ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие 3

1. Вакуумные поршневые насосы 4

1.1. Принцип действия, теоретические и действительные индикаторные диаграммы, откачные и энергетические характеристики. . 4
1.2. Определение основных размеров и мощности двигателя насоса системы МВТУ 15
1.3. Расчет органов распределения и перепуска 25
1.4. Конструкция поршиевых насосов системы МВТУ 28
1.5. Пример расчета 32

2. Пластинчато-роториые вакуумные насосы 36

2.1. Принцип действия, теоретические и действительные процессы 36
2.2. Термодинамические основы рабочего процесса и определение основных конструктивных соотношений 40
2.3. Определение мощности 58
2.4. Динамический расчет 60
2.5. Механические потери иа трение 67
2.6. Уравновешиваиие насосов 69
2.7. Конструкции и действительные характеристики иасосов. Основные рекомендации по их эксплуатации 78
2.8. Пример расчета насосов 89

3. Двухроторные вакуумные насосы 93

3.1. Вакуумные насосы с внешним сжатием. 93
3.1.1. Устройство, принцип действия, термодинамические основы сжатия 93
3.1.2. Профилирование роторов. Расчет зазоров. 95
3.1.3. Методика определения быстроты действия 103
3.1.4. Определение основных размеров и мощности двигателя 110
3.1.5. Конструкции насосов и агрегатов; рекомендации по их конструированию и эксплуатации 112
3.1.6. Пример расчета 122
3.2. Вакуумные насосы с частичным внутренним сжатием. 126
3.2.1. Конструктивная схема и принцип действия. 126
3.2.2. Термодинамические основы процесса сжатия. Теоретические и действительные индикаторные диаграммы. Откачные характеристики 129
3.2.3. Основные конструктивные соотношения. Методика определения осиовиых размеров насоса. 144
3.2.4. Определение потребляемой мощности 147
3.2.5. Профилирование выступов и впадин роторов 154
3.2.6. Конструкции насосов. Рекомендации по их проектированию и эксплуатации 156
3.2.7. Пример расчета 162

4. Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы 165

4.1. Устройство, принцип действия, термодинамические основы процесса сжатия 165
4.2. Методика определения быстроты действия 168
4.3. Определение основных размеров насоса 178
4.4. Определение мощности 178
4.5. Влияние геометрических размеров и физических свойств рабочей жидкости на характеристикн насосов 186
4.6. Двухступенчатые насосы 192
4.7. Конструкции насосов. Основные рекомендации по их конструированию и эксплуатации 193
4.8. Пример расчета 198

5. Плунжерные вакуумиые насосы 205

5.1. Конструктивная схема и принцип действия 205
5.2. Определение основных размеров насоса и мощности двигателя 206
5.3. Конструкции плунжерных вакуумных насосов и особенности их эксплуатации 207
5.4. Вакуумные масла для плунжерных вакуумных насосов 212

6. Молекуляриые вакуумные насосы 213

6.1. Принцип действия, конструктивные схемы, откачные характеристики 213
6.2. Расчет молекулярной ступени насоса при работе в молекулярном и вязкостном режимах течения 216
6.3. Пример расчета 220

7. Турбомолекулярные вакуумные иасосы 221

7.1. Конструктивные схемы, принцип действия, откачная характеристика 221
7.2. Теоретическая характеристика рабочего колеса и ее основные параметры 225
7.3. Рабочая ступень насоса 247
7.4. Влияние геометрии межлопаточного канала рабочего колеса, температуры и рода откачиваемого газа на откачную характеристику 248
7.5. Расчет рабочих колес насоса 253
7.6. Расчет откачной характеристики 262
7.7. Конструкции насосов 267
7.8. Расчет мощности двигателя насоса 275
7.9. Пример расчета насоса 276

Список литературы 281

ПРЕДИСЛОВИЕ

В настоящее время вакуумную технику широко используют в различных отраслях промышленности (электротехнической, электронной, радиотехнической, химической, металлургической, медицинской, пищевой и др.) для осуществления технологических процессов или обеспечения работы установок различного назначения (термообработки, переплава металлов и сплавов, нанесения тонких пленок, электронно-лучевой и диффузионной сварки, выпарных аппаратов, масс-спектрометрии и др.), а также в криогенных установках и установках для имитации космических условий, ускорителях элементарных частиц.

Основным элементом любой вакуумной системы, как правило, является механический вакуумный насос. В настоящее время разрабатывается серия новых конструкций механических вакуумных насосов с улучшенными откачными и энергетическими характеристиками и агрегатов на их основе, отвечающих современным требованиям, так как возникла необходимость в резком увеличении их производства для удовлетворения все возрастающей потребности в них практически всех отраслей промышленности.

В книге изложены основы теории, методы расчета и конструирования механических вакуумных насосов различного принципа действия, работающих в диапазоне давлений — от нескольких десятков Па до 10^{-10} Па.

Книга посвящена наиболее распространенным в промышленности механическим вакуумным насосам низкого (поршневые, пластинчато-роторные, двухроторные, с частичным внутренним сжатием, жидкостно-кольцевые), среднего (плунжерные) и высокого (турбомолекулярные) вакуума.

Несмотря на широкое распространение в промышленности механических вакуумных насосов теория, методы их расчета и конструирования еще недостаточно освещены в отечественной технической литературе. Цель предлагаемой книги — как-то восполнить этот пробел, тем более что в ней практически впервые обобщены сведения по наиболее широко распространенным в промышленности механическим насосам.

Книга написана авторским коллективом: И. В. Автономовой — гл. 4 и совместно с В. И. Васильевым — гл. 3; В. И. Васильевым — гл. 2; П. И. Пластининым — гл. 1; Н. К. Никулиным — гл. 6; Е. С. Фроловым — гл. 5 и 7.

Авторы с большой признательностью примут все критические замечания и пожелания читателей.

1. ВАКУУМНЫЕ ПОРШНЕВЫЕ НАСОСЫ

1.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ИНДИКАТОРНЫЕ ДИАГРАММЫ, ОТКАЧНЫЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Вакуумные поршневые насосы (ВПН) относятся к насосам объемного принципа действия. ВПН широко применяют в промышленности для откачивания сухих газов и газов с примесью капельной влаги.

Геометрический объем насоса двойного действия ($м^3/с$)

$$S_г = (\pi/4)(2D^2 - d_{шт}^2) S_п n_0,$$

где D — диаметр цилиндра, м; $d_{шт}$ — диаметр штока, м; $S_п$ — ход поршня, м; n_0 — частота вращения коленчатого вала, $с^{-1}$.

Быстрота действия S ($м^3/с$) насоса существенно изменяется в зависимости от давления p всасывания. Откачная характеристика представляет собой зависимость S от p (рис. 1) и определяется двумя параметрами: номинальной быстротой действия при номинальном давлении всасывания, значение которого определено ГОСТ 26099—84, и предельным остаточным давлением, при котором быстрота действия равна нулю. В соответствии с ГОСТ 26099—84 номинальное давление всасывания для одноступенчатых насосов равно 5 кПа, для двухступенчатых — 1 кПа; предельное остаточное давление в соответствии с ГОСТ 26099—84 должно быть для одноступенчатых насосов не более 1 кПа и для двухступенчатых 0,05 кПа.

Коэффициент λ откачки характеризует соотношение быстроты действия насоса и геометрического объема:

$$\lambda = S/S_г.$$

Теоретической откачной характеристикой насоса (рис. 2) называют зависимости $\lambda_0 = f(\tau)$, где λ_0 — объемный коэффициент откачки, учитывающий уменьшение производительности вследствие влияния мертвого объема, и $\tau = p_н/p$, т. е. отношение давления нагнетания к давлению всасывания.

Для оценки энергетического совершенства насоса используют изотермический $\eta_{из}$, изотермически-индикаторный $\eta_{из.-инд}$ и механический $\eta_{мех}$ коэффициенты полезного действия.

Изотермический КПД

$$\eta_{из} = N_{из}/N_e,$$

где $N_{из}$ — мощность идеального изотермического насоса без перепуска, $N_{из} = pS_г \ln(p_н/p)$; N_e — эффективная мощность насоса, т. е. мощность, подводимая к валу насоса; $p_н$, p — давления соответственно нагнетания и всасывания.

Для оценки совершенства термодинамических и газодинамических процессов в насосе используют

$$\eta_{\text{из.-инд}} = N_{\text{из}}/N_{\text{инд}},$$

где $N_{\text{инд}}$ — действительная индикаторная мощность насоса.

Механический КПД оценивает механические потери на трение

$$\eta_{\text{мех}} = N_{\text{инд}}/N_e.$$

Очевидно, что

$$\eta_{\text{из}} = \eta_{\text{из.-инд}}\eta_{\text{мех}},$$

т. е. $\eta_{\text{из}}$ характеризует полное энергетическое совершенство насоса.

Вакуумные поршневые насосы, выпускаемые отечественной промышленностью и предназначенные для откачивания сухих газов, классифицируют по устройству органов распределения и перепуска (рис. 3).

Насосы без перепуска применяют при давлении всасывания более 15 ... 20 кПа в одноступенчатом исполнении и 10 ... 20 кПа в двухступенчатом. Диапазон быстроты действия насосов без перепуска составляет от 0,01 до 2,5 м³/с. Предельное остаточное давление таких насосов в одноступенчатом исполнении 3 ... 6,5 кПа.

Для снижения предельного давления $p_{\text{пр}}$ в насосе применяют перепуск газа высокого давления, оставшегося в мертвом объеме A (рис. 4) после процесса нагнетания, в полость B цилиндра, в которой закончился процесс всасывания. Для этого на зеркале цилиндра выполняют перепускные каналы, сообщающие полости A и B. По перепускным каналам газ протекает из полости A в полость B, и давления в этих полостях выравниваются. Таким образом, обратное расширение газа в полости A начинается с давления смешения, т. е. с более низкого давления, чем давление нагнета-

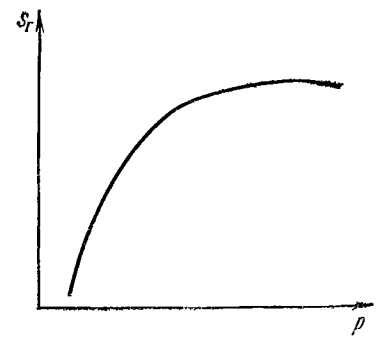


Рис. 1. Действительная откачная характеристика насоса

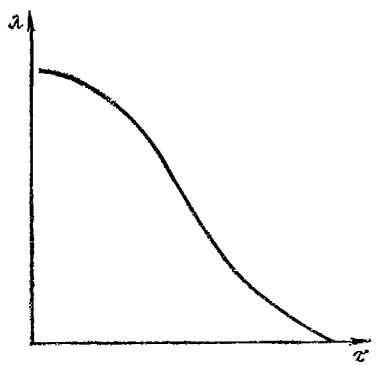


Рис. 2. Безразмерная откачная характеристика насоса

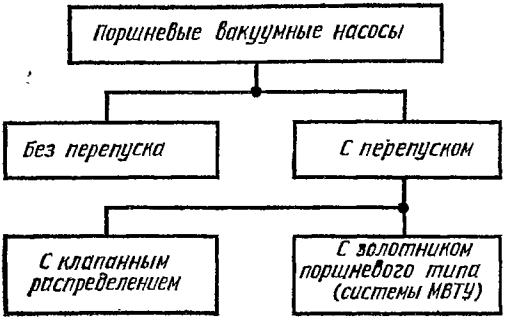


Рис. 3. Классификация насосов

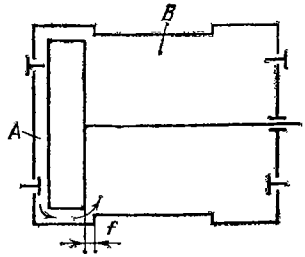


Рис. 4. Схема процесса перепуска

ния, при котором газ остается в мертвом объеме после процесса нагнетания. При этом ход поршня, необходимый для обратного расширения газа, уменьшается. В результате перепуска количество газа, всасываемого в цилиндр вакуум-насоса при определенном отношении давлений, увеличивается, а предельное остаточное давление на всасывании уменьшается.

Перепуск газа приводит к увеличению мощности, так как энергия, затраченная на сжатие газа, оставшегося в мертвом объеме, не полностью возвращается в процессе обратного расширения. Давление газа в полостях в конце процесса перепуска различно, что объясняется гидравлическим сопротивлением и недостаточным временем — сечением при перепуске.

Насосы без перепуска выполняют на базе существующих поршневых компрессоров. Теоретические и действительные индикаторные диаграммы таких насосов не отличаются от диаграмм поршневых компрессоров.

Насосы с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра имеют номинальную быстроту действия до 2,5 м³/с, а их применение целесообразно при давлениях всасывания более 1,5—2 кПа.

Насосы с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра двойного действия имеют четыре — восемь перепускных каналов, равномерно расположенных по окружности цилиндра и занимающих до 50 % его периметра.

Теоретическая диаграмма насоса представлена на рис. 5, *а*. Полный перепуск газа на этом рисунке показан кривыми *6—1* и *3—4*.

Теоретическая откачная характеристика

$$\lambda_0 = A - B\tau,$$

где $A = 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a - (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)(\varepsilon_0 + \varepsilon_a)/(1 + 2\varepsilon_0)$; $B = (\varepsilon_0 + \varepsilon_a)^2/(1 + 2\varepsilon_0)$; ε_0 — относительный мертвый объем, $\varepsilon_0 = V_0/V_г$; ε_a — относительное перемещение поршня во время процесса перепуска, $\varepsilon_a = f/S_п$.

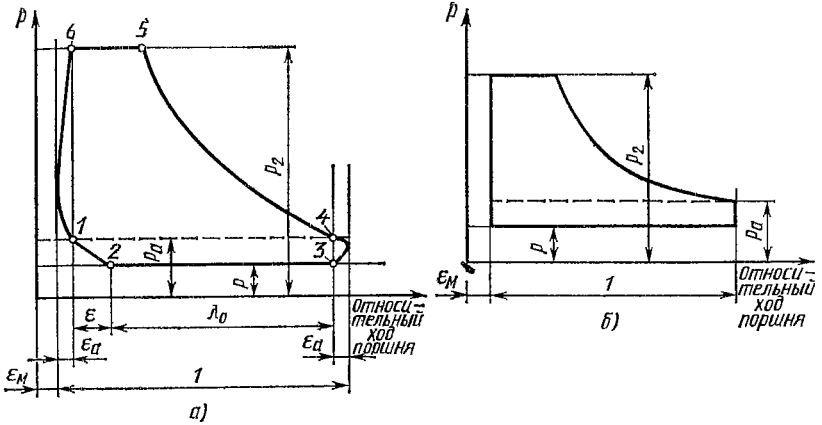


Рис. 5. Теоретическая (*а*) и упрощенная (*б*) индикаторные диаграммы насоса с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра

Давление полного перепуска

$$p_a = \alpha + \beta p_s$$

где $\alpha = (\varepsilon_0 + \varepsilon_a)/(1 + 2\varepsilon_0)$; $\beta = (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)/(1 + 2\varepsilon_0)$.

Теоретическая откачная характеристика насоса представляет собой прямую в координатах $\lambda_0 - \tau$, проведенную через точки $\tau = 1$ при $\lambda_{0\,max} = A - B$ и $\tau_{max} = A/B$ при $\lambda_0 = 0$.

Теоретическую мощность насоса определяют из упрощенной индикаторной диаграммы (рис. 5, *б*). Среднее индикаторное давление (Па)

$$p_i = C - Dp_a + Ep_a^{1/n},$$

где $C = \left(\frac{\alpha}{\beta} - \varepsilon_0\right) p_2$; $D = \frac{1}{\beta} + \left(1 + \varepsilon_0\right)\frac{1}{n-1}$;

$$E = \frac{n}{n-1}\left(1 + \varepsilon_0\right) p^{(n-1)/n};$$

n — показатель политропы процесса сжатия, который выбирают в зависимости от давления всасывания, для воздуха значения n приведены на рис. 6, *а*.

Максимальное значение p_i^* определяют при соответствующем этому режиму работы значению

$$p_a^* = \left(\frac{B}{An}\right)^{n/(n-1)}.$$

Мощность (кВт)

$$N_i = p_i S_г \cdot 10^{-3},$$

где $S_г$ — геометрический объем, м³/с.

Действительные объемные и энергетические характеристики насоса ВН-120 ($S_г = 2{,}850$ м³/с, $n_0 = 2{,}5$ с$^{-1}$, $c_m = 2{,}7$ м/с) приведены на рис. 6, *б*, *в*.

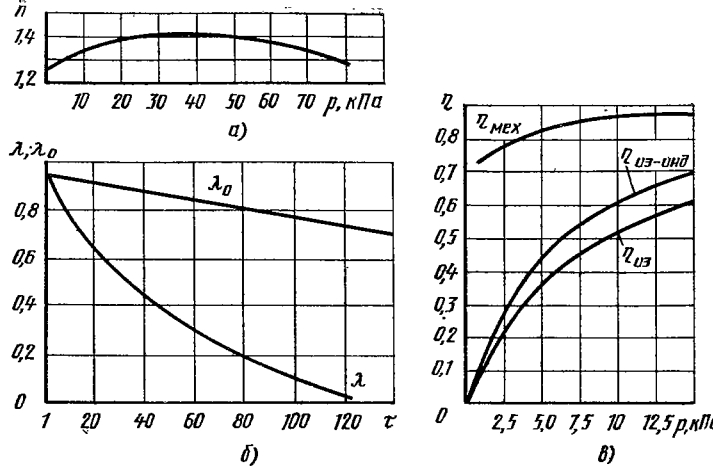


Рис. 6. Действительные характеристики насоса с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра:
а — зависимость *n* от *p*; *б* — объемные характеристики, *в* — энергетические характеристики

В СССР широко применяют быстроходный насос системы МВТУ с золотником поршневого типа и перепускными каналами, выполненными на зеркале цилиндра [А. с. 159925 СССР, МКИ[3]]. Средняя скорость поршня насоса ограничена скоростью газа в перепускных каналах и в цилиндровых окнах и составляет 2 ... 4,5 м/с.

Особенностью насоса системы МВТУ (рис. 7) является использование золотника для дополнительного сжатия откачиваемого газа до давления нагнетания. Принцип действия насоса системы МВТУ рассмотрим при отставании поршня основного цилиндра от поршня золотниковой полости на $\theta = 90°$. Полости A_{I} и A_{II} цилиндра сообщаются с полостями B_{I} и B_{II} золотника или полостью всасывания каналами C_{I} и C_{II}.

