закона взаимодействия молекул со стенками межлопаточных каналов.

В установившемся режиме при равенстве температур газа и неизменности функций распределения молекул по их тепловым скоростям на сторонах пониженного $I-I$ и повышенного $II-II$ давлений число молекул, переходящих через вращающееся рабочее колесо, выражается уравнением

$$N_I \frac{v_a}{4} K = N_{II} \frac{v_a}{4} K_I - N_{II} \frac{v_a}{4} K_{II}, \quad (7.1)$$

где N_I , N_{II} — концентрации молекул газа на стороне соответственно пониженного и повышенного давления; v_a — среднеарифметическая скорость теплового движения молекул; K — результирующая вероятность перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса; K_I , K_{II} — вероятность перехода молекул со стороны соответственно пониженного и повышенного давления.

Значения K , K_I и K_{II} для данного радиального сечения межлопаточных каналов или пазов являются постоянными и не зависят от концентрации молекул или давления.

Из этого уравнения следует, что результирующая вероятность перехода молекул через рабочее колесо, пропорциональна быстрой откачки:

$$K = K_I - K_{II}\tau,$$

где $\tau = N_I/N_{II}$ — отношение концентраций (давлений).

Анализ этого уравнения показывает, что зависимость текущего значения K , а следовательно, и быстроты S откачки рабочего колеса от отношения давлений линейная.

Максимальное значение K , пропорциональное максимальной быстрой откачки S_{\max} ($\text{м}^3/\text{с}$), соответствует отношению давлений на рабочем колесе $\tau = 1,0$, причем

$$K_{\max} = K_I - K_{II}; \quad S_{\max} = 36,4 K_{\max} \sqrt{T/M}, \quad (7.2)$$

где F — суммарная площадь входа в межлопаточные каналы рабочего колеса, м^2 ; T — температура газа, К ; M — молекулярная масса.

Максимальное отношение давлений при $S = 0$

$$\tau_{\max} = K_I / K_{II}.$$

Таким образом, для определения откачной характеристики рабочего колеса ТМН (рис. 154, а) необходимо определить два основных параметра — S_{\max} (K_{\max}) и τ_{\max} .

Геометрическая структура межлопаточного канала (рис. 155) характеризуется углом α установки лопатки или наклона паза и отношением ширины a канала к его длине b .

На рис. 154, б приведена откачная характеристика турбомолекулярного вакуумного насоса, т. е. зависимость быстроты действия насоса S от давления p всасывания. Если не принимать во внимание влияние внутреннего газовыделения, то в широком диапазоне изменения давления всасывания быстрота откачки практически остается постоянной. Лишь все увеличивающееся влияние внутреннего газовыделения при уменьшении давления всасывания приводит к резкому снижению быстроты действия. При наступлении в проточной части насоса или во всем пакете рабочих колес переходного или вязкостного режимов течения, что имеет место при увеличении давления всасывания, также наступает резкое уменьшение быстроты действия.

7.2. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОЧЕГО КОЛЕСА И ЕЕ ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Теоретическая откачная характеристика рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса определяется, как сказано, максимальной быстротой откачки S_{\max} при отношении давлений, равном единице, и максимальным отношением τ_{\max} давлений при быстроте откачки, равной нулю. Характеристика колеса зависит от отношения окружной скорости и скорости теплового движения молекул, геометрии межлопаточного канала (угла α установки лопатки или наклона паза, отношения ширины межлопаточного канала к его длине), а также от закона взаимодействия молекул газа со стенками межлопаточного канала.

Построение теоретической модели перехода молекул газа через межлопаточные каналы или пазы рабочего колеса должно быть таким, чтобы при ряде допущений, существенно не искажающих сущности происходящих при откачивании газа явлений, оказалось возможным получение зависимостей для максимальной результирующей вероятности и максимального отношения давлений в форме, удобной для их теоретического анализа с целью определения оптимальной геометрии межлопаточного канала на заданные условия работы [14].