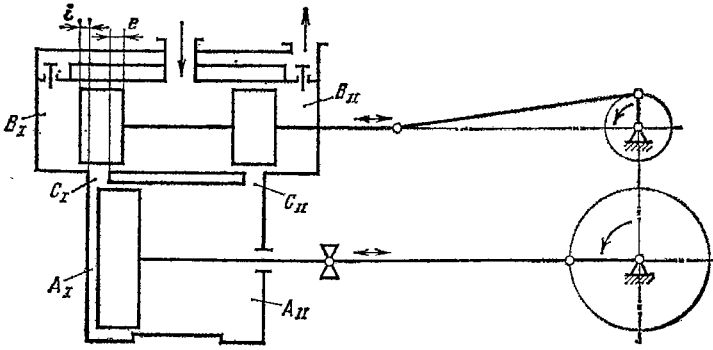


Рис. 7. Схема насоса системы МВТУ

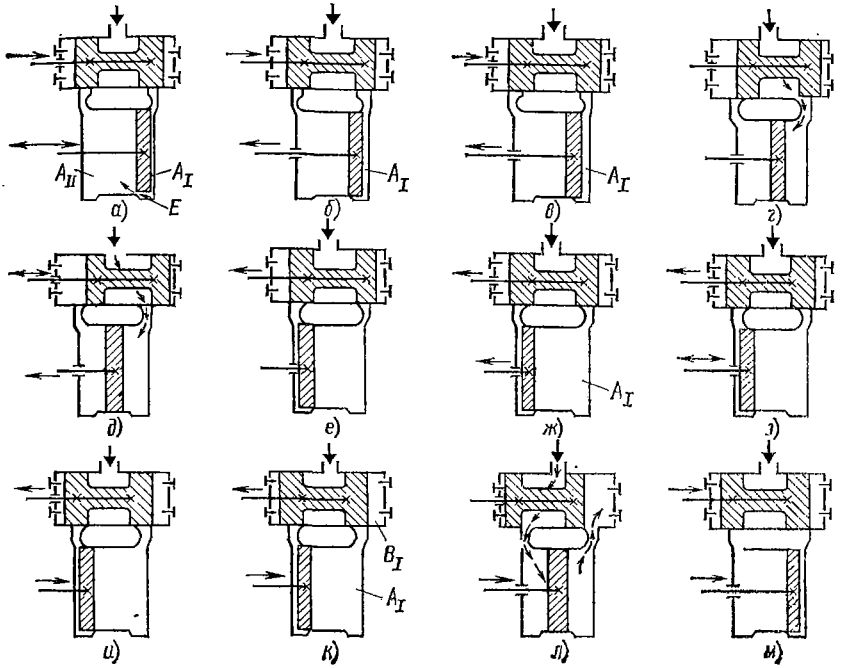


Рис. 8. Принцип действия насоса системы МВТУ

Поршень цилиндра (рис. 8, *а*) достиг мертвой точки. Так как угол развала между коленом вала, к которому прикреплен шатун поршня, и эксцентриком золотника равен 90°, то в момент, когда поршень находится в мертвой точке, золотник находится в среднем положении и движется вправо. Перепускной канал E в это время открыт. Происходит перепуск газа высокого давления из мертвого пространства рассматриваемой в дальнейшем полости A_I в полость A_{II}, где только что закончился процесс всасывания. Перепуск уменьшает давление газа в мертвом пространстве и таким образом увеличивает быстроту действия насоса. Перепуск будет протекать до тех пор, пока поршень, двигаясь влево, не перекроет перепускные каналы, расположенные на зеркале цилиндра. Момент закрытия перепускных каналов показан на рис. 8, *б*.

Двигаясь влево, поршень увеличивает объем замкнутой полости A_I. Происходит процесс расширения (кривая *1—2* на рис. 9). В это время золотник движется вправо и перекрывает цилиндровый канал. С момента окончания расширения газа в замкнутой полости A_I (рис. 8, *в*) золотник, продолжая двигаться вправо, открывает цилиндровый канал, через который полость A_I цилиндра сообщается с полостью всасывания. Начинается процесс всасывания газа (см. рис. 8, *г*), в течение которого золотник достигает своей мертвой точки (см. рис. 8, *д*) и начнет двигаться

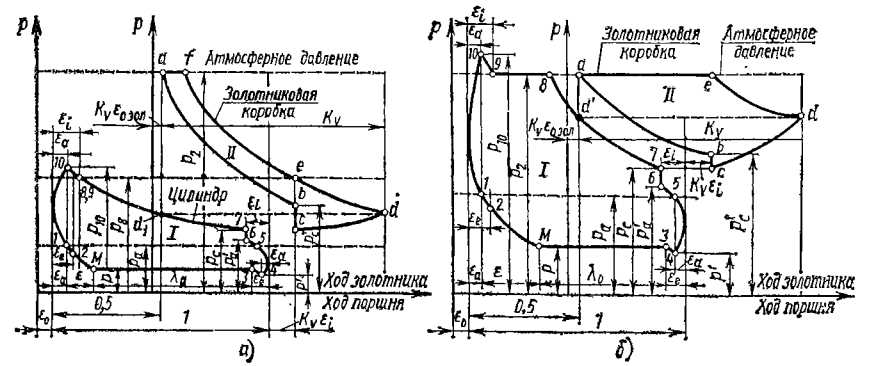


Рис. 9. Теоретические индикаторные диаграммы насоса системы МВТУ при различных режимах работы:
а — двухступенчатом; *б* — одноступенчатом

влево. Закончится процесс всасывания в момент, когда золотник двигаясь влево, перекроет цилиндровый канал (см. рис. 8, *е*). На индикаторной диаграмме (см. рис. 9) процессу всасывания соответствует линия *М—3*.

Всасывание закончится несколько раньше, чем начнется перепуск. От момента, когда золотник перекроет цилиндровый канал и прекратит всасывание (см. рис. 8, *е*), до момента, когда поршень начнет открывать перепускной канал (см. рис. 8, *ж*), происходит расширение газа в замкнутой полости A_I цилиндра (кривая *3—4* на диаграмме рис. 9).

Во время перепуска, который начнется с момента, когда поршень откроет перепускной канал, поршень достигнет левой мертвой точки (см. рис. 8, *з*) и начнет движение вправо. Цилиндровые каналы во время перепуска закрыты. Процесс перепуска, изображенный кривой *4—5* на индикаторной диаграмме (см. рис. 9), продолжается до тех пор, пока поршень, двигаясь вправо, не закроет перепускной канал. Момент закрытия перепускного канала показан на рис. 8, *и*.

Золотник откроет канал, двигаясь влево от положения, изображенного на рис. 8, *к*, лишь через некоторое время после закрытия перепускного канала. За это время произойдет процесс сжатия (кривая *5—6* на рис. 9). После открытия цилиндрового канала полости A_I цилиндра и B_I золотника объединяются, давления в них выравниваются (кривые *6—7* и *b — c* на диаграмме рис. 9). Сжатие газа в объединенном объеме полостей цилиндра и золотника протекает в два этапа. На первом этапе объем полости золотника увеличивается, а полости цилиндра уменьшается. Увеличение объема полости золотника происходит с уменьшающейся скоростью, так как золотник подходит к мертвой точке, в то время как уменьшение объема полости цилиндра происходит все интенсивнее по мере приближения поршня к среднему положению.

Первый этап длится до момента достижения золотником мертвой точки (см. рис. 8, *л*). Этому этапу сжатия соответствуют кривые $7 — d'$ и $c — d$ на индикаторной диаграмме (см. рис. 9).

При движении золотника в сторону крышки происходит второй этап сжатия, отличительной особенностью которого является одновременное сжатие в объединенных полостях цилиндра и золотника. Этот этап сжатия (кривые $d' — 8$ и $d — e$, рис. 9) окончится тогда, когда золотник перекроет цилиндровые каналы (см. рис. 8, *м*). Затем в полости основного цилиндра произойдет сжатие (кривая *8—10* на рис. 9), после чего мертвое пространство цилиндра соединится через перепускные каналы с другой полостью цилиндра, в которой только что окончился процесс всасывания (см. рис. 8, *а*). Перепуск обозначен на индикаторной диаграмме (см. рис. 9, *а*) кривыми *10—1* и *4—5*. После того как золотник, перекрыв цилиндровые каналы, отделит от цилиндра полость золотника, в ней последовательно происходят процессы дополнительного сжатия и нагнетания (на рис. 9, *а* соответственно $e — f$ и $f — a$). По окончании процесса нагнетания в полости золотника начнется обратное расширение газа мертвого пространства золотника ($a — b$).

Золотник в этом случае служит второй ступенью. Поэтому такой режим работы условно называют двухступенчатым.

При одноступенчатом режиме работы насоса давление нагнетания достигается еще при одновременном сжатии объемов полостей золотника и цилиндра. Таким образом, нагнетание начнется до того, как золотник отделит полость цилиндра от полости золотника. Поршень начнет выталкивать сжатый газ в нагнетательный трубопровод еще до момента, изображенного на рис. 8, *м*. После разделения рабочей полости золотника и полости цилиндра золотник выталкивает газ из полости золотника.

Индикаторные диаграммы работы насоса на одно- и двухступенчатом режимах будут различными (см. рис. 9).

Переход с одноступенчатого режима работы на двухступенчатый происходит при $p_в = p_н$. Из теоретической индикаторной диаграммы (рис. 9) находят давление p^* всасывания, при котором происходит переход с одноступенчатого режима работы на двухступенчатый:

$$p^* = p_н\,(1 — D)/C. \tag{1.1}$$

Здесь

$$C = \frac{(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)}{(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)(1 + 2\varepsilon_0) + K_v\,(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол})(1 + 2\varepsilon_0) — (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)};$$

$$D = \frac{K_v\,(1 + 2\varepsilon_0)\,\varepsilon_{0\,вол}}{(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)(1 + 2\varepsilon_0) + K_v\,(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол})(1 + 2\varepsilon_0) — (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)},$$

где ε_0 — относительный мертвый объем, $\varepsilon_0 = V_0/V_г$; ε_a — относительное перемещение поршня во время открытия перепускных каналов, $\varepsilon_a = f/S_п$; ε_e — относительное перемещение поршня за время перемещения золотника на e от среднего положения, $\varepsilon_e \approx (1/4)\,(e/r)^2$ (r — раднус кривошипа золотника); ε_i — относительное перемещение поршня за время перемещения золотника иа i от среднего положения, $\varepsilon_i \approx (1/4)\,(i/r)^2$; K_v — отношение объемов, описанных золотником и поршнем, $K_v = V_{г.\,зол}/V_г$; $\varepsilon'_{зол} = 0{,}5\ [1 - \cos(\theta + \varphi_i)]$ (θ — угол развала кривошипа поршня и золотника) при $\theta = 90°$ $\varepsilon'_{зол} = (r + i)/(2r)$.

Если $p < p^*$, режим работы насоса двухступенчатый, а при $p > p^*$ — одноступенчатый.

Для построения теоретических индикаторных диаграмм необходимо знать давления в характерных точках. Так, давление в конце процесса совместного сжатия при двухступенчатом режиме работы

$$p_8 = Cp + Dp_н.$$

Давление выравнивания после полного перепуска при двухступенчатом режиме

$$p_a = C_1 p + D_1 p_н, \tag{1.2}$$

где $C_1 = C\,\dfrac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a}$;

$D_1 = D\ \dfrac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i}{1 + 2\varepsilon_0}$;

при одноступенчатом режиме

$$p_a = \frac{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e}{1 + 2\varepsilon_0}\,p + \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i}{1 + 2\varepsilon_0}\,p_н. \tag{1.3}$$

Давление начала совместного сжатия в двухступенчатом режиме

$$p_c = C_2 p + Dp_н,$$

где $C_2 = C\,\dfrac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)}$;

$D_2 = D\,\dfrac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)}{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)}$;

при одноступенчатом режиме

$$p_c = \alpha p + \beta p_н,$$

где $\alpha = \dfrac{(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)\,(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)}{(1 + 2\varepsilon_0)\left[1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)\right]}$;

$\beta = \dfrac{(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)\,(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)}{(1 + 2\varepsilon_0)\left[1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)\right]}$.

При одноступенчатом сжатии

$$\lambda_{0I} = A_I - B_I \tau,$$

где $A_I = 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e - (\varepsilon_0 + \varepsilon_a)\,(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)/(1 + 2\varepsilon_0)$;

$B_I = (\varepsilon_0 + \varepsilon_a)\,(\varepsilon_0 + \varepsilon_i)/(1 + 2\varepsilon_0)$;

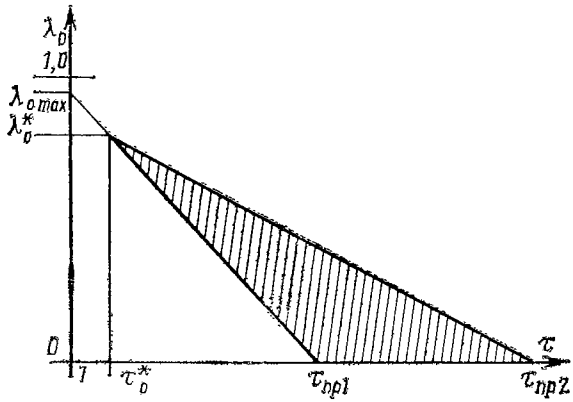


Рис. 10. Теоретическая откачная характеристика насоса системы МВТУ

при двухступенчатом сжатии

$$\lambda_{0II} = A_{II} - B_{II}\tau,$$

где $A_{II} = (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)\left[1 - \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_a}{1 + 2\varepsilon_0 - M(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)}\right];$

$$B_{II} = \frac{K_v \varepsilon_{0\,зол} M(\varepsilon_0 + \varepsilon_a)}{1 + 2\varepsilon_0 - M(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_a)}.$$

Относительная часть газа M, остающегося в цилиндре после окончания сжатия в совместном объеме рабочих полостей цилиндра и золотника, т. е. относительная часть газа, оставшегося в цилиндре после того, как золотник разделит рабочие полости цилиндра и золотника,

$$M = \frac{\varepsilon_0 + \varepsilon_i}{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)}.$$

На рис. 10 показана теоретическая откачная характеристика насоса системы МВТУ.

Теоретическую индикаторную мощность насоса находят из упрощенных индикаторных диаграмм (рис. 11). Экспериментальные исследования показали, что расчет индикаторной мощности следует вести, исходя из предположения изотермичности процессов сжатия и расширения. При этом отклонение результатов расчета от экспериментальных данных не превышает 8 %.

Среднее индикаторное давление при одноступенчатом режиме

$$p_{iI} = A_{из\,I} p_c - B_{из I} p_c \ln(p_н/p) + C_{из I},$$

где $A_{из\,I} = 1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right) - 1/\alpha;$

$B_{из\,I} = 1 + \varepsilon_0 + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right);$

$$C_{из\,I} = \left[\frac{\beta}{\alpha} - (\varepsilon_0 + K_v \varepsilon_{0\,зол}) - \varepsilon_{0\,зол} K_v \times\right.$$

$$\left.\times \ln\left(\frac{\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}}{\varepsilon_{0\,зол}}\right)\right] p_н.$$

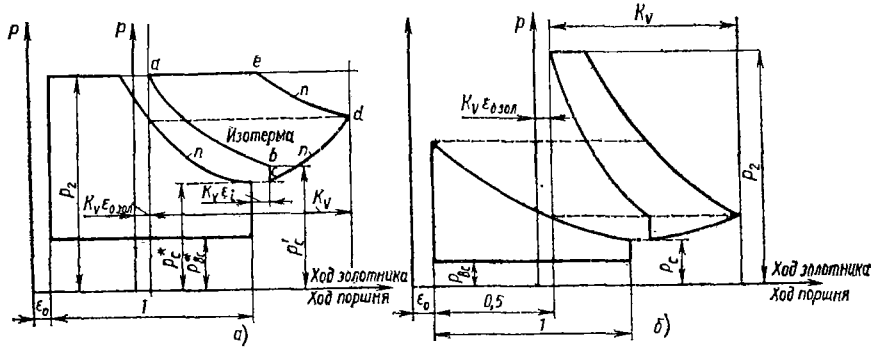


Рис. 11. Упрощенные индикаторные диаграммы насоса системы МВТУ при различных режимах работы:
а — одноступенчатом, *б* — двухступенчатом

Максимальная мощность насоса системы МВТУ потребляется при одноступенчатом режиме. Давление совместного сжатия газа в золотниковой полости цилиндра, соответствующее максимальной мощности,

$$p_{с.\,из}^{*} = p_н/e^T,$$

где $T = \dfrac{\varepsilon_i + 1/\alpha}{1 + \varepsilon_0 + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)}$.

Давление всасывания, соответствующее максимальной мощности,

$$p^* = \frac{1}{\alpha}\left(\frac{1}{e^T} - \beta\right) p_н.$$

Среднее индикаторное давление при двухступенчатом режиме

$$p_{i\,II} = A_{из\,II} p_c - B_{из\,II} p_c \ln p_c + C_{из\,II},$$

где

$$A_{из\,II} = [1 + \varepsilon_0 + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)] \ln \sigma +$$
$$+ K_v\sigma\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)\left(1 + \ln p_н + \ln \sigma\right) - \sigma/C;$$
$$B_{из\,II} = K_v\sigma\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right);$$
$$C_{из\,II} = \frac{D}{C} p_н - K_v\varepsilon_{0\,зол}\left[1 + \ln \frac{\left(\varepsilon_{0\,зол} - \varepsilon'_{зол}\right)}{\varepsilon_{0\,зол}}\right] p_н$$

(σ — отношения объединенных объемов рабочих полостей золотника и цилиндра в конце и в начале совместного сжатия в этих полостях,

$$\sigma = \frac{1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)}{\varepsilon_0 + \varepsilon_i + K_v\left(\varepsilon_{0\,зол} + \varepsilon'_{зол}\right)}\Bigg).$$

Действительные характеристики насосов системы МВТУ приведены на рис. 12.