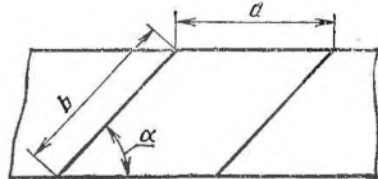


Рис. 155. Геометрическая структура межлопаточного канала

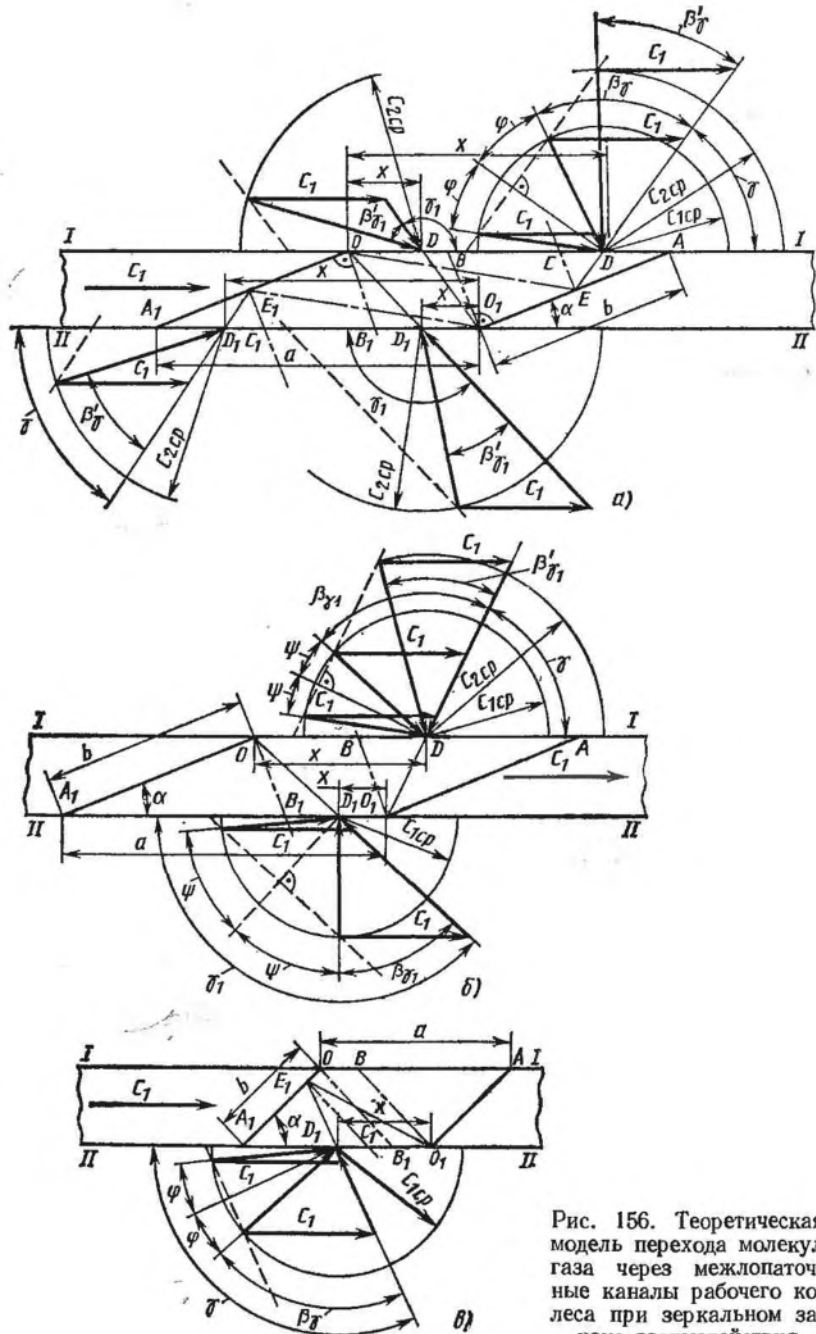


Рис. 156. Теоретическая модель перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса при зеркальном законе взаимодействия

Величины потоков молекул газа, проходящего через рабочее колесо, во многом зависят от закона взаимодействия молекул со стенками межлопаточного канала или паза. Взаимодействие разреженных газов с твердой поверхностью часто удовлетворительно описывается диффузным законом. В некоторых случаях, например при больших углах падения, закон отражения от шероховатой поверхности близок к зеркальному, причем тем больше, чем больше скорость молекул.

Для описания взаимодействия молекул с поверхностью часто используют модель, предложенную Максвеллом, которую строят в предположении, что часть молекул σ отражается от поверхности диффузно, а остальные $(1 - \sigma)$ — зеркально.

При построении теоретических моделей принимают, как правило, следующие допущения: режим течения газа в рабочей полости молекулярный; распределение молекул по скоростям соответствует закону Максвелла; движение молекул в канале рабочего колеса (т. е. в плоскостях, перпендикулярных торцовым поверхностям колес) двумерное; температура газа и внутренних поверхностей насоса не меняется в процессе откачивания; взаимодействие молекул газа со стенками межлопаточного канала или паза при переходе на противоположные стороны рабочего колеса описывается диффузным или зеркальным законами, или тем и другим одновременно.

Основные параметры откачной характеристики насоса при зеркальном законе взаимодействия молекул газа со стенками межлопаточного канала можно получить, рассмотрев теоретические модели, представленные на рис. 156.

Пусть молекула, относительная тепловая скорость которой $c = v/v_H$ меньше относительной скорости движения межлопаточного канала $c_1 = u/v_H$, попала в окрестность dx точки $D \in (ax_1)$ (рис. 156, а). Молекула перейдет через межлопаточный канал, геометрические размеры которого удовлетворяют соотношению $a \geq b \cos \alpha$, если вектор ее средней относительной скорости будет принадлежать области, ограниченной углом $(\pi - 2\varphi)$. В этом случае

$$c_{1cp} = \frac{\int_0^{c_1} cf(c) dc}{\int_0^{c_1} f(c) dc}.$$

Угол, при нахождении в плоскости которого вектора c_{1cp} молекула после столкновения со стенкой канала O_1A отражается от нее на сторону $I-I$,

$$\varphi = \pi/2 - \beta_\gamma,$$

$$\text{где } \beta_\gamma = \arcsin \left(\frac{c_1}{c_{1cp}} \sin \gamma \right);$$

$$\gamma = \arcsin \frac{x - 2a \sin^2 \alpha}{\sqrt{(2a \sin \alpha \cos \alpha)^2 + (x - 2a \sin^2 \alpha)^2}}.$$

Вероятность того, что молекула, средняя относительная скорость которой $c_{1\text{ср}}$, попав на участок ax_1 , перейдет со стороны $I-I$ на сторону $II-II$,

$$K_{II} = p(0 \leq c \leq c_1) \frac{1}{\pi a} \left(\int_{x_1}^a \pi dx - \int_{x_1}^a 2 \varphi dx \right),$$

где $p(0 \leq c \leq c_1) = \int_0^{c_1} f(c) dc$; x_1 — значение x , при котором угол φ равен нулю

или изменяется в зависимости от соотношения скоростей (c_1 и $c_{1\text{ср}}$) и геометрических параметров канала (a, b, α):

$$x_1 = \begin{cases} a & \text{при } \alpha \geq \frac{\pi}{4}; \\ a & \text{при } \alpha < \frac{\pi}{4}, A_1 \geq a; \\ A_1 & \text{при } \alpha < \frac{\pi}{4}, a > A_1 > B_1; \\ B_1 & \text{при } \alpha < \frac{\pi}{4}, A_1 \leq B_1 \end{cases}$$

(A_1 — значение x , при котором $c_{1\text{ср}} = c_1 \sin \gamma$, т. е. при всех $x \leq A_1$ угол $\varphi = 0$; $A_1 = 2a \sin \alpha [\sin \alpha + \cos \alpha \sqrt{(c_1/c_{1\text{ср}})^2 - 1}]$; B_1 — значение x , при котором $OB = OC$, т. е. изменяется функциональная зависимость $\varphi = f(a, b, \alpha, c_1, c_{1\text{ср}})$, $B_1 = 2a(a \cos \alpha - b)/(2a \cos \alpha - b)$).