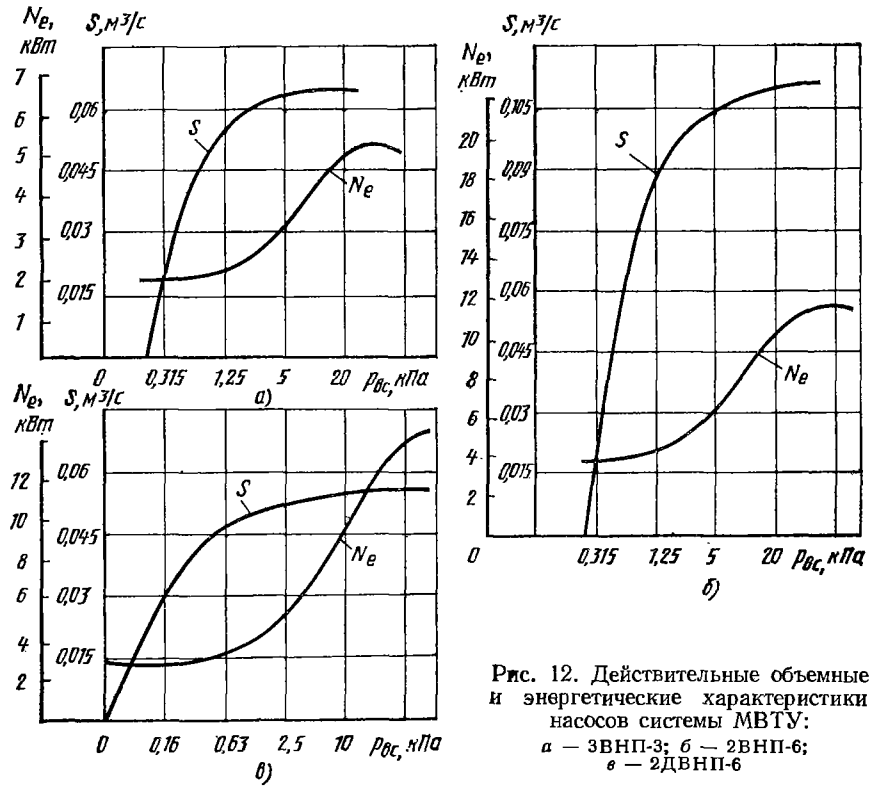


Рис. 12. Действительные объемные и энергетические характеристики насосов системы МВТУ:
а — 3ВНП-3; *б* — 2ВНП-6; *в* — 2ДВНП-6

1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ И МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ НАСОСА СИСТЕМЫ МВТУ

Основные размеры насоса (диаметр D цилиндра, ход $S_п$ поршня, диаметр $d_{зол}$ золотника, ход $S_{зол}$ золотника, а также частота n_0 вращения коленчатого вала) определяют, исходя из обеспечения заданной номинальной быстроты действия, которая связана с геометрическим объемом $S_г$ коэффициентом откачки λ:

$$S_г = S/\lambda.$$

Таким образом, основные размеры насоса определяют за четыре этапа: первый этап — определение коэффициента откачки на номинальном режиме; второй этап — определение необходимого для обеспечения заданной номинальной быстроты действия S геометрического объема $S_г$; третий этап — выбор значений D, $S_п$ и n_0, обеспечивающих необходимый геометрический объем $S_г$; четвертый этап — определение основных размеров золотника.

Наибольшее применение для расчета нашел массовый метод разделения потерь быстроты действия, так как он позволяет

при определении отдельных составляющих потерь для разных давлений всасывания учитывать плотности газа без приведения к одинаковым условиям. Разделение потерь быстроты действия на основе массового метода позволяет получить отдельные составляющие потерь производительности, имеющие более четкий физический смысл.

Коэффициент откачки

$$\lambda = m_e/m_т,$$

где m_e — масса газа, откачиваемая действительным насосом за один оборот коленчатого вала.

Масса, откачиваемая идеальным насосом за один оборот коленчатого вала,

$$m_т = pS_г/(RT_{вс}n_0).$$

Масса газа $m_з$, находящегося в рабочей полости цилиндра в момент окончания процесса всасывания, т. е. в момент отделения рабочей полости цилиндра от полости всасывания, может быть описана уравнением (точка *3* на рис. 9):

$$m_з = m_e + \Delta m_0 + \Delta m_с + \Delta m_п + \Delta m_н + \Delta m_ф,$$

где m_e — масса газа, откачиваемая действительным насосом; Δm_0 — масса газа, оставшегося в рабочей полости цилиндра после перепуска при условии полного выравнивания давления; $\Delta m_с$ — масса газа, оставшегося в рабочей полости цилиндра вследствие неполноты перепуска; $\Delta m_п$ — масса газа, перетекающего на сторону всасывания через уплотнения поршня и золотника; $\Delta m_н$ — масса газа, натекающего в рабочую полость цилиндра во время процесса всасывания; $\Delta m_ф$ — масса пара, поступившего в полость цилиндра вследствие испарения конденсата на стороне всасывания и из смазочного масла.

Тогда масса откачиваемого газа, поступившего в цилиндр за ход всасывания,

$$m_e = m_з - (\Delta m_0 + \Delta m_с + \Delta m_п + \Delta m_н + \Delta m_ф).$$

Исходя из массового баланса, коэффициент λ откачки для насоса записывается в зависимости от частных коэффициентов, учитывающих потери быстроты действия, следующим образом:

$$\lambda = \frac{m_e}{m_т} = (1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)\,\lambda_{др}\lambda_т - \lambda'_{м.\,о} + \lambda'_с + \lambda'_п + \lambda'_н), \qquad (1.4)$$

где $m_т$ — масса газа, откачиваемого идеальным насосом, в котором отсутствуют потери быстроты действия; $\lambda_{др}$, $\lambda_т$ — коэффициенты соответственно дросселирования и подогрева, учитывающие потери быстроты действия вследствие уменьшения плотности газа в полости цилиндра по сравнению с плотностью газа во всасывающем патрубке, $\lambda_{др} = p_з/p$, $\lambda_т = T_{вс}/T_з$; $\lambda'_{м.\,о}$ — относительная потеря быстроты действия вследствие уменьшения плотности газа, оставшегося в рабочей полости цилиндра в начале процесса обратного расширения при условии полного перепуска, $\lambda'_{м.\,о} = \Delta m_0/m_т$; $\lambda'_с$ — относительная потеря быстроты действия вследствие неполноты перепуска, $\lambda'_с = \Delta m_с/m_т$; $\lambda'_п$ — относительная потеря быстроты действия от внутренних перетеканий, $\lambda'_п = \Delta m_п/m_т$; $\lambda'_н$ — относительная потеря быстроты действия от внешних натеканий, $\lambda'_н = \Delta m_н/m_т$.

Физический смысл уравнения (1.4) состоит в том, что член $(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e)\,\lambda_{др}\lambda_т$ представляет собой относительную массу газа,

находящегося в рабочей полости цилиндра в момент окончания процесса всасывания, а последующие — относительные значения соответствующих потерь.

Исследования вакуумного насоса системы МВТУ показали, что наиболее существенные потери быстроты действия возникают вследствие подогрева и дросселирования газа при всасывании, внутренних перетеканий, а также наличия мертвого объема и перекрытий. Поэтому коэффициент откачки для инженерных расчетов можно представить в упрощенном виде:

$$\lambda \approx \lambda_{\text{др}}\lambda_{\text{т}} - \lambda'_{\text{м. о}} - \lambda'_{\text{п}}. \qquad (1.5)$$

Рассмотрим способы определения $\lambda_{\text{др}}$, $\lambda_{\text{т}}$, $\lambda'_{\text{м. о}}$ и $\lambda'_{\text{п}}$. Влияние массы газа, оставшегося в рабочей полости цилиндра после окончания перепуска, на быстроту действия насоса выражается следующим уравнением:

$$\lambda_{\text{м. о}} = \frac{p_a}{p}\frac{T_{\text{вс}}}{T_a}(\varepsilon_0 + \varepsilon_a). \qquad (1.6)$$

Давление p_a конца перепуска определяют по уравнениям (1.2) или (1.3).

Температура T_a газа в конце перепуска может быть принята равной температуре в точке *3* (см. рис. 9), так как экспериментальные исследования насосов системы МВТУ показали, что $\Delta T = T_3 - T_a$ не превышает 3 ... 5 К в широком диапазоне изменений давления всасывания, средних скоростей поршня и режимов охлаждения. Таким образом,

$$\lambda_{\text{т}} = T_{\text{вс}}/T_{\text{а}} \approx T_{\text{вс}}/T_3.$$

Относительный мертвый объем ε_0 цилиндра определяется как отношение суммы линейного мертвого объема, объемов цилиндровых и перепускных каналов к объему $V_{\text{г}}$; относительный ход ε_a перепуска — из условия полного выравнивания давлений в процессе перепуска.

К внутренним перетеканиям относят (рис. 13) перетекания газа:

1) из нагнетательного патрубка в рабочие полости золотникового цилиндра через нагнетательные клапаны — $m_{\text{кл}}$;

2) из рабочей полости цилиндра, в которой происходит сжатие и нагнетание, в полость обратного расширения и всасывания через неплотности в кольцах поршня — $m_{\text{п. п}}$;

3) из рабочих полостей золотника во впускную полость золотника через неплотности в кольцах золотникового поршня — $m_{\text{зол 1}}$;

4) между рабочими полостями золотника и цилиндра через неплотности в кольцах золотникового поршня и цилиндровый канал — $m_{\text{зол 2}}$;

5) из рабочей полости цилиндра во впускную полость золотника через неплотности в кольцах золотникового поршня — $m_{\text{зол 3}}$.

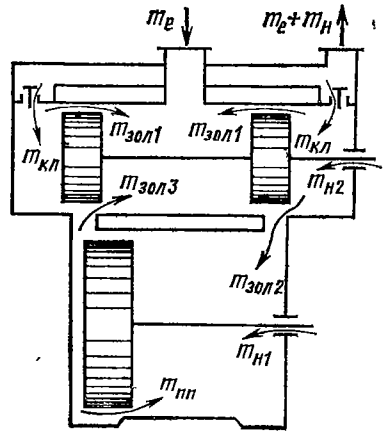


Рис. 13. Натекание и перетекание в насосе системы МВТУ

Через нагнетательные клапаны происходят перетекания газа в золотниковую рабочую полость, изолированную от полости цилиндра, поэтому они непосредственно не влияют на быстроту действия и не входят в $\lambda'_п$. Однако эти перетекания могут косвенно влиять на быстроту действия насоса, увеличивая количество газа, сжимаемого в мертвом объеме золотника и расширяющегося из него, т. е. повышая давление в процессах совместного сжатия, сжатия и обратного расширения в золотниковых полостях, что приводит к увеличению перетеканий через золотниковые и поршневые уплотнения на сторону всасывания. Кроме того, при двухступенчатом режиме работы перетекания через клапан повышают p_a, косвенно влияя таким образом через $\lambda'_{м.о}$ на коэффициент откачки. Исследования показали, что даже при больших неплотностях в нагнетательных клапанах влияние перетеканий через них на быстроту действия насоса при номинальном режиме работы незначительно. Однако перетекания через неплотности в клапанах влияют на предельное остаточное давление.

Потери быстроты действия от внутренних перетеканий определяют перетеканиями газа в основном поршне за время обратного расширения и всасывания и перетеканиями в уплотнении золотниковых поршней за весь цикл:

$$\lambda'_п = \frac{m_{п.п}}{m_т} + \frac{m_{вол}}{m_т},$$

где $m_{п.п}$ — масса газа, перетекающего через поршневое уплотнение; $m_{вол}$ — масса газа, перетекающего через уплотнение золотника.

Перетекания сжимаемого газа $m_{п.п}$ (см. рис. 13) через поршневое уплотнение в рабочую полость цилиндра во время обратного расширения и всасывания чередуются в обеих полостях цилиндра: газ перетекает через поршневые кольца на сторону всасывания в течение всего цикла. Масса газа, перетекающего через поршневое уплотнение за цикл, кроме небольшой части хода от момента окончания всасывания до начала перепуска, входит в потери $\lambda'_п$ быстроты действия от внутренних перетеканий [см. уравнения (1.4) и (1.5)].

Основная особенность работы поршневых уплотнений в насосе с перепускными клапанами на зеркале цилиндра заключается в том, что число уплотняющих поршневых колец переменно по ходу поршня. По мере приближения поршня к мертвым точкам

поршневые кольца начинают заходить на перепускные каналы и перестают уплотнять полость сжатия цилиндра. Например, в вакуумном насосе системы МВТУ марки 2ВНП-3 все четыре поршневых кольца работают только на 15° поворота кривошипа, в то время как максимальный перепад давлений уплотняется минимальным числом колец в конце хода всасывания.

Через золотник происходят перетекания в полость впуска из рабочих полостей золотника $m_{\text{зол}\,1}$, цилиндра $m_{\text{зол}\,3}$ и перетекания из рабочих полостей золотника в рабочие полости цилиндра за время перепуска и обратного расширения $m_{\text{зол}\,2}$. Масса газа $m_{\text{зол}\,1}$ и $m_{\text{зол}\,2}$, перетекающего на сторону всасывания, непосредственно входит в потери $\lambda_{\text{п}}'$ быстроты действия от перетеканий. Масса газа $m_{\text{зол}\,1}$ является основной составляющей, так как эти перетекания происходят из полостей с наиболее высоким давлением и имеют место в течение всего цикла. Перетекания газа $m_{\text{зол}\,3}$ незначительны вследствие малого времени действия — времени перепуска и малого перепада давлений. Масса газа $m_{\text{зол}\,2}$ мала по сравнению с другими перетеканиями и практически не влияет на λ.

Цилиндровые окна в золотниковой втулке служат причиной того, что в зависимости от угла поворота кривошипа полость впуска золотника уплотняется различным числом колец, а, следовательно, условная площадь зазоров золотниковых уплотнений в течение цикла величина переменная.

Перетекания по поршню и золотнику рассчитывают, предполагая, что в уплотнениях имеет место сверхкритическое истечение, а процесс совместного сжатия — изотермический. Мгновенный массовый расход через уплотнения поршня

$$\frac{dm_{\text{п.п}}}{dt} = \Phi_{\text{п}} p_{\text{с.с}} \sqrt{\frac{k}{RT_{\text{вс}}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}},$$

где $\Phi_{\text{п}}$ — площадь условных зазоров в уплотнении поршня, м², $\Phi_{\text{п}} = \pi D \delta_{\text{п}} \cdot 10^{-6}$ ($\delta_{\text{п}}$ — условный зазор поршневого уплотнения, мм); $p_{\text{с.с}}$ — текущее давление в полости совместного сжатия;

золотника

$$\frac{dm_{\text{зол}}}{dt} = \Phi_{\text{зол}} p_{\text{зол}} \sqrt{\frac{k}{RT_{\text{вс}}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}},$$

где $\Phi_{\text{зол}}$ — площадь условного зазора в уплотнении золотникового поршня; $p_{\text{зол}}$ — текущее давление в рабочей полости золотника.

Значение $p_{\text{с.с}}$ находят из теоретической индикаторной диаграммы (см. рис. 9):

$$\frac{p_{\text{с.с}}}{p} = \frac{(p_a/p)\,(1 + \varepsilon_0 \mp \varepsilon_a) + \tau K_v \varepsilon_{0\,\text{зол}}}{1 + 2\varepsilon_0 + 0{,}5[f(\varphi) - K_v f(\alpha_{\text{зол}})]}, \qquad (1.7)$$

где для полостей, удаленных от механизма движения,

$$f(\varphi) = 1 + 2\varepsilon_0 + \frac{\lambda_R}{4} - \cos\varphi - \frac{\lambda_R}{4}\cos 2\varphi;$$

$$f(\alpha_{\text{зол}}) = 1 + 2\,\varepsilon_{0\,\text{зол}} - \frac{\lambda_r}{4} + \cos\alpha_{\text{зол}} + \frac{\lambda_r}{4}\cos\alpha_{\text{зол}},$$

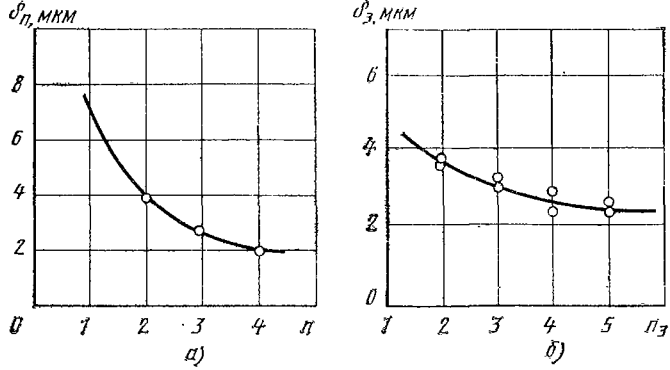


Рис. 14. Изменения условных зазоров в уплотнениях в зависимости от числа уплотнительных колец:
а — поршня; *б* — золотника

($\alpha_{зол}$ — угол поворота кривошипа золотника; $\lambda_R = R/L$ и $\lambda_r = r/L_{зол}$ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна для линии основного поршня и золотника).

Для противоположных полостей следует поменять знаки при членах, содержащих λ_R и λ_r.

Ниже приведены формулы для определения относительного давления в рабочей полости золотника $p_{зол}/p_{с.\,с}$ для различных процессов.

Процесс:

совместного сжатия . . . . . $p_{зол}/p = p_{с.\,с}/p$

сжатия . . . . . $p_{зол}/p = \frac{p_8}{p} \times \times \frac{\varepsilon'_{зол} - \varepsilon_{0\,зол}}{f\alpha_{зол}} 2$

нагнетания . . . . . $p_{зол}/p = \tau$

обратного расширения . . . . . $p_{зол}/p = 2\,\frac{\varepsilon_{0\,зол}\tau}{f(\alpha_{зол})}$

Изменения условных зазоров в поршневом и золотниковом уплотнениях при различном числе уплотнительных поршневых колец приведены на рис. 14.

Масса газа, перетекающего через поршневое уплотнение во время обратного расширения и всасывания (в одной полости)

$$m_{п.п} = \int_{\varphi_a}^{(\pi-\varphi_e)} \frac{\Phi_п p_{с.\,с}}{\omega} \sqrt{\frac{k}{RT_{вс}}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/(k-1)}}\, d\varphi,$$

где ω — угловая скорость коленчатого вала.

Аналогично определяют массу газа, перетекающего через уплотнение золотника в процессах совместного сжатия, сжатия, нагнетания и обратного расширения.

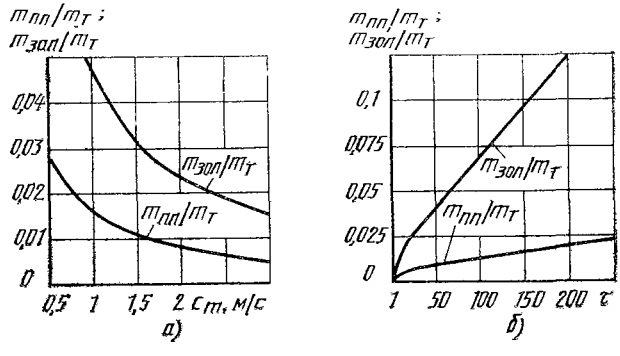


Рис. 15. Зависимости составляющих потерь производительности от внешних перетеканий насоса ЗВНП-3:
а — от средней скорости поршня c_m при $\tau = 20$;
б —от отношений давлений τ при $c_m = 2$ м/с

Изменения потерь быстроты действия вследствие внутренних перетеканий в уплотнениях поршня и золотника для насосов системы МВТУ с номинальной быстротой действия 3 м³/мин показаны на рис. 15.

Анализ и обобщение результатов расчета $\lambda'_п$ показали, что с достаточной точностью их можно определять по зависимости

$$\lambda'_п = 0{,}052 + 0{,}00123\tau - 0{,}004\, n_0.$$

Погрешность, вносимая в определение быстроты откачки насоса с использованием этого уравнения, составляет менее 0,5 %.