Если $A_1 \leq B_1$ и $x < B_1$, то молекула, попавшая в окрестность dx точки $D \in (x_1 x_2)$, со средней относительной скоростью $c_{1\text{ср}}$ перейдет со стороны $I-I$ на сторону $II-II$, если вектор ее скорости будет лежать в плоскости угла $(\pi - 2\psi)$, где ψ — значение угла φ при $x \leq B_1$ (рис. 156, б):

$$\psi = \frac{\pi}{2} - \beta_{\gamma 1}; \quad \beta_{\gamma 1} = \arcsin \left(\frac{c_1}{c_{1\text{ср}}} \sin \gamma_1 \right);$$

$$\gamma_1 = \arcsin \frac{x + b \cos \alpha - a}{\sqrt{(a-x)^2 - 2b(a-x) \cos \alpha + b^2}}.$$

Вероятность того, что молекула, средняя относительная скорость которой равна $c_{1\text{ср}}$, попавшая на участок $x_1 x_2$, перейдет со стороны $I-I$ на сторону $II-II$,

$$K_{II} = p(0 \leq c \leq c_1) \frac{1}{\pi a} \left(\int_{x_2}^{x_1} \pi dx - \int_{x_2}^{x_1} 2\psi dx \right),$$

где x_2 — значение x , начиная с которого $\psi \neq 0$:

$$x_2 = \begin{cases} A_2 & \text{при } A_1 < B_1, A_2 \leq B_1, \alpha \leq \frac{\pi}{4}; \\ B_1 & \text{при } A_1 < B_1, A_2 > B_1, \alpha \leq \frac{\pi}{4}; \\ x_1 & \text{при } \alpha < \frac{\pi}{4} \end{cases}$$

(A_2 — значение x , при котором $c_1 \text{ ср} = c_1 \sin \gamma_1$, т. е. при всех $x \leq A_2$ угол $\psi = 0$, $A_2 = a - b \cos \alpha + b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1}$).

Молекула со скоростью $c_1 \text{ ср}$, попавшая на участок $x_2 O$ входа в межлопаточный канал OA , перейдет со стороны $I-I$ на сторону $II-II$, если вектор ее скорости будет лежать в плоскости развернутого угла π ; вероятность перехода этой молекулы

$$K_{I3} = p(0 \leq c \leq c_1) \frac{x_2}{a}.$$

Если тепловая скорость молекулы $v > u$ ($c > c_1$), то молекула, попавшая в окрестность dx точки $D \in (ax_3)$ (см. рис. 156, а), перейдет со стороны $I-I$ на сторону $II-II$, если вектор ее относительной скорости $c_2 \text{ ср}$ будет принадлежать плоскости угла $(\gamma + \beta'_\gamma)$;

$$c_{2 \text{ ср}} = \frac{\int_{c_1}^{\infty} cf(c) dc}{\int_{c_1}^{\infty} f(c) dc}; \quad \beta'_\gamma = \arcsin \left(\frac{c_1}{c_{2 \text{ ср}}} \sin \gamma \right).$$

Вероятность перехода молекулы со средней относительной скоростью $c_2 \text{ ср}$, попавшей на участок ax_3 ,

$$K_{I4} = p(c_1 < c < \infty) \frac{1}{\pi a} \int_{x_3}^a (\gamma + \beta'_\gamma) dx,$$

где $x_3 = B_1$ — значение x , при котором углы γ и β'_γ меняют значения, т. е. $OB = OC$.

Вероятность перехода молекулы со средней относительной скоростью $c_2 \text{ ср}$, попавшей на участок $x_3 O$ входа в межлопаточный канал OA (рис. 156, б),

$$K_{I5} = p(c_1 < c < \infty) \frac{1}{\pi a} \int_0^{x_3} (\gamma_1 + \beta'_{\gamma_1}) dx,$$

где $\beta'_{\gamma_1} = \arcsin \left(\frac{c_1}{c_{2 \text{ ср}}} \sin \gamma_1 \right)$.

Таким образом, вероятность перехода молекул газа со стороны всасывания $I-I$ на сторону нагнетания $II-II$

$$\begin{aligned} K_{I \text{ зер}} &= K_{I1} + K_{I2} + K_{I3} + K_{I4} + K_{I5} = \\ &= p(0 \leq c \leq c_1) \frac{1}{\pi a} \left[\int_0^a \pi dx - \int_{x_1}^a 2\varphi dx - \int_{x_2}^{x_1} 2\psi dx \right] + \\ &+ p(c_1 < c < \infty) \frac{1}{\pi a} \left[\int_{x_2}^a (\gamma + \beta'_\gamma) dx + \int_0^{x_3} (\gamma_1 + \beta'_{\gamma_1}) dx \right]. \end{aligned}$$

Аналогично определяется вероятность $K_{II \text{ зер}}$ перехода молекул со стороны нагнетания $II-II$ на сторону всасывания $I-I$.

Пусть молекула, обладающая средней относительной скоростью $c_{1 \text{ ср}}$, попала в окрестность dx точки $D_1 \in (x_4 x_5)$ входа в межлопаточный канал $O_1 A_1$ со стороны $II-II$ (рис. 156, *в*). Молекула перейдет на сторону $I-I$ тогда, когда вектор ее скорости будет лежать в плоскости угла 2φ .

Вероятность того, что молекула, попавшая на участок $x_4 x_5$ со средней относительной скоростью $c_{1 \text{ ср}}$, перейдет со стороны $II-II$ на сторону $I-I$,

$$K_{II1} = p (0 \leq c \leq c_1) \frac{2}{\pi a} \int_{x_4}^{x_5} \varphi dx,$$

где x_4 — значение x , при котором для всех $x \geq x_4$ угол $\varphi = 0$:

$$x_4 = \begin{cases} a & \text{при } A_4 \geq a; \\ A_4 & \text{при } a > A_4 > B_1; \\ x_5 & \text{при } A_4 \leq B_1 \end{cases}$$

(A_4 — значение x , при котором $c_{1 \text{ ср}} = c_1 \sin \gamma$, т. е. при всех $x \geq A_4$ угол $\varphi = 0$, $A_4 = 2a \sin \alpha [\sin \alpha - \cos \alpha \sqrt{(c_1/c_{1 \text{ ср}})^2 - 1}]$; x_5 — значение x , при котором угол φ меняет свою функциональную зависимость от соотношения скоростей и геометрических параметров межлопаточного канала:

$$x_5 = \begin{cases} B_1 & \text{при } A_4 \geq B_1; \\ A_5 & \text{при } A_4 < B_1; \\ 0 & \text{при } A_4 \leq 0 \end{cases}$$

(A_5 — значение x , при котором угол $\psi = 0$, т. е. $c_{1 \text{ ср}} = c_1 \sin \gamma_1$, $A_5 = a - b \cos \alpha - b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_{1 \text{ ср}})^2 - 1}$ (см. рис. 156, *б*)).