Коэффициент $\lambda_т$ подогрева характеризует уменьшение массы откачиваемого газа вследствие того, что температура газа в полости цилиндра в конце всасывания выше, чем температура откачиваемого газа во всасывающем патрубке $T_{вс}$:

$$\lambda_т = T_{вс}/T_з.$$

Экспериментальные исследования насосов системы МВТУ показали, что коэффициент $\lambda_т$ зависит от давления всасывания, частоты вращения и количества охлаждающей воды, протекающей в цилиндровом блоке. Результаты исследований, приведенные в табл. 1.1, характеризуют влияние этих факторов на $\lambda_т$.

Результаты экспериментальных исследований обобщены для номинального режима работы насосов системы МВТУ ($p_{вс} = 5$ кПа) в виде

$$\lambda_т = 0{,}9476 - 0{,}0168 n_0 + 111{,}2W, \qquad (1.8)$$

где n_0 — частота вращения коленчатого вала, с$^{-1}$; W — расход охлаждающей воды, м³/с.

Повышение температуры охлаждающей воды на входе в цилиндр до 310 К практически не сказывается на $\lambda_т$.

Таблица 1.1

Расход охлаждающей воды, дм³/с	$\lambda_т$ в зависимости от различных факторов					
	при $n_0 = 3{,}7$ с$^{-1}$			при $n_0 = 6{,}83$ с$^{-1}$		
	$p_{пред}$	$p_{вс} = 5$ кПа	$p_{вс} = 11$ кПа	$p_{пред}$	$p_{вс} = 5$ кПа	$p_{вс} = 11$ кПа
0,33	0,995	0,95	0,93	0,92	0,89	0,865
0,083	0,99	0,92	0,912	0,885	0,89	0,85

Коэффициент $\lambda_{др}$ дросселирования учитывает уменьшение всасываемой в цилиндр массы газа вследствие того, что давление газа в цилиндре в конце процесса всасывания $p_з$ (см. рис. 7) меньше, чем давление p всасывания во всасывающем патрубке насоса. Это уменьшение давления обусловлено гидравлическим сопротивлением, которое приходится преодолевать газу на пути от всасывающего фланца до полости цилиндра.

Коэффициент дросселирования

$$\lambda_{др} = p_з/p.$$

Потери давления в цилиндре в процессе всасывания оценивают относительной потерей давления

$$\varkappa_{вс} = (p - p_ц)/p,$$

где $p_ц$ — текущее давление в цилиндре.

Потери быстроты действия от дросселирования характеризуются относительной потерей давления в конце всасывания:

$$\varkappa_к = (p - p_з)/p.$$

Обычно коэффициент $\lambda_{др}$ дросселирования выражают через $\varkappa_к$:

$$\lambda_{др} = 1 - \varkappa_к.$$

Значение $\varkappa_к$ может быть получено при решении дифференциального уравнения процесса всасывания в насосе

$$\frac{d\varkappa_{вс}}{d\varphi} = -\frac{2\sqrt{2}\,y(\varphi)\,K_f\alpha_{тр}\varepsilon_р\varkappa_{вс}^{0,5}}{M\pi f(\varphi)} + k(1 - \varkappa_{вс})\frac{f'(\varphi)}{f(\varphi)}, \qquad (1.9)$$

где $y(\varphi)$ — текущее открытие цилиндровых окон, отнесенное к радиусу кривошипа золотника; K_f — коэффициент, учитывающий отклонение формы окна от прямоугольной, т. е. отношение площади действительных цилиндровых окон к площади прямоугольных окон; $\alpha_{тр}$ — коэффициент расхода всасывающего тракта; $\varepsilon_р$ — коэффициент расширения; M — критерий скорости, $M = F_п c_m/(\Sigma b r c_{зв})$; [$\Sigma b$ — суммарная длина цилиндровых окон (по окружности); $c_{зв}$ — скорость звука]; $f'(\varphi)$ — производная от функции $f(\varphi)$; $f(\varphi)$ — функция, характеризующая текущее значение объема цилиндровой полости [см. уравнение (1.7)].

Безразмерное текущее открытие цилиндровых окон определяют из геометрических размеров

$$y(\varphi) = \cos(\varphi - \theta) - \cos(\varphi_e - \theta) + 0{,}25\lambda_r \times \cos 2(\varphi - \theta) - 0{,}25\lambda_r \cos 2(\varphi_e - \theta), \quad (1.10)$$

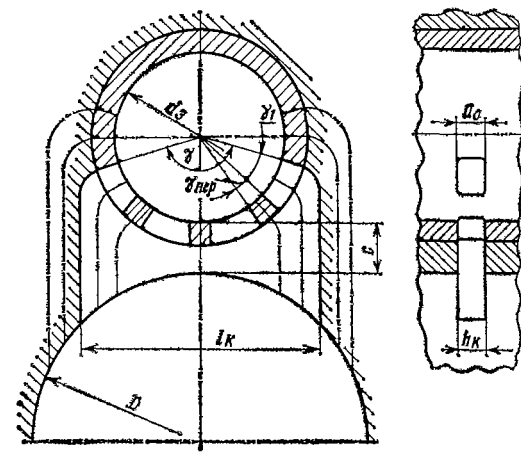


Рис. 16. Схема цилиндрового канала насоса системы МВТУ

где φ — угол поворота кривошипа поршня; θ — угол развала кривошипов поршня и золотника; φ_e — угол поворота коленчатого вала, на который золотник смещается на e от среднего положения; λ_r —отношение длины радиуса кривошипа золотника к длине шатуна золотника.

Значение произведения $\alpha_{тр}K_f$ определяют при статической продувке всасывающего тракта насоса. Результаты показывают, что при проектировании насосов необходимо задаваться следующими значениями произведения $\alpha_{тр}K_f$:

при открытии цилиндровых окон более 3 мм

$$\alpha_{тр}K_f = 0{,}5 - 0{,}078\,(f_{ок}/f_{ц.к})^3,$$

где $f_{ок}$ — текущая площадь открытия цилиндровых окон, $f_{ок} = \sum baK_f = \sum bry(\varphi)\,K_f(\sum b$ — суммарная ширина окон; a — текущее значение открытия окна); $f_{ц.к}$— площадь сечения цилиндрового канала, $f_{ц.к} = h_к l_к$ [$h_к$, $l_к$ — высота и ширина цилиндрового канала (рис. 16)];

при открытии цилиндровых окон менее 3 мм

$$\alpha_{тр}K_f = 0{,}65 - 0{,}06a + 2{,}4a^2.$$

Решения уравнения (1.9) дают следующие значения коэффициента дросселирования в зависимости от основных конструктивных факторов:

для $0{,}02 \leqslant M \leqslant 0{,}058$

$$\lambda_{др} = 1{,}0064 - 1{,}47M^2 - 0{,}002\varphi_e + 0{,}00095\,(1/y_m)^2 - 0{,}0068\lambda_R - 0{,}887M^2\varphi_e - 2{,}79M^2\,(1/y_m)^2 + 30{,}2M^2\lambda_R + 0{,}0027\varphi_e\lambda_R;$$

для $0{,}058 < M \leqslant 0{,}08$ и $0{,}4 < y_m < 0{,}6$

$$\lambda_{др} = 1{,}186 - 24{,}5M^2 - 0{,}006\varphi_e - 0{,}0071\,(1/y_m)^2 - 0{,}092K_l + 0{,}083\lambda_R + 0{,}00436\varphi_e\lambda_R,$$

где M — критерий скорости [см. уравнение (1.10)]; y_m — относительная высота окна, $y_m = a_0/r$; a_0 — высота цилиндрового окна; K_l — отношение площади цилиндровых окон к площади цилиндрового канала, $K_l = f_0/f_{ц.к}$.

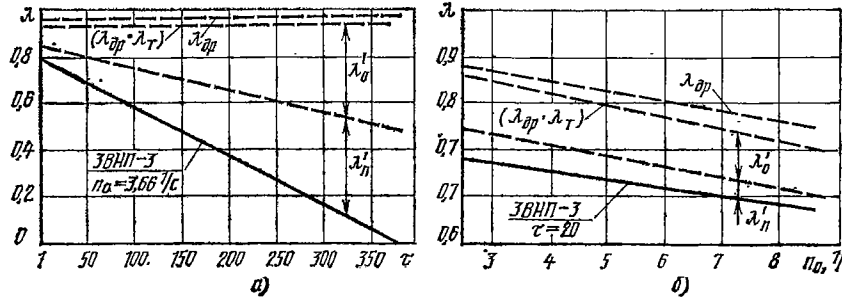


Рис. 17. Зависимости составляющих потерь быстроты действия и коэффициента λ откачки:

а — от τ; *б* — от частоты вращения коленчатого вала; ——— — полный коэффициент откачки; – – – – — составляющие полного коэффициента откачки

Рассчитанный по рассмотренной методике баланс потерь быстроты действия для насосов марки ЗВНП системы МВТУ показан на рис. 17. Экспериментальная проверка предлагаемой методики расчета в широком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала $n_0 = 3 \ldots 8{,}5$ с$^{-1}$, изменения $\varphi_e = 23{,}5 \ldots 32°$ и $\tau = 20 \ldots 100$ показала, что расчетные зависимости имеют тот же характер, а значения отличаются менее чем на 3 %.

Для оценки коэффициента откачки насосов системы МВТУ с быстротой действия 50—150 дм^3/с можно воспользоваться эмпирической формулой

$$\lambda = 0{,}94 - 2 \cdot 10^{-3}\tau - 0{,}09 c_m,$$

где $\tau = p_н/p$; c_m — средняя скорость поршня.

При определении основных размеров насосов системы МВТУ необходимо, чтобы в определенных пределах находились следующие соотношения и параметры: средняя скорость поршня $c_m = 2 \ldots 4{,}5$ м/с; отношение хода поршня к его диаметру $\psi = S_п/D = 0{,}4 \ldots 0{,}7$; отношение хода золотника к его диаметру $\psi_{зол} = S_{зол}/d_{зол} = 0{,}8 \ldots 1{,}0$; отношение объемов, описанных золотником и поршнем, $K_v = V_{г.\,зол}/V_г = 0{,}15 \ldots 0{,}2$; относительный диаметр штока $\alpha_{шт} = d_{шт}/D = 0{,}1$ (где $d_{шт}$ — диаметр штока; D — диаметр поршня); $e = u_п + (1 \ldots 3)$ мм (где $u_п = r\sqrt{2f/R}$ — приведенная длина перепускного канала); $i \geqslant e$; ход золотника $S_{зол} = 2(a_0 + i) + (2 \ldots 3)$ мм; получаемые в расчете размеры диаметров D поршня и $d_{зол}$ золотника округляют до размеров, соответствующих ГОСТу.

Индикаторную мощность насоса определяют по среднему индикаторному давлению

$$N_{инд} = p_i S_г.$$

Мощность на валу насоса

$$N_e = N_{инд\,max}/\eta_{мех}.$$

Мощность двигателя

$$N_{дв} = N_e/\eta_{пер},$$

где $\eta_{пер}$ — КПД передачи.

1.3. РАСЧЕТ ОРГАНОВ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ И ПЕРЕПУСКА

В насосах системы МВТУ применены золотниковое распределение для управления процессом всасывания и самодействующие клапаны для управления процессом нагнетания.

При расчете органов всасывания основными их параметрами, которые подлежат определению, являются: a_0 — высота цилиндровых окон; $h_к$ — высота цилиндрового канала; $l_к$ — ширина цилиндрового канала; γ — угол между цилиндровыми окнами, расположенными по окружности золотниковой втулки; C — толщина стенки между полостями цилиндра и золотника.

Объем цилиндровых каналов составляет значительную часть всего мертвого объема, а размеры и расположение цилиндрового канала, обусловленные дросселированием на всасывании, определяют потерю быстроты действия. Таким образом, увеличение проходных цилиндровых окон и каналов приводит, с одной стороны, к уменьшению относительных потерь $\varkappa_к$ давления во всасывающем тракте, т. е. к увеличению быстроты действия, так как увеличивается $\lambda_{др}$, с другой стороны, — к увеличению мертвого объема в цилиндре, увеличению ε_0, т. е. к уменьшению быстроты действия, так как увеличиваются объемные потери $\lambda'_{м.о}$. В свою очередь уменьшение $\varkappa_к$ ведет к увеличению p_a, а увеличение ε_0 вызывает необходимость увеличения ε_a для обеспечения полного перепуска из большого мертвого объема, что также ведет к увеличению объемных потерь.

Следовательно, размеры цилиндровых окон и каналов необходимо определять с учетом изменения объемных и дроссельных потерь быстроты действия.

Целевая функция, необходимая для оптимизации, может быть найдена из основного уравнения разделения потерь, которое в развернутом виде может быть записано

$$\lambda = (1 - \varkappa_к)\frac{T_{вс}}{T_з}(1 + \varepsilon_0 - \varepsilon_e) - \frac{p_a T_{вс}}{p T_a}(\varepsilon_0 + \varepsilon_a) - $$

$$- \lambda'_п - \lambda'_н - \lambda'_с - \lambda'_ф.$$

Проведенные экспериментальные исследования показывают, что температура газа в начале обратного расширения всего на 1 ... 3 % выше температуры газа в конце всасывания. Поэтому с очень небольшой погрешностью можно считать, что $T_a \approx T_з$. Если, кроме этого, учесть, что при оптимизации относительный ход перепуска всегда может быть выбран из условия полного

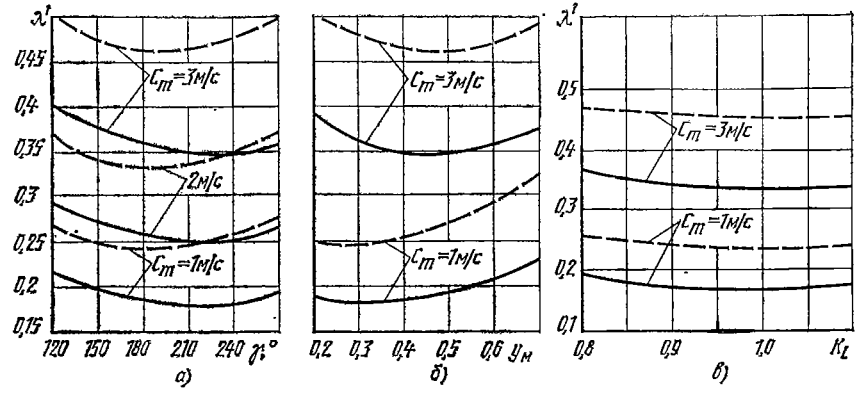


Рис. 18. Зависимость λ' от γ (*а*), y_m (*б*) K_l (*в*):
—— $\tau = 20$; ——— $\tau = 100$

перепуска, при котором $\lambda'_c = 0$, то основное уравнение разделения потерь можно записать в виде

$$\lambda = \lambda_т \{1 - [\varkappa_к + \varkappa_к(\varepsilon_0 - \varepsilon_e) + (\varepsilon_e - \varepsilon_0) + (p_a/p)(\varepsilon_0 + \varepsilon_a)]\} - \lambda'_п - \lambda'_н - \lambda'_ф.$$

Сумма членов в квадратных скобках включает в себя все основные факторы, определяющие объемные и дроссельные потери быстроты действия, и представляет собой сумму этих потерь:

$$\lambda' = \varkappa_к + \varkappa_к(\varepsilon_0 - \varepsilon_e) + (\varepsilon_e - \varepsilon_0) + (p_a/p)(\varepsilon_0 + \varepsilon_a).$$

Все остальные составляющие потерь быстроты действия не связаны с размерами органов впуска. Поэтому λ' может быть выбрано в качестве целевой функции. Геометрические размеры органов впуска будут оптимальными, когда целевая функция λ', подсчитанная по этим параметрам, будет иметь минимальное значение.

Раскрывая величины, входящие в зависимость для λ', получим

$$\lambda' = f(\gamma; y_m; K_l; c_m; \tau; S_п/D; S_{зол}/d_{зол}; K_v; \lambda_R; \varepsilon_e; \varepsilon_0),$$

где y_m — относительная высота цилиндровых окон, $y_m = a_0/r$; K_l — отношение площадей проходных сечений цилиндровых окон и цилиндрового канала.

Три параметра γ, y_m и K_l полностью определяют основные размеры и объем цилиндровых окон и канала. Значение ε_a выбирают, исходя из обеспечения полного перепуска. Минимальная потеря λ'_{min} быстроты действия соответствует значению $\varepsilon_e = \varepsilon_a$. Значение параметров c_m, $S_п/D$, $S_{зол}/d_{зол}$, K_v и λ_R выбирают из конструктивных соображений, т. е. исходя из требований наименьшей металлоемкости насоса и его работоспособности. Значение τ определяется режимом работы насоса.

Таким образом, задача определения основных размеров органов всасывания сводится к нахождению оптимальных значений

$\gamma_{опт}$, $y_{m\,опт}$ и $K_{l\,опт}$, соответствующих минимальному значению λ', при заданных c_m, τ, $S_п/D$, $S_{зол}/d_{зол}$, K_v, λ_R, ε_e и ε_a.

На рис. 18 в качестве примера показаны зависимости λ' от γ, y_m и K_l для насоса 3ВНП-3.

Исследования показали, что параметр K_l незначительно влияет на потери λ', а поэтому задаются значением K_l в пределах $09 \leqslant K_l \leqslant 1{,}1$.

Оптимальные значения параметров y_m и γ находят из выражений:

$$y_{m\,опт} = 0{,}16 + 0{,}18c_m + 0{,}014\varphi_e - 0{,}1S_{зол}/d_{зол} - \\ - 0{,}085\lambda_R - 0{,}026c_m\varphi_e + 0{,}075c_m\lambda_R;$$

$$\gamma_{опт} = 70 + 2{,}8\varphi_e - 0{,}19\tau + \lambda_R + 100K_l - 0{,}012\varphi_e\tau.$$

Часто задаются одним из параметров γ или y_m с отклонением от оптимального значения; тогда второй параметр должен быть выбран также с отклонениями от оптимального значения, чтобы потери λ' были минимальными. Для определения второго параметра при отклонении первого от оптимального значения могут быть использованы следующие зависимости:

$$\gamma'_{опт} = \gamma_{опт}\left(0{,}7\,\frac{y_{m\,опт} - y'_m}{y_{m\,опт}} - 1\right);$$

$$y'_{m\,опт} = y_{m\,опт}\left(1{,}4\,\frac{\gamma_{опт} - \gamma'}{\gamma_{опт}} - 1\right).$$

Эти уравнения используют тогда, когда отклонения γ' от $\gamma_{опт}$ или y'_m от $y_{m\,опт}$ менее 15 %.

Нагнетательные клапаны для насосов подбирают так же, как и для поршневых компрессоров [10].

Расчет основных размеров перепускных клапанов на зеркале цилиндра сводится к определению максимального открытия каналов (см. рис. 4) и их глубины, исходя из обеспечения полного выравнивания давления в полостях цилиндра к моменту окончания процесса перепуска.