Если молекула попадет на участок $x_5 O_1$ входа в межлопаточный канал $O_1 A_1$ со средней скоростью $c_{1 \text{ ср}}$, то вероятность ее перехода на сторону $I-I$ (см. рис. 156, *б*)

$$K_{II2} = p (0 \leq c \leq c_1) \frac{2}{\pi a} \int_0^{x_5} \psi dx.$$

Молекулы с относительной скоростью $c > c_1$, попавшие в окрестность dx точки $D_1 \in (ax_3)$ (см. рис. 156, *а*) входа в межлопаточный канал $O_1 A_1$, перейдут со стороны $II-II$ на сторону $I-I$, если векторы их скоростей $c_2 \text{ ср}$ будут принадлежать области, ограниченной углом $\gamma - \beta'_\gamma$, а молекулы, попавшие на участок $x_3 O$, перейдут на сторону $I-I$, если векторы их скоростей будут лежать в плоскости угла $\gamma_1 - \beta'_{\gamma_1}$.

В этом случае вероятность перехода со стороны $II-II$ на сторону $I-I$

$$K_{II3} = p (c_1 < c < \infty) \frac{1}{\pi a} \left[\int_{x_3}^a (\gamma - \beta'_\gamma) dx + \int_0^{x_3} (\gamma_1 - \beta'_{\gamma_1}) dx \right].$$

Таким образом, вероятность перехода молекул газа через межлопаточный канал со стороны II—II на сторону I—I

$$K_{II \text{ зер}} = K_{II1} + K_{II2} + K_{II3} = p(0 \leq c \leq c_1) \frac{2}{\pi a} \times \\ \times \left(\int_{x_1}^{x_4} \varphi dx + \int_0^{x_5} \psi dx \right) + p(c_1 < c < \infty) \frac{1}{\pi a} \times \\ \times \left[\int_{x_3}^a (\gamma - \beta'_\gamma) dx + \int_0^{x_2} (\gamma_1 - \beta'_{\gamma_1}) dx \right].$$

Если геометрия межлопаточного канала удовлетворяет соотношению $a < b/\cos \alpha$, то зависимость углов φ , γ и β'_γ от соотношения скоростей и геометрических параметров межлопаточного канала не изменяется. Однако в этом случае $x_2 = x_1$, $B_1 = 0$, $x_3 = x_5 = 0$. Следовательно, для межлопаточных каналов, параметры которых удовлетворяют соотношению $a < b/\cos \alpha$, вероятности $K_{I \text{ зер}}$ и $K_{II \text{ зер}}$ соответственно равны:

$$K_{I \text{ зер}} = p(0 \leq c \leq c_1) \frac{1}{\pi a} \left(\pi \alpha - 2 \int_{x_1}^a \varphi dx \right) + \\ + p(c_1 < c < \infty) \frac{1}{\pi a} \int_0^a (\gamma + \beta'_\gamma) dx; \\ K_{II \text{ зер}} = p(0 \leq c \leq c_1) \frac{2}{\pi a} \int_0^{x_4} \varphi dx + \\ + p(c_1 < c < \infty) \frac{1}{\pi a} \int_0^a (\gamma - \beta'_\gamma) dx.$$

Результирующая вероятность перехода молекул газа через рабочее колесо при зеркальном законе взаимодействия их со стенками межлопаточного канала или паза

$$K_{\text{max зер}} = K_{I \text{ зер}} - K_{II \text{ зер}},$$

а максимальное отношение давлений

$$\tau_{\text{max зер}} = K_{I \text{ зер}}/K_{II \text{ зер}}.$$

Рассмотрим возможность перехода молекул на противоположные стороны вращающегося рабочего колеса насоса при $\tau = 1$ с учетом диффузного закона взаимодействия молекул газа со стенками межлопаточного канала. При этом за направление отражения молекул газа будем принимать преимущественное, совпадающее с нормалью к поверхности стенок межлопаточного канала рабочего колеса. При такой модели отражения молекул от поверхности сохраняются средние характеристики отражения и зна-

чительно облегчаются аэродинамические расчеты в разреженном газе. Близость суммарных результатов для лучевого и диффузного отражений оправдывает метод усреднения функций отражений молекул газа от поверхности [3].

Определим вероятность перехода молекул со стороны $I—I$ на сторону $II—II$ при следующей геометрии межлопаточного канала или паза (рис. 157, а): $b/\cos \alpha \geq a \geq b \cos \alpha$.

Пусть молекула попала в окрестность точки $C \in Ax_0$. Как следует из рис. 157, а, молекулы, обладающие тепловой скоростью

$$c_{1cp} = \frac{\int_0^{c_1} cf(c) dc}{\int_0^{c_1} f(c) dc},$$

перейдут со стороны $I—I$ на сторону $II—II$, если вектор их средней скорости будет лежать в плоскости угла $2\varphi-2\psi$. В этом случае вероятность перехода молекул со стороны $I—I$ на сторону $II—II$

$$K_{II} = p(0 \leq c \leq c_1) \frac{2}{\pi a} \int_{x_0}^{x_1} (\varphi - \psi) dx,$$

где $x_1 = a$; $x_0 = a - b \cos \alpha + b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_{1cp})^2 - 1}$ при $b \cos \alpha \geq b \sin \alpha \times \sqrt{(c_1/c_{1cp})^2 - 1}$ — значение x , при котором $c_{1cp} = c_1 \sin \gamma$, т. е. угол $\psi = 0$.