Максимальное открытие перепускных каналов связано с относительным перемещением ε_a поршня в процессе перепуска соотношением

$$f = \varepsilon_a S_п, \tag{1.11}$$

где $S_п$ — полный ход поршня, $S_п = 2R$.

Процессы перепуска удобно рассчитывать с использованием безразмерного комплекса:

$$E = \frac{4}{\pi}\,\frac{\bar{\mu}\,\bar{l}}{c_m}\,\frac{S_п}{D}\,\frac{\sqrt{RT_{01}}}{\sqrt{1+\lambda_R}}\,\psi_{max},$$

где $\bar{\mu}$ — осредненный коэффициент расхода перепускных каналов, $\bar{\mu} = 0{,}62$; $\bar{l}$ — часть окружности цилиндра, занятая перепускными каналами, $\bar{l} = L/(\pi D)$ (значение $\bar{l}$ рекомендуется выбирать в пределах 0,4...0,6); L — суммарная ширина каналов; $S_п$ — полный ход поршня; D — диаметр поршня; R — газовая постоянная; T_{o1} — температура в полости опорожнения в момент начала перепуска; λ_R — отношение радиуса кривошипа поршня к длине шатуна;

$$\psi_{max} = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{1/(k-1)} \sqrt{\frac{2k}{k+1}}.$$

Исследования показали, что перепускные каналы, размеры которых определены для номинального режима работы насосов системы МВТУ ($\tau = 20$), обеспечивают практически полное выравнивание давлений в полостях опорожнения и наполнения при работе вакуумного насоса на всех режимах. Поэтому относительный ход перепуска определяют по формуле

$$\varepsilon_a = 0{,}426\varepsilon_0^{0,43}/E^{0,6},$$

где ε_0 — относительный мертвый объем, $\varepsilon_0 = (V_{лин} + V_{п.к} + V_{ц.к})/V_г$ ($V_{лин}$ — линейный мертвый объем; $V_{п.к}$ — объем перепускных каналов; $V_{ц.к}$ — объем цилиндрового канала).

Далее, используя уравнение (1.11), по известному ε_a находят f. Глубину $h_{п.к}$ перепускных каналов рекомендуется выбирать из соотношения $h_{п.к} = (1{,}1 \ldots 1{,}3)\, f$. Число перепускных каналов, расположенных на зеркале цилиндра, выбирают более 5.

1.4. КОНСТРУКЦИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ СИСТЕМЫ МВТУ

В СССР серийно выпускают одноступенчатые поршневые насосы ЗВНП-3 и ВНП-6, а также двухступенчатые насосы 2ДВНП-6 и насосы ВН-120 с клапанным распределением и перепускными каналами на зеркале цилиндра. Характеристики вакуумных насосов, выпускаемых отечественной промышленностью, приведены в табл. 1.2 и 1.3.

Насосы ЗВНП-3, ВНП-6 и 2ДВНП-6 унифицированы, т. е. имеют одинаковые механизмы движения, станину, смазочную систему и цилиндропоршневую группу. Насосы ЗВНП-3 и ВНП-6 унифицированы полностью (рис. 19) и различаются только двигателем, шкивом и частотой вращения коленчатого вала. Вакуумный насос 2ДВНП-6 (рис. 20) отличается от одноступенчатых добавлением цилиндра простого сжатия дожимающей ступени. В дожимающей ступени на всасывании используют щелевой канал, а на нагнетании — самодействующий клапан. Кроме того, во второй ступени предусмотрен байпасный клапан, который служит для выпуска газа на нагнетание при режимах работы, в которых не требуется сжатия газа в дополнительной ступени.

Таблица 1.2

Показатель	ВНК-0,5М	ВНП-0,75	ВНК-3М	2ВНК-3М	ВНП-3	2ВНП-3	ДВНП-6	ВН-120	АВП-9
Число ступеней сжатия	1	1	1	1	1	1	2	1	1
Число цилиндров	1	1	1	1	1	1	2	1	1
Объемная номинальная производительность (при условиях всасывания), м³/мин	0,5±10 %	0,75	2,9	3,5±10 %	3±10 %	3±10 %	6±10 %	120	9
Давление всасывания при номинальной производительности, кПа	10,7	5,1	15,2	10,1	10,1	5,0	1,33	8,0	2,5
Давление остаточное минимальное при нулевой производительностн, кПа	5,3	0,73	10,1	5,0	4,0	0,4	0,04	—	—
Давление парогазовой смеси при выходе из насоса, кПа	Атмосферное			До 107	Атмосферное	До 105	До 111	До 111	Атмосферное
Диаметр цилиндра, мм	200	140	310	310	310	310	440	1150	450
Ход поршня, мм	200	75	150	150	150	150	210	550	300
Диаметр всасывающего штуцера, мм	80	40	125	125	80	100	100	400	150
Диаметр нагнетательного штуцера, мм	90	40	125	125	80	80	100	350	125
Частота вращения, $с^{-1}$	1,33	7,16	2,75	2,75	3,33	3,66	2,25	2,33	1,66

Продолжение табл. 1.2

Показатель	ВНК-0,5М	ВНП-0,75	ВНК-3М	2ВНК-3М	ВНП-3	2ВНП-3	ДВНП-6	ВН-120	АВП-9
Расход охлаждающей воды, $м^3/ч$	—	0,12	—	—	До 3,0	До 1,2	4	9,35	3,0
Потребляемая мощность, кВт:									
номинальная	1,5	1,18	5,2	4,6	5	4	9,6	104	—
максимальная	2	1,40	—	—	—	6	10	150	—
Мощность электродвигателя, кВт	2,8	2,8	7	5,5 (7,5)	7	5,5 (7,5)	22	200	14
Частота вращения электродвигателя, $с^{-1}$	23,66	23,66	12,16	12,16 (16,16)	12,16	12,16 (16,16)	9,83	9,75	16,16
Общая масса агрегата, кг	560	171	1074	985 (1030)	1018	1035 (1080)	3320	22 000	1940
Размеры, мм:									
L	862	860	2720	2500	2380	2150	3545	8265	2744
B	665	480	760	710	900	1000	2086	3755	1590
H	1725	835	1085	900	910	900	1733	2575	1400

Примечания: 1. Цифры в скобках относятся к взрывозащищенным электродвигателям и агрегатам, укомплектованным ими.

2. Масса насоса АВП-9 указана без учета массы электродвигателя.

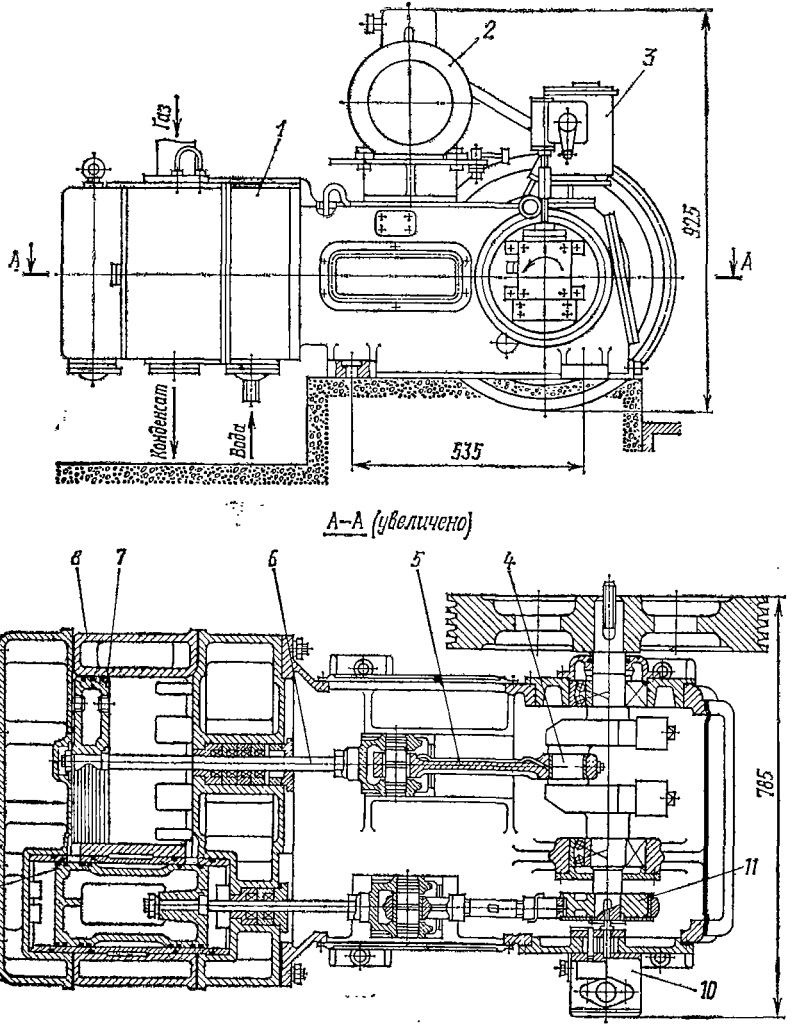


Рис. 19. Вакуумная установка с насосом ЗВНП-3 (ВНП-6) системы МВТУ:
а — общий вид установки; *б* — схема вакуумного насоса ЗВНП-3 — (ВНП-6); *1* — насос; *2* — электродвигатель; *3* — масляный насос; *4* — колеичатый вал; *5* — шатун; *6* — шток; *7* — поршень; *8* — корпус цилиндра; *9* — золотник; *10* — шестеренный масляный насос для смазывания механизма движения; *11* — эксцентрик

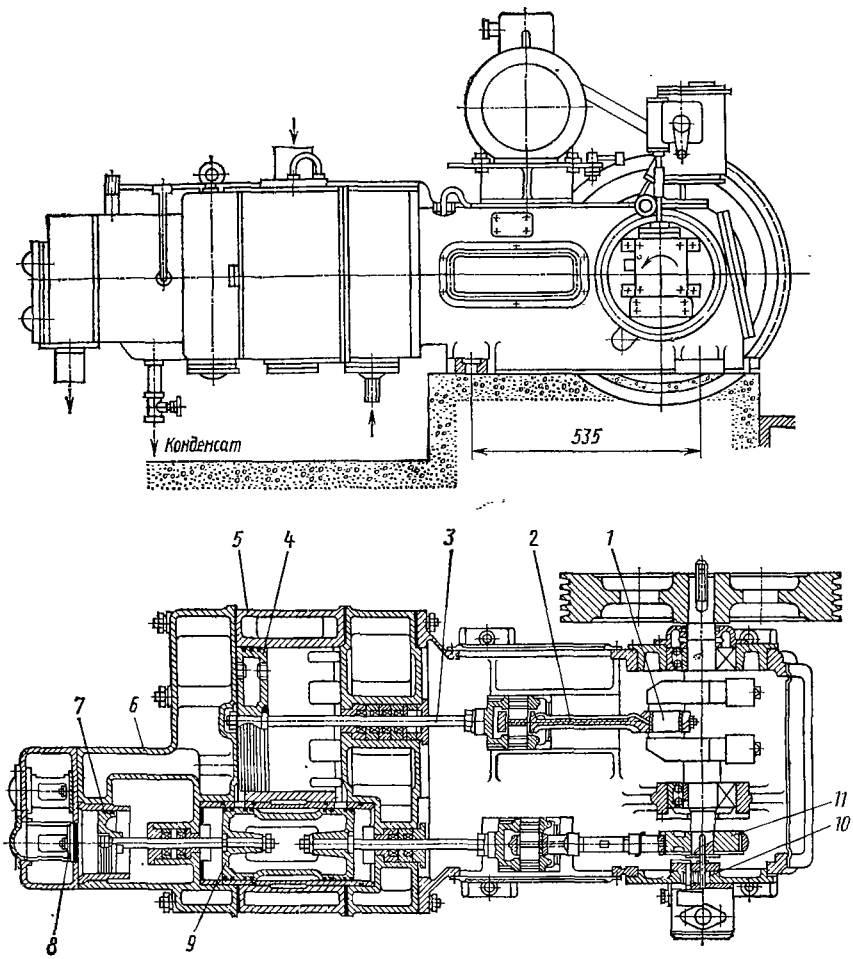


Рис. 20. Вакуумная установка с насосом 2ДВНП-6 системы МВТУ:
а — общий вид; *б* — двухступенчатый вакуумный насос 2ДВНП-6: *1* — колеичатый вал; *2* — шатун; *3* — шток; *4* — поршень; *5* — корпус цилиндра; *6* — крышка-корпус второй ступени; *7* — поршень второй ступени; *8* — нагнетательный клапан второй ступени; *9* — золотник; *10* — масляный насос; *11* — эксцентрик

1.5. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Определить действительную быстроту действия насоса системы МВТУ при номинальном режиме работы $p_{вс} = 5$ кПа и давлении в нагнетательном патрубке $p_2 = 108$ кПа. Вакуумный насос имеет один цилиндр диаметром $D = 300$ мм с ходом поршня $S_п = 150$ мм, диаметр золотника $d_{зол} = 150$ мм, ход золотника $S_{зол} = 80$ мм. Частота вращения коленчатого вала $n_0 = 7{,}33$ с$^{-1}$. Температура всасываемого газа $T_{ис} = 293$ К. Угол развала кривошипов поршня и золотника $\theta = 90°$. Расчет приведен в табл. 1.4.

Задаваясь несколькими значениями $p_{вс}$, можно построить действительную откачную характеристику насоса.

Таблица 1.3

Показатель	3ВНП-3	ВНП-6	2ДВНП-6
Число ступеней сжатия	1	1	2
Число цилиндров	1	1	2
Объемная номинальная производительность (по условиям всасывания), $м^3$/мин	3,7±6 %	6±10 %	6±10 %
Давление всасывания при номинальной производительности, кПа	5	5	1
Давление остаточное минимальное при нулевой производительности, кПа	0,4	0,4	0,04
Диаметр цилиндра, мм	300	300	300
Ход поршня, мм	150	150	150
Частота вращения, $с^{-1}$	3,6	7,2	7,2
Расход охлаждающей воды, м/с	0,14	0,22	0,25
Потребляемая номинальная мощность, кВт	3,2	6,3	3,7
Мощность электродвигателя, кВт	5,5	11	11
Частота вращения электродвигателя, $с^{-1}$	12,5	25	25
Общая масса агрегата, кг	840	840	900

Таблица 1.4

Показатель	Способ определения	Результат
Геометрический объем $V_г$ полости цилиндра, $м^3$	$V_г = 0{,}785D^2S_п$	0,0106
Линейный мертвый объем $V_{лин}$, $м^3$	По чертежу	$1{,}77 \cdot 10^{-4}$
Объем $V_{п.к}$ цилиндрового канала, $м^3$	То же	$3{,}44 \cdot 10^{-4}$
Объем $V_{пр}$ кольцевой проточки на поршне, $м^3$	»	$0{,}34 \cdot 10^{-4}$
Объем $V_{п.к}$ перепускных каналов, $м^3$	»	$0{,}65 \cdot 10^{-4}$
Мертвый объем V_0 цилиндра, $м^3$	$V_0 = V_{лин} + V_{п.к} + V_{пр} + V_{п.к}$	$6{,}2 \cdot 10^{-4}$
Относительный мертвый объем цилиндра	$\varepsilon_0 = V_0/V_г$	0,0585
Линейный мертвый объем золотниковой полости $V_{лин.вол}$, $м^3$	По чертежу	$0{,}31 \cdot 10^{-4}$
Мертвый объем $V_{кл}$ клапанов, $м^3$	То же	$0{,}268 \cdot 10^{-4}$
Объем $V_{кл.к}$ дополнительного клапанного гнезда, $м^3$	»	$0{,}386 \cdot 10^{-4}$
Мертвый объем $V_{озол}$ золотниковой полости, $м^3$	$V_{озол} = V_{лин.вол} + V_{кл} + V_{кл.к}$	$0{,}964 \cdot 10^{-4}$
Рабочий объем $V_{г.вол}$ золотниковой полости, $м^3$	$V_{г.зол} = 0{,}785d^2_{зол}S_{зол}$	$14{,}13 \cdot 10^{-4}$

Продолжение табл. 1.4

Показатель	Способ определения	Результат
Относительный мертвый объем золотника $\varepsilon_{озол}$	$\varepsilon_{озол} = V_{озол}/V_{г.\,зол}$	0,0684
Ход перепуска f, м	По чертежу	0,003
Относительный ход перепуска ε_a	$\varepsilon_a = f/S_п$	0,02
Расход охлаждающей воды W, м³/с	По паспорту	$0{,}833 \cdot 10^{-4}$
Коэффициент подогрева $\lambda_т$	$\lambda_т = 0{,}9476 - 0{,}0168 n_0 + 115{,}2W$	0,834
Температура $T_з$ газа в цилиндре в конце процесса всасывания, К	$T_з = T_{вс}/\lambda_т$	351
Температура T_a газа в конце процесса перепуска, К	$T_a = T_з$	351
Отношение геометрических полостей золотника и рабочих объемов цилиндра	$K_v = V_{г.\,зол}/V_г$	0,133
Перекрытие e, м	По чертежу	$1{,}5 \cdot 10^{-2}$
Относительное перемещение ε_e поршня за время перемещения золотника на e от среднего положения	$\varepsilon_e = (e/S_{зол})^2$	0,035
Относительный объем золотниковой рабочей полости в момент соединения с рабочей полостью цилиндра	$\varepsilon'_{зол} = [(S_{зол}/2) + i]/S_{зол}$	0,6875
Перекрытие i, м	По чертежу	$1{,}5 \cdot 10^{-2}$
Относительное перемещение поршня за время перемещения золотника на i от среднего положения	$\varepsilon_i = (i/S_{зол})^2$	0,035
Давление всасывания, соответствующее переходу с одноступенчатого режима работы на двухступенчатый p *, кПа	Формула (1.1)	11,07
Давление p_a выравнивания после полного перепуска, кПа	Формула (1.2)	7,03
Площадь $F_п$ поршня, м²	$F_п = 0{,}785D^2$	0,07065
Средняя скорость поршня c_m, м/с	$c_m = 2S_п n_0$	2,2
Скорость $c_{зв}$ звука при условии всасывания, м/с	$c_{зв} = \sqrt{kRT_{вс}}$	344
Высота a_0 цилиндрового окна, м	По чертежу	$2{,}5 \cdot 10^{-2}$
Относительная высота y_m цилиндрового окна	$y_m = 2a_0/S_{зол}$	0,625
Радиус R кривошипа поршня, м	По чертежу	$7{,}5 \cdot 10^{-2}$
Длина шатуна поршневой линии L, м	То же	0,3
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна поршневой линии	$\lambda_R = R/L$	0,25

Продолжение табл. 1.4

Показатель	Способ определения	Результат
Площадь f_0 цилиндровых окон, м^2	По чертежу	$0{,}47 \cdot 10^{-2}$
Площадь $f_{\text{ц. к}}$ прохода цилиндрового канала, м^2	То же	$0{,}525 \cdot 10^{-2}$
Отношение площади цилиндровых окон к площади цилиндрового канала	$K_l = f_0/f_{\text{ц. к}}$	0,895
Длина цилиндровых окон $\sum b$, м	По чертежу	0,19
Угол φ_e поворота коленчатого вала, соответствующий перемещению золотника на e от среднего положения, °	То же	22
Критерий скорости, с	$M = \dfrac{2F_{\text{п}}c_m}{\sum bS_{\text{зол}}c_{\text{зв}}}$	0,00595
Коэффициент дросселирования $\lambda_{\text{др}}$	По формуле (1.9)	0,977
Относительные объемные потери $\lambda'_{\text{м. о}}$	$\lambda'_{\text{м. о}} = \dfrac{p_a}{p}\dfrac{T_{\text{вс}}}{T_a}(\varepsilon_0 + \varepsilon_a)$	0,1
Относительные потери в результате внутренних перетеканий $\lambda'_{\text{п}}$	$\lambda'_{\text{п}} = 0{,}052 + 0{,}00123\tau - 0{,}004n_0$	0,0496
Коэффициент откачки λ	$\lambda = \lambda_{\text{др}}\lambda_{\text{т}} - \lambda'_{\text{м. о}} - \lambda'_{\text{п}}$	0,674
Диаметр $d_{\text{шт}}$ штока, м	По чертежу	0,03
Геометрическая быстрота действия насоса $S_{\text{г}}$, м^3/с	$S_{\text{г}} = 0{,}785\,(2D^2 - d^2_{\text{шт}})\,S_{\text{п}}n_0$	0,1545
Действительная быстрота действия насоса S, м^3/с	$S = \lambda S_{\text{г}}$	0,104

2. ПЛАСТИНЧАТО-РОТОРНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

2.1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ

Пластинчато-роторные вакуумные насосы (ПРВН) отличаются простотой конструкции и обслуживания, быстроходностью, возможностью непосредственного соединения с двигателем, хорошей уравновешенностью. Недостаток этих насосов состоит в относительно высоких внутренних перетеканиях газа и механических потерях.