При $b \cos \alpha < b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_{1cp})^2 - 1}$ $x_0 = x_1$, так как $\psi = 0$ во всей области изменения x от 0 до a ;

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - \beta_i; \quad \psi = \frac{\pi}{2} - \beta_\gamma;$$

$$\beta_i = \arcsin \left(\frac{c_1}{c_{1cp}} \sin i \right); \quad \beta_\gamma = \arcsin \left(\frac{c_1}{c_{1cp}} \sin \gamma \right);$$

$$i = \arcsin \frac{(b - a \cos \alpha) \sin \alpha}{\sqrt{x^2 + 2x(b - a \cos \alpha) \cos \alpha + (b - a \cos \alpha)^2}};$$

$$\gamma = \arcsin \frac{b \sin \alpha}{\sqrt{(a-x)^2 - 2b(a-x) \cos \alpha + b^2}}.$$

Если молекула попала в окрестность dx точки $C \in (x_0, x_1)$ со скоростью c_{1cp} , то молекула перейдет со стороны $I—I$ на сторону $II—II$ при условии, что вектор ее средней скорости будет лежать в плоскости угла 2φ .

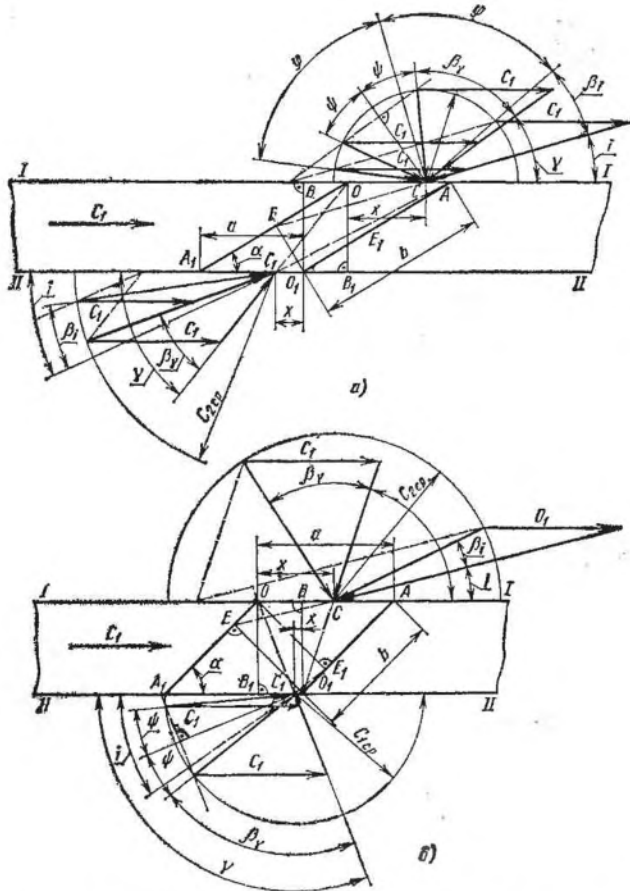


Рис. 157. Теоретическая модель перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса с учетом диффузного закона взаимодействия

В этом случае вероятность перехода молекул со стороны I—I на сторону II—II

$$K_{I2} = p (0 \leq c \leq c_1) \frac{2}{\pi a} \int_{x_4}^{x_0} \varphi dx,$$

где x_4 — значение x , при котором $c_{1cp} = c_1 \sin i$,

$$x_4 = \begin{cases} A & \text{при } 0 \leq A \leq x_0; \\ 0 & \text{при } A \leq 0; \\ x_0 & \text{при } A \geq x_0 \end{cases}$$

$$\left[A = (b - a \sin \alpha) \left(\sin \alpha \sqrt{\left(\frac{c_1}{c_{1cp}} \right)^2 - 1} - \cos \alpha \right) \right].$$

Если молекула попадает в окрестность точки $C \in OA$ со скоростью $c > c_1$ (рис. 157, б), среднее значение отношения которой к наиболее вероятной скорости

$$c_{2 \text{ ср}} = \frac{\int_{c_1}^{\infty} cf(c) dc}{\int_{c_1}^{\infty} f(c) dc},$$

то она пройдет со стороны $I-I$ на сторону $II-II$ при условии, что вектор ее средней скорости будет лежать в плоскости угла $(\gamma + \beta_\gamma - i - \beta_i)$.

Вероятность перехода молекул со стороны $I-I$ на сторону $II-II$

$$K_{I3} = p(c_1 \leq c < \infty) \frac{1}{\pi a} \int_{x_2}^{x_1} (\gamma + \beta_\gamma - i - \beta_i) dx,$$

где $p(c_1 \leq c < \infty) = \int_{c_1}^{\infty} f(c) dc$; $x_1 = a$; $x_2 = a - b \cos \alpha$; $x_3 = 0$; $\beta_i =$
 $= \arcsin\left(\frac{c_1}{c_{2 \text{ ср}}} \sin i\right)$; $\beta_\gamma = \arcsin\left(\frac{c_1}{c_{2 \text{ ср}}} \sin \gamma\right)$.

Угол γ в зависимости от геометрических параметров межлопаточного канала может быть больше 90° . В этом случае вероятность перехода молекул

$$K_{I3} = p(c_1 \leq c < \infty) \frac{1}{\pi a} \left[\int_{x_2}^{x_1} (\beta_\gamma - i - \beta_i) dx + \int_{x_2}^{x_1} \gamma dx + \int_{x_2}^{x_2} (\pi - \gamma) dx \right].$$

Рассмотрим вероятность перехода молекул со стороны $II-II$ на сторону $I-I$. Молекулы, обладающие скоростью $c_{1 \text{ ср}}$, не перейдут со стороны $II-II$ на сторону $I-I$, если $C_1 \in (A_1O_1)$ (см. рис. 157, а). Тогда вероятность перехода молекул со стороны $II-II$ на сторону $I-I$

$$K_{II} = p(c_1 \leq c < \infty) \frac{1}{\pi a} \int_{x_2}^{x_1} (\gamma - \beta_\gamma - i + \beta_i) dx,$$

где $x_1 = a$; $x_2 = 0$,

или

$$K_{II} = p(c_1 \leq c < \infty) \frac{1}{\pi a} \left[\int_{x_2}^{x_1} (\beta_i - i - \beta_\gamma) dx + \int_{x_2}^{x_1} \gamma dx + \int_{x_2}^{x_2} (\pi - \gamma) dx \right].$$

Если молекула, обладающая скоростью $0 \leq c < c_1$, среднее значение отношения к v_H которой c_1 ср попадает в окрестность точки $C_1 \in (B_1 x_0)$, то молекула не перейдет со стороны II—II на сторону I—I.

Молекула, попавшая в окрестность точки $C_1 \in (x_0 O_1)$, перейдет со стороны II—II на сторону I—I, если вектор ее средней тепловой скорости будет лежать в плоскости угла 2ψ (см. рис. 157, б).