Насосы используют для откачивания воздуха и неагрессивных газов в металлургии, химии и нефтехимии, строительной технике, сельском хозяйстве, а также на транспорте или в установках для транспортирования сыпучих материалов, сушки бетонных покрытий, в доильных установках, а также в вакуумных системах общего назначения. Газ до поступления в насос должен быть очищен от механических примесей и капельной влаги во избежание загрязнения смазочного материала и ускорения изнашивания сопряженных деталей.

Насосы разделяют на насосы, работающие со смазочным материалом и без него. При работе насосов без смазочного материала резко повышается их пожаро- и взрывобезопасность и улучшается санитарное состояние окружающей среды. Однако повышение давления газа в рабочей полости при отсутствии смазочного материала ниже повышения давления при подаче масла вследствие возрастания внутренних перетеканий газа. Масло, подаваемое в рабочую полость насоса, уменьшает потери на трение, уплотняет рабочие зазоры и охлаждает сжимаемый газ.

Для насосов, работающих со смазочным материалом в рабочей полости, пластины изготовляют из стали 85, текстолита ПТ-7, асботекстолита А, стеклотекстолита СТ-1, СТЭФ-1, а для насосов, работающих без смазочного материала, — из неметаллических самосмазывающихся материалов, например графита УГ-20к, АГ-1500-Б-83, антифрикционной фторопластовой композиции ФКН-7 и др.

Насосы изготовляют в стационарном и в транспортном (переносном) исполнении. Быстрота действия отечественных насосов находится в пределах 0,0003 ... 0,833 м³/с. Корпус насоса имеет водяное или воздушное охлаждение. Воздушное охлаждение разделяют на принудительное (от вентилятора) и конвективное. Как правило, стационарные насосы большой быстроты действия имеют водяное охлаждение.

В зависимости от быстроты действия, типа смазочного материала и режима охлаждения техническую характеристику насоса задают во всем диапазоне создаваемого им давления всасывания (от предельного до атмосферного) или только на номинальном режиме.

Одноступенчатый насос со смазыванием трущихся поверхностей создает предельное остаточное давление около 2 кПа, а двухступенчатый — примерно 0,5 кПа.

На рис. 21 приведена конструктивная схема насоса с перепускным устройством и двумя разгрузочными кольцами. В неподвижном корпусе *1* вращается ротор *2*, в пазы которого свободно вставлены пластины *3*. При вращении ротора пластины под действием центробежных сил прижимаются ко внутренней поверхности колец.

Всасывание, сжатие и нагнетание газа осуществляется при изменении объемов ячеек, образованных эксцентрично расположенным ротором, пластинами, корпусом и торцовыми крышками. Между ротором, кольцами и корпусом, а также между ротором и торцовыми крышками предусмотрены минимально возможные зазоры. В торцовых крышках *4* и *7* корпуса расположены вертикальные отверстия *Б*, соединенные с горизонтальным каналом *Д*. В нижней части корпуса и торцовых крышках выполняют ряд отверстий *В* и *Е*. По специальному перепускному каналу *Ж* газ из ячейки наименьшего объема и пространства торцовых зазоров отводится в ячейку начала сжатия, отсоединенную от всасывающего окна. При этом происходит выравнивание давлений в рабочих ячейках: давление газа в ячейке наименьшего объема падает до давления выравнивания, а в ячейке начала сжатия давление возрастает с давления всасывания до давления вы-

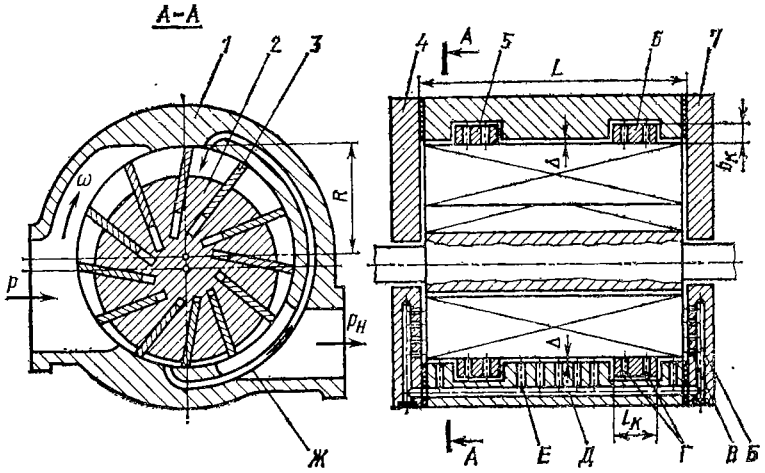


Рис. 21. Конструктивная схема насоса с перепуском газа

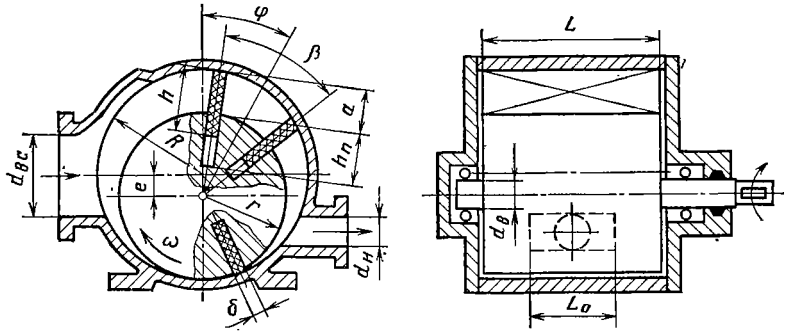


Рис. 22. Конструктивная схема насоса без перепуска газа

равнивания. Это приводит, с одной стороны, к увеличению коэффициента откачки и снижению предельного остаточного давления, с другой стороны, — к увеличению удельной потребляемой на сжатие газа мощности.

Перепуск газа наиболее эффективен при больших перепадах давлений в ячейках. Поэтому его применяют обычно при давлениях всасывания менее 30 кПа у насоса с большим числом пластин (до 20).

Насосы со стальными пластинами, как правило, выполняют с разгрузочными кольцами. Выход пластин из пазов вращающегося ротора ограничен разгрузочными кольцами *5* и *6*, вставленными свободно в корпус. Внутренний диаметр разгрузочных колец меньше диаметра расточки корпуса. Поэтому между рабочей кромкой пластин и образующей цилиндра имеется гарантированный радиальный зазор ($\Delta \approx 0{,}08$ мм). Кольца свободно вращаются, увлекаемые силой трения движущихся пластин, вследствие чего путь скольжения пластин по кольцам меньше, чем по корпусу. При этом снижается мощность, затрачиваемая на преодоление трения пластин по корпусу, и уменьшается износ трущихся деталей, но возрастают внутренние перетекания газа через радиальный зазор. Во время работы насоса пластины не должны соприкасаться с поверхностью цилиндра.

Для выравнивания давлений снаружи и внутри разгрузочных колец в них выполнены радиальные отверстия $Г$ малого диаметра. Толщину рза грзочных колец $b_к$ и их высоту $l_к$ выбирают из конструктивных соображений обычно $b_к = (0{,}070 \ldots 0{,}075)\ R$ и $l_к = (0{,}15 \ldots 0{,}20)\ L$.

В насосах с неметаллическими пластинами, имеющими значительно меньшую плотность, чем стальные, силы инерции снижаются в 3,5 ... 5 раз. Применение разгрузочных колец в этом случае нецелесообразно, так как уменьшение потерь на трение сопровождается увеличением внутренних перетеканий газа.

Рабочая полость ПРВН без перепуска газа (рис. 22) не герметична. Рабочий процесс насоса в значительной степени зависит

от внутренних перетеканий газа и внешних натеканий воздуха, теплообмена, гидравлических потерь и перевального объема. Внутренние перетекания газа во всасывающую полость так же, как и внешние натекания из атмосферы через сальник и неплотности между корпусом и крышками в цилиндр насоса, снижают его быстроту действия. В начальный момент сжатия газа, когда давление в рабочей ячейке низкое, количество газа, перетекающего из других ячеек с более высоким давлением, превышает количество газа, вытекающего из ячейки. Поэтому давление газа в рабочей ячейке будет возрастать быстрее, чем в теоретическом случае при отсутствии перетеканий. При дальнейшем процессе сжатия уменьшается приток газа в ячейку, но растет количество вытекающего газа. Следовательно, масса газа в рабочей ячейке в процессе сжатия не остается постоянной.

Всасывание газа сопровождается повышением его температуры, так как он соприкасается с более нагретыми деталями насоса (ротором, пластинами). Температура нагнетаемого газа, определяемая политропическим процессом сжатия, выше, чем температура ротора и пластин. Таким образом, количество подводимой и отводимой теплоты в процессе сжатия газа непрерывно изменяется. Теплообмен газа с рабочими органами ПРВН вызывает повышение потребляемой мощности.

Давление газа в ячейке ПРВН при всасывании и нагнетании не совпадает с давлением газа в патрубках вследствие гидравлических потерь. Это приводит к снижению быстроты действия и повышению мощности на сжатие газа, а перевальный объем снижает эффективность работы насоса.

Этот насос относится к машинам с нерегулируемым отношением давлений, которое в значительной мере определяется расположением кромок всасывающего и нагнетательного окон. Поэтому при изменении расчетного давления всасывания и нагнетания в момент открытия окон наблюдается несовпадение давлений в ячейке и патрубке. Это приводит к перетеканию газа и возникновению дополнительного шума при работе.

Индикаторные диаграммы для различных режимов работы насосов различны: расчетный режим работы — давление внутреннего сжатия $p_{вн}$ равно давлению нагнетания $p_{вн} = p_н$ (рис. 23, *а*); нерасчетные режимы работы — $p_{вн} > p_н$ (рис. 23, *б*) и $p_{вн} < p_н$ (рис. 23, *в*). Нерасчетный режим $p_{вн} > p_н$ наблюдается при пуске насоса, когда давление всасывания мало отличается от давления нагнетания. Изменение режима работы возникает также в процессе регулирования быстроты действия. Теоретический процесс сжатия газа в насосе обычно принимают политропическим. Действительный процесс сжатия газа в насосе (кривая *1* на рис. 23) вследствие наличия перетеканий газа, гидравлических потерь, теплообмена и обратного расширения отличается от теоретического (кривая *2*). В результате малых дроссельных потерь на всасывании процессы всасывания действительного и теоретиче-

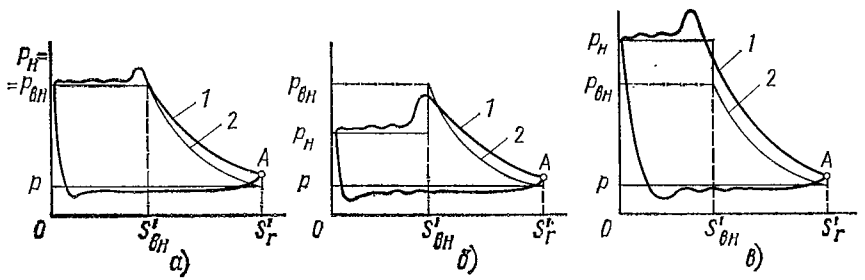


Рис. 23. Индикаторные диаграммы рабочего процесса насоса на различных режимах работы

ского насоса практически совпадают. Количество перетекающего газа зависит от разности давлений, режима течения, формы и размеров щели, наличия смазочного материала, коэффициента расхода, физических свойств рабочего тела, подвижности стенок щелей и др.

В начале процесса нагнетания газа площадь проходного сечения нагнетательного окна невелика и, следовательно, возникают заметные дроссельные потери на нагнетании. Линия процесса нагнетания действительного насоса расположена несколько выше теоретического. Дроссельные потери на нагнетании увеличиваются при постановке обратного клапана.

В реальном насосе процесс обратного расширения (как и сжатия) не является термодинамическим процессом с постоянной массой газа. Во время обратного расширения преобладают интенсивные процессы перетекания газа через зазоры, причем в этот момент ячейка имеет относительно малый объем. Поэтому у реального насоса площадь индикаторной диаграммы всегда больше, чем у теоретического вакуумного насоса, в основном за счет внутренних перетеканий газа и гидравлических потерь.

2.2. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ СООТНОШЕНИЙ

Теоретическая быстрота действия. В насос газ поступает из всасывающего патрубка отдельными порциями, поэтому быстроту действия насоса можно рассматривать как суммарный объем газа, откачиваемый отдельными ячейками в единицу времени. Под теоретической быстротой действия понимают ($м^3/с$)

$$S_т = ZF_h Ln,$$

где Z — число пластин; F_h — максимальная площадь ячейки при угле поворота ротора $\varphi = 0$ (рис. 24); L — длина ротора, м; n — частота вращения ротора, $с^{-1}$.

Максимальная площадь ячейки, образованной радиальными пластинами, ($м^2$)

$$F_h = \int_{-0{,}5\beta}^{0} \rho^2 \, d\varphi - r^2 \frac{\beta}{2}, \qquad (2.1)$$

где ρ — текущий радиус-вектор, $\rho = O_2A$; r — радиус ротора, м; β — угол между двумя радиальными пластинами, рад.

Текущий радиус-вектор, т. е. расстояние от оси вращения ротора до цилиндра, (м)

при $\varphi = 0$ $\quad \rho_{max} = R(1 + \bar{\lambda})$;

при $\varphi = 180°$ $\quad \rho_{min} = R(1 - \bar{\lambda})$,

где R — радиус корпуса, м; $\bar{\lambda}$ — относительный эксцентриситет, $\bar{\lambda} = e/R$; e — эксцентриситет, м.

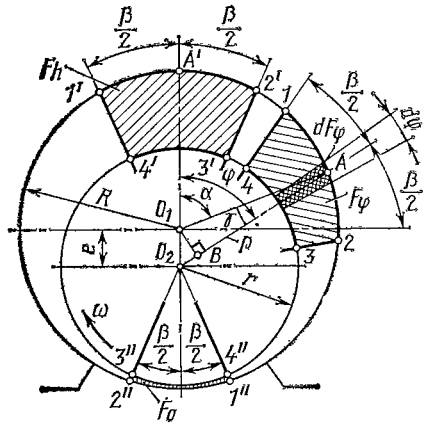


Рис. 24. Изменение площади поперечного сечения ячейки с радиальными пластинами при повороте ротора на угол φ

Следовательно, ячейка, имеющая максимальную площадь (и максимальный объем), будет располагаться симметрично относительно линии центров ротора и корпуса. Выразив значение $\rho = \rho(\varphi)$ и подставив его в выражение (2.1), после ряда упрощений и преобразований в результате интегрирования получим

$$F_h = CeR/Z. \tag{2.2}$$

Тогда

$$S_г = CeRLn, \tag{2.3}$$

где C — коэффициент, учитывающий влияние числа Z пластин и относительного эксцентриситета $\bar{\lambda}$,

$$C = \pi(2 - \bar{\lambda}) + Z\left(2\sin\frac{\pi}{Z} + \frac{\bar{\lambda}}{2}\sin\frac{2\pi}{Z}\right) =$$

$$= Z\left(\beta + 2\sin\frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2}\sin\beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}\right). \tag{2.4}$$

Значения коэффициента C приведены в табл. 2.1.

При числе пластин $Z > 12$ коэффициент $C \approx 4\pi$. Тогда

$$S \approx 4\pi eRLn, \quad S'_г \approx 4\pi eRL$$

Коэффициент C и, следовательно, теоретическая быстрота действия согласно формуле (2.3) возрастают с увеличением числа

Таблица 2.1

$\bar{\lambda}$	Коэффициент C при числе пластин Z							
	2	3	4	5	6	8	10	12
0,05	10,12	11,39	11,88	12,12	12,26	12,39	12,45	12,49
0,10	9,97	11,29	11,83	12,08	12,23	12,37	12,44	12,48
0,15	9,81	11,20	11,77	12,05	12,20	12,36	12,43	12,47

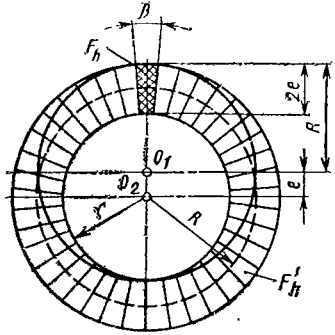


Рис. 25. Схема для определения $S_г$ насоса при числе пластин $Z > 12$

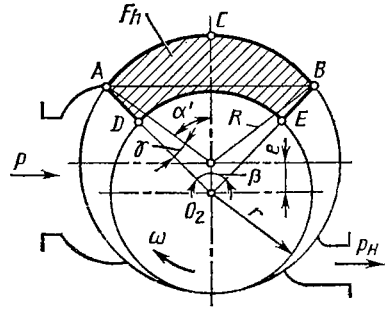


Рис. 26. Максимальная площадь поперечного сечения ячейки при радиальном расположении пластин в пазах ротора при $\varphi = 0$

пластин. Например, при $\bar{\lambda} = 0{,}15$ насосы с $Z = 12$ имеют $S_г$ примерно на 27 % больше по сравнению с двухпластинчатым при том же эксцентриситете. С увеличением относительного эксцентриситета $\bar{\lambda}$ коэффициент C уменьшается незначительно, т. е. геометрическая быстрота действия практически прямо пропорциональна эксцентриситету.