В этом случае вероятность перехода молекул со стороны II—II на сторону I—I

$$K_{II2} = p (0 \leq c \leq c_1) \frac{2}{\pi a} \int_{x_3}^{x_0} \psi dx,$$

где x_0 — значение x , при котором $c_1 \text{ ср} = c_1 \sin \psi$;

$$x_0 = a - b \cos \alpha - b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1}$$

при $b \cos \alpha + b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1} \leq a$;

$$x_0 = x_3 \text{ при } b \cos \alpha + b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1} > a.$$

Таким образом, значения общих вероятностей перехода молекул со стороны I—I на сторону II—II и обратно соответственно равны:

$$K_{IN} = K_{II} + K_{I2} + K_{I3} \text{ и } K_{II N} = K_{II1} + K_{II2}.$$

Рассмотрим геометрию межлопаточного канала или паза, когда $a \leq b \cos \alpha$. В этом случае

$$K_{II2} = 0.$$

При этом

$$x_1 = a; \quad x_2 = x_3 = 0; \quad x_0 = a - b \cos \alpha +$$

$$+ b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1} \text{ при } b \cos \alpha \geq b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1};$$

$$x_0 = x_1 \text{ при } b \cos \alpha < b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1}.$$

Тогда

$$K_{IN} = K_{II} + K_{I2} + K_{I3} \text{ и } K_{II N} = K_{II1}.$$

Если геометрия межлопаточного канала или паза удовлетворяет соотношению $b/\cos \alpha \leq a$, то $i = \beta_i = 0$. Тогда

$$K_{II1} = p (0 \leq c \leq c_1) \frac{2}{\pi a} \int_{x_0}^{x_1} \left(\frac{\pi}{2} - \psi \right) dx,$$

где $x_1 = a$; $x_0 = a - b \cos \alpha + b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1}$

при $b \cos \alpha \geq b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1}$; $x_0 = x_1$

при $b \cos \alpha \leq b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1}$;

$$K_{I2} = p (0 < c \leq c_1) \frac{x_0 - x_3}{a};$$

$$K_{I3} = p (c_1 \leq c < \infty) \frac{1}{\pi a} \int_{x_3}^{x_1} (\gamma + \beta_\gamma) dx.$$

При $\gamma > 90^\circ$

$$K_{I2} = p (c_1 \leq c < \infty) \frac{1}{\pi a} \left[\int_{x_2}^{x_1} \beta_\gamma dx + \int_{x_2}^{x_1} \gamma dx + \int_{x_2}^{x_2} (\pi - \gamma) dx \right];$$

$$K_{II1} = p (0 \leq c < \infty) \frac{1}{\pi a} \int_{x_2}^{x_1} (\gamma - \beta_\gamma) dx.$$

При $\gamma > 90^\circ$

$$K_{III} = p (c_1 \leq c < \infty) \frac{1}{\pi a} \left[\int_{x_2}^{x_1} \gamma dx + \int_{x_2}^{x_2} (\pi - \gamma) dx - \int_{x_2}^{x_2} \beta_\gamma dx \right];$$

$$K_{II2} = p (0 \leq c \leq c_1) \frac{2}{\pi a} \int_{x_2}^{x_0} \psi dx,$$

где $x_2 = a - b \cos \alpha$; $x_3 = 0$;

$$x_0 = a - b \cos \alpha - b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1}$$

при $a \geq b \cos \alpha + b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1}$;

$$x_0 = x_3 \text{ при } a < b \cos \alpha + b \sin \alpha \sqrt{(c_1/c_1 \text{ ср})^2 - 1}.$$

Результирующая вероятность перехода молекул газа через межлопаточный канал или паз рабочего колеса с учетом диффузного закона взаимодействия их с поверхностью

$$K_{\max N} = K_{IN} - K_{IIN},$$

а максимальное отношение давлений

$$\tau_{\max N} = K_{IN}/K_{IIN}.$$

Как показали теоретические исследования, переход молекул газа через межлопаточный канал с учетом диффузного или зеркального законов взаимодействия при двухмерном и трехмерном движениях зависит от площадей сечений межлопаточного канала на начальном и конечном радиусах. Из-за сравнительной их малости по отношению к площади боковых стенок или торцевой площади межлопаточного канала влияние площадей этих сечений на процесс перехода молекул газа пренебрежимо мало. Вследствие этого при определении основных параметров откачной характеристики рабочего колеса насоса процесс перехода молекул газа через межлопаточный канал правомерно рассматривать, принимая движение молекул двухмерным. При этом не изменяется сущность явления перехода молекул газа через межлопаточный канал и практически отсутствуют количественные различия, однако решение уравнений для определения основных параметров откачной характеристики значительно упрощается.

Таким образом, процесс перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса может быть выражен теоретической моделью, в соответствии с которой их взаимодействие

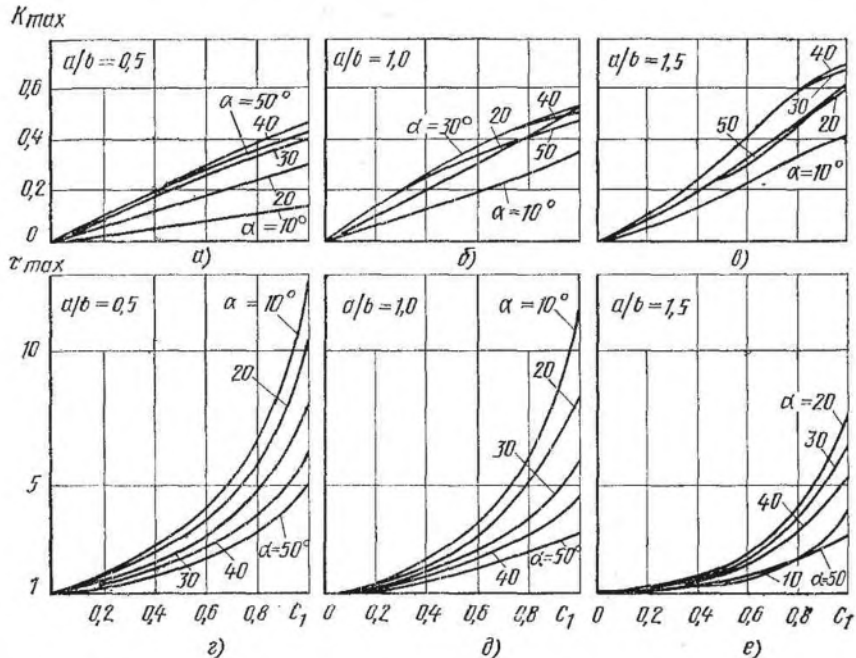


Рис. 158. Теоретические характеристики рабочего колеса насоса, определенные с учетом зеркального и диффузного законов взаимодействия молекул газа со стенками межлопаточного канала:

$$a-e - K_{\max} = f(u/v_H); \quad g-e - \tau_{\max} = f(u/v_H)$$

со стенками канала или паза рассматривают одновременно с учетом диффузного и зеркального законов.

В этом случае результирующая вероятность перехода молекул газа через межлопаточные каналы или пазы с одной стороны рабочего колеса на другую

$$K_{\max} = \sigma_N K_{\max N} + (1 - \sigma_N) K_{\max \text{ зер}},$$

где σ_N — коэффициент, учитывающий долю молекул, переходящих через рабочее колесо насоса и отражаемых при взаимодействии с поверхностью стенок межлопаточного канала или паза по нормали; $1 - \sigma_N$ — число молекул, переходящих через рабочее колесо и взаимодействующих с поверхностью стенок межлопаточного канала или паза по зеркальному закону.

Тогда

$$K_{\max} = K_I - K_{II}, \quad (7.3)$$

а максимальное отношение давлений в рабочем колесе

$$\tau_{\max} = K_I / K_{II}. \quad (7.4)$$

Здесь

$$K_I = \sigma_{IN} K_{IN} + (1 - \sigma_{IN}) K_{I \text{ зер}};$$

$$K_{II} = \sigma_{IIN} K_{IIN} + (1 - \sigma_{IIN}) K_{II \text{ зер}},$$

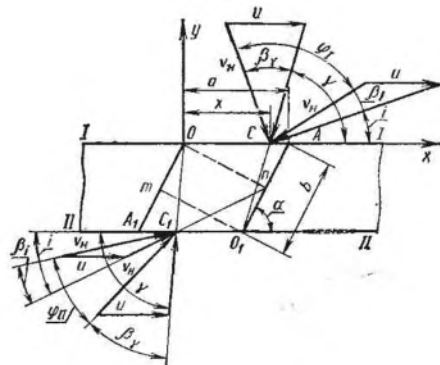


Рис. 159. Теоретическая модель перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса при постоянстве их скорости и отражении от поверхности каналов по нормали

определенные по уравнению (7.4) для тех же значений α и a/b . В упрощенной теоретической модели (рис. 159), поясняющей процесс перехода молекул на противоположные стороны рабочего колеса, взаимодействие молекул газа со стенками межлопаточного канала рассматривают с учетом диффузного закона, при этом за направление отражения молекул принимают преимущественное, совпадающее с нормалью к поверхности стенок канала. Кроме того, скорости всех молекул газа принимают одинаковыми и равными наиболее вероятной скорости v_n теплового движения молекул.

В этом случае результирующая вероятность перехода молекул через рабочее колесо

$$K_{\max} = (\varphi_{I \text{ ср}} - \varphi_{II \text{ ср}})/\pi = K_I - K_{II}, \quad (7.5)$$

где $K_I = \varphi_{I \text{ ср}}/\pi$; $K_{II} = \varphi_{II \text{ ср}}/\pi$.

Углы φ_I и φ_{II} характеризуют вероятности перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса со стороны пониженного давления на сторону повышенного давления и обратно. Предполагая, что все молекулы, соударяющиеся с набегающей стенкой лопатки, переходят на сторону повышенного давления, а молекулы, соударяющиеся с уходящей поверхностью лопатки, переходят на сторону пониженного давления ($\beta_i = i = 0$), средние значения углов

$$\varphi_{I \text{ ср}} = \gamma_{\text{ср}} + \beta_{\gamma \text{ ср}}; \quad \varphi_{II \text{ ср}} = \gamma_{\text{ср}} - \beta_{\gamma \text{ ср}}, \quad (7.6)$$

где $\gamma_{\text{ср}} = \alpha - \frac{\sin \alpha}{2a/b} \ln |(a/b)^2 - (2a/b) \cos \alpha + 1| +$

$$+ \left(1 - \frac{\cos \alpha}{a/b}\right) \left[\frac{\pi}{2} - \alpha + \arctg \frac{a/b - \cos \alpha}{\sin \alpha}\right];$$

где K_I, K_{II} — вероятности перехода молекул газа через межлопаточный канал со стороны I—I на сторону II—II и обратно; σ_{IN} и σ_{IIN} — коэффициенты, учитывающие долю молекул, переходящих через рабочее колесо соответственно со стороны I—I на сторону II—II и обратно и отражаемых при взаимодействии с поверхностью стенок межлопаточного канала или паза по нормали.

Значения σ_{IN} и σ_{IIN} приведены в работе [14]. На рис. 158, а—в приведены зависимости результирующей вероятности K_{\max} от u/v_n при различных значениях α и a/b , определенные по уравнению (7.3), а на рис. 158, г—е — зависимости τ_{\max} от u/v_n ,

$$\beta_{\gamma \text{ cp}} = \arcsin \left(\frac{u}{v_{\text{H}}} \sin \alpha \right) + \left(1 - \frac{\cos \alpha}{a/b} \right) \times$$

$$\times \left[\operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 - (u^2/v_{\text{H}}^2) \sin^2 \alpha}}{(u/v_{\text{H}}) \sin \alpha} - \right.$$

$$\left. - \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{(a/b - \cos \alpha)^2 + (1 - u^2/v_{\text{H}}^2) \sin^2 \alpha}}{(u/v_{\text{H}}) \sin \alpha} \right] -$$

$$- \frac{(u/v_{\text{H}}) \sin \alpha}{a/b} \ln \left| \frac{-\cos \alpha + \sqrt{1 - (u^2/v_{\text{H}}^2) \sin^2 \alpha}}{a/b - \cos \alpha + \sqrt{(a/b - \cos \alpha)^2 + (1 - u^2/v_{\text{H}}^2) \sin^2 \alpha}} \right| +$$