Геометрическая быстрота действия насоса прямо пропорциональна площади торцового сечения ячейки максимальных размеров (м³/с):

$$S_г = F'_h L n,$$

где F'_h — суммарная площадь ячеек за один оборот ротора, м²/об, $F'_h = F_h Z = CeR$.

При большом числе пластин ($Z \geqslant 12$) суммарная площадь может быть приближенно подсчитана как площадь кольца, очерченного из центра ротора. Внутренний диаметр кольца равен радиусу r ротора, а наружный $(R + e)$. Следовательно, средний радиус кольца равен R, а толщина кольца $2e$ (рис. 25).

Площадь (м²) и объем (м³) кольца:

$$F_к \approx F'_h = 2\pi R \cdot 2e = 4\pi eR = 4\pi\bar{\lambda}R^2;$$

$$V_к = F_к L = 4\pi eRL = S'_г,$$

а максимальная площадь ячейки (м²)

$$F_h = \frac{F'_h}{Z} \approx \frac{4\pi eR}{Z}. \qquad (2.5)$$

Другой способ нахождения максимальной площади ячейки с радиальными пластинами основан на вычислении алгебраической суммы площадей сегмента, треугольника и сектора (рис. 26):

$$F_h = F_{ABC} + F_{ABO_2} - F_{DEO_2}.$$

Площадь сегмента

$$F_{ABC} = 0{,}5R^2(2\alpha' - \sin 2\alpha').$$

Площадь треугольника

$$F_{ABO_2} = 0{,}5R^2 \sin 2\alpha' + eR \sin \alpha'.$$

Площадь сектора

$$F_{DEO_2} = \pi r^2/Z.$$

Углы α' и γ (рад):

$$\alpha' = 0{,}5\beta + \gamma; \quad \gamma = \arcsin\left(\bar{\lambda} \sin \frac{\pi}{Z}\right).$$

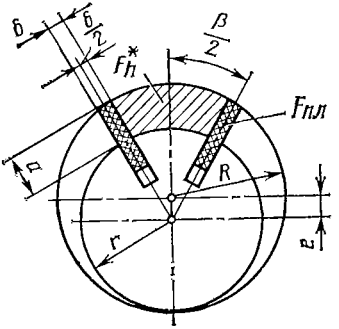


Рис. 27. Схема для расчета сечения ячейки с учетом толщины пластин

Следовательно,

$$F_h = R^2[0{,}5\beta + \gamma + \bar{\lambda} \sin(0{,}5\beta + \gamma) - \frac{\pi}{Z}(1 - \bar{\lambda})^2]. \qquad (2.6)$$

Численные значения, полученные по формулам (2.2) и (2.6), одинаковы.

Выражения (2.2) и (2.6) получены без учета толщины пластин. Большое число пластин будет оказывать влияние на уменьшение геометрической быстроты действия насоса вследствие уменьшения площади ячеек, особенно при значительной толщине пластин. Площадь максимальной ячейки с учетом толщины выступающей части пластин (рис. 27) (м^2)

$$F_h^* = F_h - F_{пл} = F_h - \delta a,$$

где $F_{пл}$ — площадь выступающей части пластины, м^2; δ — толщина пластины, м; a — выступающая часть пластины, м,

$$a = e\left(1 + \cos\frac{\beta}{2} - \frac{\bar{\lambda}}{2}\sin^2\frac{\beta}{2}\right).$$

При большом числе пластин ($Z \geqslant 12$) вылет пластины обычно принимают $a \approx 2e$. В этом случае при $\bar{\lambda} = 0{,}18$ и $Z = 12$ ошибка не превышает 2 %. Тогда

$$F_h^* = F_h - 2e\delta. \qquad (2.7)$$

Суммарная геометрическая площадь ячеек насоса за один оборот ротора с учетом толщины пластин

$$F_h'^* = F_h^* Z = 4\pi eR - 2e\delta Z = 2e(2\pi R - \delta Z). \qquad (2.8)$$

Из этого выражения следует, что суммарная геометрическая площадь ячеек насоса с учетом площади, занимаемой пластинами, численно равна площади кольца со средним радиусом R и толщиной $2e$ за вычетом площади, занимаемой выступающими частями всех пластин, т. е.

$$F'_{пл} = 2e\delta Z.$$

Относительная толщина пластины обычно не велика. Если принять относительную толщину пластины в пределах

$$\delta/R = 0{,}01 \ldots 0{,}075 \tag{2.9}$$

(меньшие значения — для стальных пластин, а большие — для асботекстолитовых пластин), то

$$\frac{F'_{\text{пл}}}{F'_h} = \frac{\delta Z}{2\pi R} = \frac{0{,}01 \ldots 0{,}075}{2\pi} Z \approx (1{,}6 \ldots 12)\, 10^{-3} Z.$$

Как показывают расчеты, при применении стальных пластин уменьшение площади ячейки при $Z \leqslant 20$ составляет не более 3 %, при применении неметаллических пластин и $Z \leqslant 8$ — не более 12 %. Поэтому часто уменьшение площади ячейки пластинами не учитывается, тем более что уменьшение объема ячейки над поверхностью ротора сопровождается увеличением точно такого же объема в его пазах. При вращении ротора освобождающийся объем паза заполняется газом на участке всасывания, а на участке сжатия и нагнетания газ вытесняется пластинами из пазов ротора. Эффективность использования дополнительных объемов в пазах ротора невысока, так как они соединены со всасывающим и нагнетательным патрубками в основном через узкие торцовые зазоры.

Изменение объема рабочей ячейки с радиальными пластинами при повороте ротора. Объем рабочей полости ячейки при данном угле поворота (м³)

$$V_\varphi = F_\varphi L.$$

За угол φ поворота ротора принимают угол между биссектрисой AO_2 ячейки и линией O_1O_2, проходящей через центры цилиндра O_1 и ротора O_2 (см. рис. 24). Поскольку все ячейки насоса имеют одинаковую длину, то изменение объема ячейки будет прямо пропорционально изменению площади ее поперечного сечения. На рис. 24 площадь ячейки F_φ заштрихована и обозначена цифрами *1234*.

Площадь ячейки при угле поворота ротора φ (м²)

$$F_\varphi = \int_{\varphi-0{,}5\beta}^{\varphi+0{,}5\beta} df_\varphi = 0{,}5 \int_{\varphi-0{,}5\beta}^{\varphi+0{,}5\beta} \rho^2 d\varphi - r^2 \frac{\beta}{2}. \tag{2.10}$$

Текущий радиус-вектор (м)

$$\rho = AO_2 = O_2B + BA.$$

Из треугольника O_1O_2B $O_2B = e\cos\varphi$;
из треугольника O_1BA $BA = R\cos\gamma = R\sqrt{1 - \sin^2\gamma}$;
из треугольника O_1O_2A

$$\sin\gamma = \bar{\lambda}\sin\varphi. \tag{2.11}$$

Тогда

$$\rho = R\sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2\varphi} + e\cos\varphi. \tag{2.12}$$

Подставляя выражение (2.12) в уравнение (2.10), после преобразований и упрощений получим

$$F_\varphi = \frac{1}{2}\bar{\lambda}(2-\bar{\lambda})R^2\beta + \frac{1}{2}\bar{\lambda}^2R^2\sin\beta\cos 2\varphi + \\ + \frac{\bar{\lambda}R^2}{2}\left[\sin\left(\varphi+\frac{\beta}{2}\right)\sqrt{1-\bar{\lambda}^2\sin^2\left(\varphi+\frac{\beta}{2}\right)} - \right. \\ \left. - \sin\left(\varphi-\frac{\beta}{2}\right)\sqrt{1-\bar{\lambda}^2\sin^2\left(\varphi-\frac{\beta}{2}\right)}\right] + \\ + \frac{R^2}{2}\arcsin\left[\bar{\lambda}\sin\left(\varphi+\frac{\beta}{2}\right)\right] - \frac{R^2}{2}\arcsin\left[\bar{\lambda}\sin\left(\varphi-\frac{\beta}{2}\right)\right]. \tag{2.13}$$

Учитывая, что для насоса, как правило, $\bar{\lambda} \leqslant 0{,}18$, можно принять

$$\sqrt{1-\bar{\lambda}^2\sin^2\varphi} \approx 1 - \frac{\bar{\lambda}^2}{2}\sin^2\varphi.$$

При этом максимальная ошибка при $\varphi = 90°$ и $\bar{\lambda} = 0{,}18$ не превысит 0,0135 %. Следовательно,

$$\rho \approx R\left(1 + \bar{\lambda}\cos\varphi - \frac{\bar{\lambda}^2}{2}\sin^2\varphi\right) \tag{2.14}$$

или

$$\rho \approx e\left(\frac{1}{\bar{\lambda}} + \cos\varphi - \frac{\bar{\lambda}}{2}\sin^2\varphi\right). \tag{2.15}$$

Подставляя выражение (2.14) или (2.15) в уравнение (2.10), после интегрирования площади текущей ячейки при данном угле поворота φ без учета толщины радиальных пластин получим

$$F_\varphi = 2\bar{\lambda}R^2\left[\sin\frac{\beta}{2}\cos\varphi + \frac{\bar{\lambda}}{4}\sin\beta\cos 2\varphi + \frac{\beta}{2}\left(1-\frac{\bar{\lambda}}{2}\right)\right]. \tag{2.16}$$

При $Z \geqslant 12$ и $\beta \leqslant 30°$ с погрешностью не более 5 % можно принять

$$\sin\beta \approx \beta \text{ и } \sin\frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta}{2};$$

тогда

$$F_\varphi \approx \bar{\lambda}R^2\beta\left(1 + \cos\varphi + \frac{\bar{\lambda}}{2}\cos 2\varphi - \frac{\bar{\lambda}}{2}\right) = \\ = \bar{\lambda}R^2\beta\left(1 + \cos\varphi - \frac{\bar{\lambda}}{2}\sin^2\varphi\right). \tag{2.17}$$

На рис. 28 представлено изменение площади ячейки F_φ при $\bar{\lambda} = 0{,}1$ для различных чисел радиальных пластин. Площадь ячейки максимальна при $\varphi = 0$ и 360° и минимальна при $\varphi = 180°$.

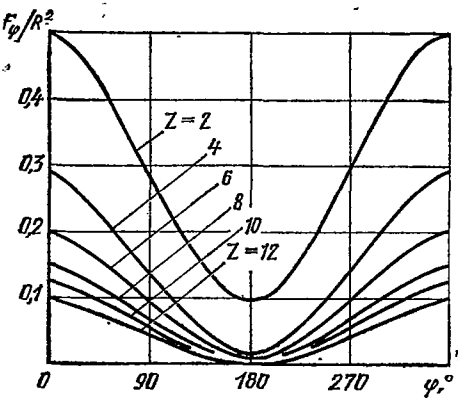


Рис. 28. Зависимость площади поперечного сечения ячейки от угла поворота ротора для различных чисел Z пластин при $\bar{\lambda} = 0{,}1$

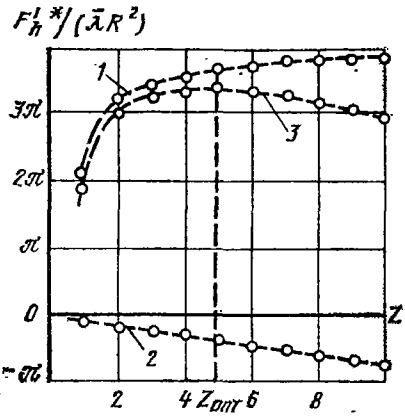


Рис. 29. Зависимость геометрической площади ячеек ПРВН от числа Z пластин

Максимальную площадь F_h и минимальную площадь F_0 ячейки можно определить по формулам (2.13), (2.16) и (2.17) при соответственно $\varphi = 0$ и $\varphi = 180°$:

$$F_{h,0} = 0{,}5\bar{\lambda}(2 - \bar{\lambda})R^2\beta + 0{,}5\bar{\lambda}^2R^2\sin\beta \pm$$

$$\pm \bar{\lambda}R^2\sin\frac{\beta}{2}\sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2\frac{\beta}{2}} \pm R^2\arcsin\left(\bar{\lambda}\sin\frac{\beta}{2}\right). \quad (2.18)$$

При $\bar{\lambda} \leqslant 0{,}18$

$$F_{h,0} \approx \bar{\lambda}R^2\left(\beta \pm 2\sin\frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2}\sin\beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}\right) = \frac{\bar{\lambda}R^2}{Z}C. \quad (2.19)$$

При $Z \geqslant 12$

$$F_h \approx 2\bar{\lambda}R^2\beta = 4\pi eR/Z. \quad (2.20)$$

Знак «+» в формулах (2.18) и (2.19) соответствует максимальной площади радиальной ячейки *1′2′3′4′* (см. рис. 24), а знак «—» — минимальной площади ячейки *1″2″3″4″*. При $\varphi = 0$ выражения (2.6) и (2.18) тождественны, а формулы (2.5) и (2.20) совпадают.

Суммарная геометрическая площадь ячеек насоса с учетом толщины пластин согласно выражениям (2.2), (2.4) и (2.7) (м²)

$$F_h'^* = F_h^*Z = \bar{\lambda}R^2\left(\beta + 2\sin\frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2}\sin\beta - \frac{\bar{\lambda}\beta}{2}\right)Z - 2e\delta Z. \quad (2.21)$$

Оптимальное число пластин. Из выражения (2.21) видно, что с увеличением числа пластин Z первое слагаемое возрастает, а второе — уменьшается (кривые *1* и *2*, рис. 29). Для нахождения максимальной суммарной геометрической площади ячеек насоса необходимо найти первую производную $dF_h'^*/dZ$ и приравнять ее

к нулю. Разложив значения $\sin\beta$ и $\sin(\beta/2)$ в ряд и взяв первые два члена ряда, получим

$$\sin\beta \approx \beta - \frac{\beta^3}{3!} = \frac{2\pi}{Z}\left(1 - \frac{2}{3}\frac{\pi^2}{Z^2}\right);$$

$$\sin\frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta}{2} - \frac{1}{3!}\left(\frac{\beta}{2}\right)^3 = \frac{\pi}{Z}\left(1 - \frac{\pi^2}{6Z^2}\right).$$

Тогда

$$F_h'^* = \bar{\lambda}R^2\left[\frac{2\pi}{Z} + \frac{2\pi}{Z}\left(1 - \frac{\pi^2}{6Z^2}\right) + \frac{\pi\bar{\lambda}}{Z}\left(1 - \frac{\pi^2}{3Z^2}\right)\right]Z - 2e\delta Z.$$

После дифференцирования получим

$$\frac{dF_h'^*}{dZ} = \frac{\bar{\lambda}R^2\pi^3}{3Z_{\text{опт}}^3}(2\bar{\lambda} + 1) - \delta e = 0.$$

Для стальных пластин

$$Z_{\text{опт}} = \pi\sqrt[3]{\frac{R(2\bar{\lambda} + 1)}{3\delta}}. \qquad (2.22)$$

Изменение относительной суммарной геометрической площади ячеек зависит от толщины радиальных пластин (рис. 29 кривая *3*). Данный расчет по оптимизации числа пластин не учитывает изменения внутренних перетеканий газа и мощности трения при различных числах пластин.

Число пластин в насосе влияет на быстроту действия, потребляемую мощность, температуру нагнетания, КПД, трудоемкость изготовления и надежность работы. Число пластин в насосе может изменяться от 2 до 20 и даже более. С увеличением числа пластин уменьшаются внутренние перетекания газа и разность давлений газа между двумя соседними ячейками; в то же время увеличивается мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения, трудоемкость изготовления пазов ротора, а также износ корпуса насоса. Кроме того, число пластин определяется материалом, из которого они изготовлены. Металлические пластины имеют меньшую толщину по сравнению с неметаллическими пластинами (например, из асботекстолита) и, следовательно, их можно больше расположить в теле ротора без заметного снижения его прочности. Число пластин существенно сказывается на уравновешенности насоса (см. п. 2.6).

Влияние числа пластин на откачные и энергетические характеристики насоса проверяли экспериментально. При уменьшении пластин с 12 до 6 быстрота действия насоса РКВН-6 практически не изменялась. Уменьшение быстроты действия наблюдалось при четырех пластинах вследствие увеличения внутренних перетеканий газа, а монотонное снижение потребляемой мощности при сокращении числа пластин объясняется, в первую очередь, уменьшением мощности трения.

Ориентировочно число пластин следует выбирать в соответствии с данными, приведенными ниже.

Быстрота действия насоса, м³/с	До 0,1	0,1 ... 0,4	Св. 0,4
Пластины:			
неметаллические — текстолитовые (ПТ-7), асботекстолитовые (марки А), графитовые (УГ-20к, АГ-150-Б-83), антифрикционная композиция (ФКН-7)	2 ... 6	6 ... 8	8 ... 12
стальные (сталь 85)	—	—	До 20

В насосе с увеличением разности давлений число пластин возрастает, так как необходимо уменьшить перепад давлений между ячейками. При увеличении размеров насоса в теле ротора можно расположить большее число пластин.

Эксцентриситет. Теоретическая быстрота действия насоса прямо пропорциональна эксцентриситету. Поэтому для лучшего использования объема цилиндра целесообразнее выбирать большие значения эксцентриситета. Однако размер эксцентриситета ограничен допустимой глубиной паза ротора и прочностью пластины. Обычно эксцентриситет (м) выбирается в пределах

$$e = (0{,}10 \ldots 0{,}1875)\, R. \tag{2.23}$$

С увеличением эксцентриситета возрастает угол γ между направлением паза ротора и радиусом цилиндра (см. рис. 24), что может привести к заклиниванию пластин на угле сжатия. Поэтому чем выше отношение давлений, создаваемое насосом, и давление нагнетания, тем меньше должен быть вылет пластины из паза ротора во избежание большого изгибающего момента. Следовательно, необходимо принимать меньшее значение эксцентриситета.