$$+ \frac{\sin \alpha}{2a/b} \left[\ln \left| \frac{\sqrt{1 - (u^2/v_{\text{H}}^2) \sin^2 \alpha} - (u/v_{\text{H}}) \cos \alpha}{\sqrt{1 - (u^2/v_{\text{H}}^2) \sin^2 \alpha} + (u/v_{\text{H}}) \cos \alpha} \right| - \right.$$

$$\left. - \ln \left| \frac{\sqrt{(a/b - \cos \alpha)^2 + (1 - u^2/v_{\text{H}}^2) \sin^2 \alpha} + u/v_{\text{H}} (a/b - \cos \alpha)}{\sqrt{(a/b - \cos \alpha)^2 + (1 - u^2/v_{\text{H}}^2) \sin^2 \alpha} - u/v_{\text{H}} (a/b - \cos \alpha)} \right| \right].$$

Тогда результирующая вероятность перехода молекул через рабочее колесо с учетом уравнения (7.5)

$$K_{\text{max}} = 2\beta_{\gamma \text{ cp}}/\pi. \quad (7.7)$$

Максимальную быстроту откачки колеса определяют по уравнению (7.2).

Максимальное отношение давлений в рабочем колесе насоса

$$\tau_{\text{max}} = \Phi_{I \text{ cp}}/\Phi_{II \text{ cp}}. \quad (7.8)$$

Уравнения (7.7) и (7.8) для определения основных параметров откачной характеристики рабочего колеса насоса применимы при $u/v_{\text{H}} < 1,0$ по принятому допущению.

В теоретической модели перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса, предложенной Савадой, Сузуки, Танигухи [23], принято диффузное отражение молекул от поверхности лопаток колеса, а также учтено влияние отраженных от корпуса насоса молекул на общее число молекул, проходящих через каналы рабочего колеса. Приведенные в работе результаты экспериментального исследования показали, что основные параметры откачной характеристики колеса насоса S_{max} и τ_{max} с достаточной степенью точности могут быть определены и без учета влияния молекул, отраженных от корпуса насоса.

Для колеса с лопатками бесконечной длины коэффициент, учитывающий часть молекул, перешедших со стороны всасывания на сторону нагнетания,

$$M_{12} = m_{12} + \int_{-0,5}^{+0,5} m_{x2} u_x dx + \int_{-0,5}^{+0,5} m_{y2} u_y dy,$$

где m_{12} — вероятность перехода молекул со стороны $I-I$ на сторону $II-II$ без соударений со стенками межлопаточного канала, основные геометрические размеры которого, отнесенные к его длине, показаны на рис. 160; m_{x2} , m_{y2} — вероятность того, что молекулы, отраженные от участка dx или dy , переходят на

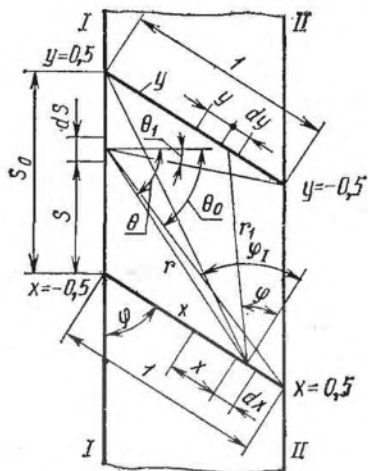
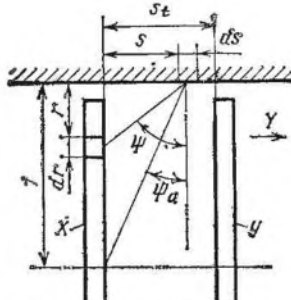


Рис. 160. Схема, отражающая влияние соударений молекул газа с корпусом насоса на вероятность перехода через межлопаточные каналы рабочего колеса

Рис. 161. Схема, отражающая влияние соударений молекул газа с корпусом насоса на вероятность перехода через межлопаточные каналы рабочего колеса



сторону II—II; $u_x dx$, $u_y dy$ — доля молекул, соударяющихся с участком dx или dy в единицу времени, из всего числа молекул, попавших в межлопаточный канал со стороны I—I.

Вероятность перехода молекул

$$m_{12} = \frac{1}{2s_0} \int_{s=0}^{s_0} \left[\sin \theta_1 e^{-c^2 \cos^2 \theta_1} \left(1 + \frac{2}{\pi} \int_0^{-c \sin \theta_1} e^{-t^2} dt \right) - \sin \theta_0 e^{-c^2 \cos^2 \theta_0} \left(1 + \frac{2}{\pi \alpha} \int_0^{-c \sin \theta_0} e^{-t^2} dt \right) \right] ds,$$

$$\text{где } \sin \theta_1 = -(s + \cos \alpha - s_0)/r_1; \quad \cos \theta_1 = \sin \alpha / r_1; \quad \sin \theta_0 = -(s + \cos \alpha)/r_0; \\ \cos \theta_0 = \sin \alpha / r_0; \quad r_1 = \sqrt{(s + \cos \alpha - s_0)^2 + \sin^2 \alpha}; \\ r_0 = \sqrt{(s + \cos \alpha)^2 + \sin^2 \alpha}.$$

Вероятность m_{x2} определяется по уравнению

$$m_{x2} + \int_{-0,5}^{+0,5} m_{x2} F(x, y) dy = 1 - D_{x1},$$

где $F(x, y) dy$ — доля молекул, соударяющихся в единицу времени с участком dy , из общего числа молекул, отраженных от участка dx ,

$$F(x, y) dy = \frac{1}{2} \frac{s_0^2 \sin^2 \alpha}{[(x + y + s_0 \cos \alpha)^2 + s_0^2 \sin^2 \alpha]^{3/2}} dy;$$

D_{x1} — вероятность того, что молекулы, отраженные от участка dx , перейдут на сторону I—I без соударения,

$$D_{x1} = \frac{1}{2} \left\{ 1 - \frac{x + 0,5 + s_0 \cos \alpha}{[(x + 0,5 + s_0 \cos \alpha)^2 + s_0^2 \sin^2 \alpha]^{1/2}} \right\}.$$

Вероятность $m_{y2} = 1 - m_{x2}$.