Ширина пластины. Максимальный вылет радиальных пластин из пазов ротора составляет $a_{max} = 2e$ (см. рис. 25). Чтобы в этом положении пластина имела необходимую устойчивость, оставшаяся ее часть в пазу ротора должна быть по крайней мере равна максимальному вылету. Из этих соображений для нормальной работы пластин ее ширину (м) обычно принимают

$$h = (3{,}5 \ldots 4{,}0)\, e. \tag{2.24}$$

Подставляя выражение (2.23) в выражение (2.24), получим

$$h \approx (0{,}35 \ldots 0{,}70)\, R. \tag{2.25}$$

Глубина паза ротора. Глубину паза ротора под пластину (см. рис. 22) во избежание опасности ее заклинивания и попадания под пластину продуктов изнашивания принимают (м)

$$h_п = h + (0{,}0005 \ldots 0{,}001). \tag{2.26}$$

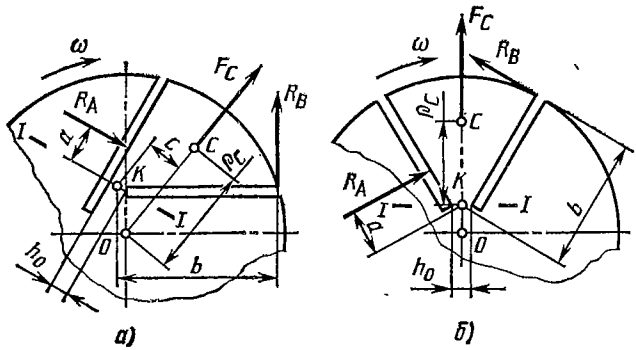


Рис. 30. Схема действия сил при расчете на прочность ротора: *а* — с наклонными пазами; *б* — с радиальными пазами

У большинства выпускаемых в настоящее время насосов пазы ротора изготовляют с наклоном по отношению к радиусу ротора в сторону вращения на угол $\psi = 8 \ldots 15°$. Насосы с наклонными пластинами имеют некоторые преимущества по сравнению с радиальными, а именно увеличивается ширина пластины, что приводит к улучшению условий движения пластины в пазу ротора и к уменьшению опасности ее заклинивания; повышается срок службы пластин и снижается мощность трения. Однако с увеличением угла наклона пластин возрастает изгибающий момент, действующий на пластину, и трудоемкость изготовления пазов ротора. Задавшись числом пластин и определив их размеры, необходимо проверить размещение пазов в роторе и рассчитать на прочность тело ротора. Схема действия сил, приложенных к телу ротора, ограниченного двумя соседними пазами, приведена на рис. 30. Опасным является сечение *I—I*. На выделенный элемент ротора действует центробежная сила F_C и реакции со стороны пластин R_A и R_B. Нормальное напряжение (Па) в опасном сечении складывается из напряжений изгиба $\sigma_и$ и растяжения $\sigma_р$:

$$\sigma = \sigma_и + \sigma_р \approx \frac{6\,(R_B b - R_A a + F_C c)}{L h_0^2} + \frac{F_C}{h_0 L} \leqslant [\sigma],$$

где a, b, c — соответственно плечи сил R_A, R_B и F_C, м; h_0 — ширина опасного сечения, м; F_C — центробежная сила, Н, $F_C = m_C \rho_C \omega^2$ (m_C — масса элемента ротора, ограниченного пазами, кг; ρ_C — расстояние от центра тяжести C элемента ротора до оси вращения ротора, м; ω — угловая скорость ротора, рад/с).

Допускаемое нормальное напряжение для ротора, изготовленного из стали 40Х или чугуна СЧ 20, обычно не превышает $[\sigma] = 1{,}0$ МПа с учетом обеспечения жесткости элемента ротора. Число пластин, которые можно разместить в теле ротора, зависит от ширины, глубины паза и угла его наклона. Размещение пластин в теле ротора проще всего определить из чертежа на стадии проектирования насоса.

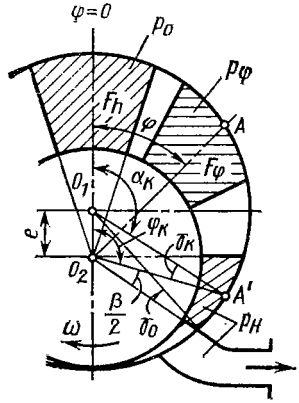


Рис. 31. Схема для определения угла $\alpha_к$ сжатия

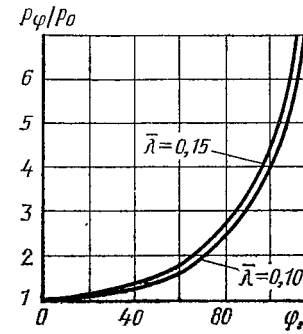


Рис. 32. Зависимость давления газа в ячейке от угла φ поворота ротора

Длина роторов. С увеличением длины ротора увеличивается быстрота действия насоса. Однако при значительной длине ротора возникает опасность заклинивания пластин в пазу ротора. Кроме того, при большой длине корпуса необходимо предусматривать большие температурные деформации, приводящие к повышенным торцовым зазорам и перетеканиям газа. При неизменной быстроте действия насоса с уменьшением длины ротора возрастает его диаметр, что приводит к увеличению относительных перетеканий газа через зазоры между ротором и торцовыми крышками. Относительную длину ротора насоса обычно выбирают в пределах $K_L = L/R = 3 \ldots 5$.

Повышение давления газа в ячейке с радиальными пластинами. С увеличением угла φ поворота ротора уменьшается объем ячейки и соответственно возрастает давление газа, заключенного в ней (рис. 31). При политропическом сжатии газа без учета внутренних перетеканий

$$p_\varphi (F_\varphi L)^n = p_0 (F_h L)^n.$$

Откуда текущее значение давления газа в ячейке, согласно формулам (2.16) и (2.19), (Па)

$$p_\varphi = p_0 \left(\frac{\beta + 2\sin\frac{\beta}{2} + \frac{\bar{\lambda}}{2}\sin\beta - \frac{\bar{\lambda}}{2}\beta}{\beta + 2\sin\frac{\beta}{2}\cos\varphi + \frac{\bar{\lambda}}{2}\sin\beta\cos 2\varphi - \frac{\bar{\lambda}}{2}\beta} \right)^n, \quad (2.27)$$

где p_0 — давление газа в начале сжатия, принимаемое равным давлению всасывания, Па; n — показатель политропы сжатия газа, принимаем для воздуха $n = 1{,}4$; φ — угол поворота биссектрисы ячейки, рад.

При $Z \geqslant 12$ с учетом формул (2.17) и (2.20) давление газа в текущей ячейке (Па)

$$p_\varphi \approx p_0 \left(\frac{2}{1 + \cos\varphi - \sin^2\lambda\varphi} \right)^n. \quad (2.28)$$

Это уравнение может быть упрощено. Угол сжатия (см. рис. 24) $\alpha = \varphi + \gamma$. Тогда

$$\cos\alpha = \cos(\varphi + \gamma) =$$

$$= \cos\varphi\cos\gamma - \sin\varphi\sin\gamma.$$

Так как значение угла γ мало, можно принять $\cos\gamma \approx 1$. С учетом уравнения (2.11) выражение (2.28) принимает вид

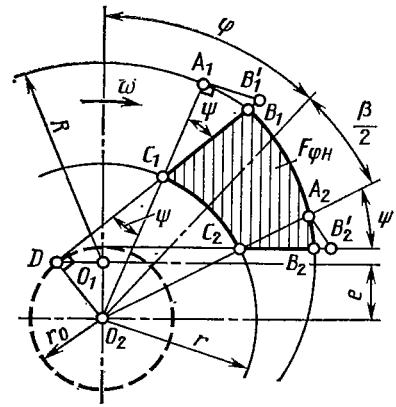


Рис. 33. Площадь поперечного сечения ячейки при наклонном расположении пластин в пазах ротора

$$p_\varphi \approx p_0 \left(\frac{2}{1 + \cos\alpha} \right)^n. \quad (2.29)$$

Изменение давления газа по сравнению с начальным давлением в ячейке зависит от угла поворота ротора (рис. 32).

При проектировании насоса часто решают обратную задачу, а именно определяют максимальный угол $\alpha_к$ сжатия, соответствующий конечному давлению газа в ячейке $p_к$. Принимая $p_\varphi = p_к$, по уравнению (2.29) и рис. 31 находят угол $\alpha_к$ (рад):

$$\alpha_к = \arccos\left[2 \left(\frac{p_0}{p_к} \right)^{1/n} - 1 \right].$$

При малом числе пластин ($Z < 12$) максимальный угол $\varphi_к$ поворота ротора, соответствующий концу внутреннего сжатия, (рад)

$$\varphi_к = \arccos\left[-\frac{B}{4C} \pm \sqrt{\left(\frac{B}{4C}\right)^2 + \frac{C - A + (A + B + C)D}{2C}} \right], \quad (2.30)$$

где $A = \beta\left(1 - \frac{\bar\lambda}{2}\right)$; $B = 2\sin\frac{\beta}{2}$;

$C = \frac{\bar\lambda}{2}\sin\beta$; $D = \left(\frac{p_0}{p_к}\right)^{1/n}$.

При $\tau > 4$ угол сжатия $\alpha_к > 100°$. В этом случае значительно сокращается площадь нагнетательного окна и увеличивается скорость газа. Поэтому при большом значении τ повышение внутреннего давления газа в ячейке сжатия выбирают в пределах не более $p_{вн}/p = 4 \ldots 6 < \tau = p_н/p$.

Изменение объема рабочей ячейки с наклонными пластинами при повороте ротора. Площадь $F_{\varphi_н}$ поперечного сечения ячейки с наклонными пластинами, ограниченная площадью фигуры $C_1B_1B_2C_2$ (рис. 33):

$$F_{\varphi_н} = F_{C_1B_1B_2C_2} = F_{C_1A_1A_2C_2} - F_{A_1B_1C_1} + F_{A_2B_2C_2} = F_\varphi - \Delta F_\varphi,$$

где $\Delta F_\varphi = F_{A_1B_1C_1} - F_{A_2B_2C_2}$.

При небольших углах ψ наклона пластин площади фигур $A_1B_1C_1$ и $A_2B_2C_2$ приближенно равны площадям прямоугольных треугольников $A_1B_1'C_1$ и $A_2B_2'C_2$:

$$F_{A_1B_1C_1} \approx F_{A_1B_1'C_1} = 0{,}5\,(A_1C_1)^2 \operatorname{tg}\psi;$$

$$F_{A_2B_2C_2} \approx F_{A_2B_2'C_2} = 0{,}5\,(A_2C_2)^2 \operatorname{tg}\psi.$$

Из прямоугольного треугольника O_2DC_1 радиус вспомогательной окружности $r_0 = r\sin\psi$. Отрезки $A_1C_1 = \rho_1 - r$ и $A_2C_2 = \rho_2 - r$, где радиусы ρ_1 и ρ_2 определяют из формулы (2.14) при φ_1 и φ_2 соответственно, т. е.

$$\varphi_1 = \varphi - \frac{\beta}{2} \quad \text{и} \quad \varphi_2 = \varphi + \frac{\beta}{2}.$$

После упрощений и преобразований получим

$$\Delta F_\varphi = \frac{e^2 \operatorname{tg}\psi}{2}\left(4\sin\varphi\sin\frac{\beta}{2} + \sin 2\varphi\sin\beta\right).$$

При $Z > 12$ $\sin\frac{\beta}{2} \approx \frac{\beta}{2}$ и $\sin\beta \approx \beta$.

Тогда

$$\Delta F_\varphi = \frac{e^2\beta\operatorname{tg}\psi}{2}(2\sin\varphi + \sin 2\varphi). \qquad (2.31)$$

На рис. 34 приведена зависимость разности площадей ячеек с радиальными и наклонными пластинами, выраженная в безразмерной форме.

Относительная поправка разности площадей ячеек $\Delta F_\varphi/F_\varphi$ согласно (2.17) и (2.31):

$$\frac{\Delta F_\varphi}{F_\varphi} = \frac{\bar\lambda\operatorname{tg}\psi}{2}\,\frac{2\sin\varphi + \sin 2\varphi}{1 + \cos\varphi + \frac{\bar\lambda}{2}\cos 2\varphi - \frac{\bar\lambda}{2}}.$$

График изменения $\Delta F_\varphi/F_\varphi$ от угла φ поворота ротора представлен на рис. 35.

Из приведенного анализа можно сделать следующие выводы.

1. Максимальные объемы ячеек с радиальными и наклонными пластинами практически равны.

2. При сжатии и нагнетании газа ($0 < \varphi < \pi$) объем ячейки с наклонными пластинами несколько меньше по сравнению с ра-

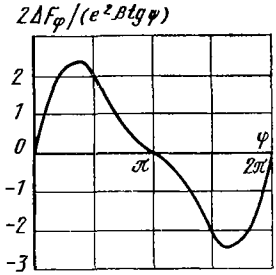


Рис. 34. Зависимость поправки $2\Delta F_\varphi/(e^2\beta \operatorname{tg}\psi)$ при определении площади поперечного сечения ячейки с наклонными пластинами от угла φ поворота ротора

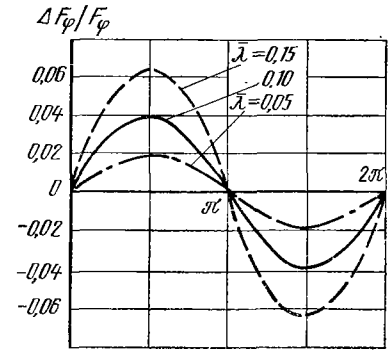


Рис. 35. Зависимость поправки $\Delta F_\varphi/F_\varphi$ от угла φ поворота ротора для различных отиосительных эксцентриситетов $\bar{\lambda}$ при угле наклона пластин $\psi = 20°$

диальными пластинами при одном и том же угле поворота ротора, т. к. $\Delta F_\varphi > 0$. Следовательно, сжатие газа в ячейке с наклонными пластинами будет происходить более интенсивно. Однако в ряде случаев при проведении ориентировочных расчетов для $\psi < 12°$ этими поправками, составляющими 2—3 %, можно пренебречь.

Давление газа в ячейке с наклонными пластинами при угле поворота φ (Па)

$$p_{\varphi н} = p_0 \left(\frac{F_h}{F_\varphi - \Delta F_\varphi}\right)^n.$$

Выбор углов расположения кромок всасывающего и нагнетательного окон. Положение кромок всасывающего и нагнетательного окон корпуса *А*, *Б*, *В* и *Г* (рис. 36) определяет продолжительность фаз газораспределения насоса. Верхняя кромка всасывающего окна (точка *А*) при радиальном расположении пластин определяется углом δ_1 (рад):

$$\delta_1 \approx 0{,}5\beta\,(1 + \bar{\lambda}).$$

Однако вследствие перетеканий газа ячейка заполняется газом несколько раньше, и поэтому угол δ_1 практически принимается в пределах

$$\delta_1 = (0{,}6 \ldots 1{,}0)\,\beta.$$

Верхняя кромка нагнетательного окна (точка *Б*) определяется углом δ_2 (рад):

для радиальных пластин (см. рис. 31)

$$\delta_2 \approx \varphi_к + \frac{\beta}{2} + \gamma_0 = \alpha_к + \frac{\beta}{2} + \gamma_0 - \gamma_к;$$

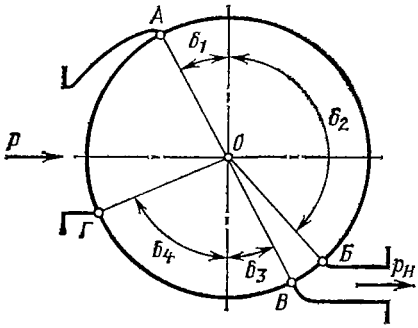


Рис. 36. Углы отсечных кромок всасывающего и нагнетательного окон

для наклонных пластин

$$\delta_2 \approx \varphi_к + \frac{\beta}{2} + \gamma_0 + \bar{\lambda}\psi = \alpha_к + \frac{\beta}{2} + \gamma_0 - \gamma_к + \bar{\lambda}\psi,$$

где $\gamma_0 = \arcsin\left[\bar{\lambda}\sin\left(\varphi_к + \frac{\beta}{2}\right)\right]$;

$\gamma_к = \arcsin(\bar{\lambda}\sin\varphi_к)$.

Для простоты расчетов часто принимают

$$\delta_2 \approx \alpha_к + (0{,}3 \ldots 0{,}5)\,\beta.$$

Нижняя кромка нагнетательного окна (точка B) определяется углом δ_3. При $\varphi = 180°$ ячейка имеет минимальный объем и может быть отсоединена от нагнетательного окна, т. е. можно принять $\delta_3 = 0{,}5\beta$. С учетом перетеканий газа $\delta_3 = (0{,}5 \ldots 1{,}0)\,\beta$.

Положение нижней кромки всасывающего окна (точка $Г$) определяется углом δ_4. При $Z > 12$ $\delta_4 = (1{,}5 \ldots 2{,}5)\,\beta$, причем бóльшие значения соответствуют бóльшим отношениям давлений. При $Z \leqslant 12$ $\delta_3 + \delta_4 = (1 \ldots 2{,}5)\,\beta$.

Определение основных размеров насоса. При заданной быстроте действия насоса S его геометрическую быстроту действия ($м^3/с$) определяют по формуле

$$S_г = S/\lambda,$$

где λ — коэффициент откачки.

После подстановки в уравнение (2.3) относительного эксцентриситета $\bar{\lambda}$ и относительной длины ротора K_L формула для определения геометрической быстроты действия принимает вид

$$S_г = C\bar{\lambda}K_L R^3 n,$$

где R — радиус расточки корпуса, м; n — частота вращения ротора, $с^{-1}$. Тогда

$$R = \sqrt[3]{\frac{S_г}{C\bar{\lambda}K_L n}}.$$

Заменяя частоту вращения ротора на среднюю окружную скорость пластин u (м/с), получим

$$n = u/(2\pi R). \qquad (2.32)$$

Тогда

$$R = \sqrt{\frac{2\pi S_г}{C\bar{\lambda}K_L u}}. \qquad (2.33)$$

Остальные размеры (м) насоса: $e = \bar{\lambda}R$, $r = R - e = R(1 - \bar{\lambda})$, $L = K_L R$.

По формулам (2.9), (2.25) и (2.26) определяют толщину δ пластины, ее ширину h и глубину $h_п$ паза ротора.

Угловая скорость ротора (рад/с)

$$\omega = 2\pi n. \qquad (2.34)$$

Коэффициент откачки в общем случае

$$\lambda = \lambda_{др}\lambda_т - \lambda_0' - \lambda_п' - \lambda_н',$$

где $\lambda_{др}$ — коэффициент дросселирования; $\lambda_т$ — коэффициент подогрева; λ_0' — относительные потери быстроты действия, обусловленные обратным расширением газа; $\lambda_п'$ — относительные потери, обусловленные внутренними перетеканиями газа и переносом газа в изолированном объеме; $\lambda_н'$ — относительные потери вследствие внешних натеканий атмосферного воздуха.

Как показывают результаты экспериментального и теоретического исследования насосов, коэффициент подогрева близок к единице ($\lambda_т \approx 0{,}96 \ldots 0{,}99$). Дроссельные потери также незначительны ($\lambda_{др} \approx 0{,}97 \ldots 0{,}98$), потому что у насосов отсутствуют всасывающие клапаны, а скорость газа во всасывающем патрубке не превышает 25 м/с. Потери от обратного расширения газа составляют не более 3 ... 6 %, поскольку перевальный объем мал. Таким образом, при отсутствии или незначительных внешних натеканиях воздуха ($\lambda_н' \approx 0$) коэффициент откачки в большой степени определяется внутренними перетеканиями газа и потерями с переносом газа в изолированном объеме

$$\lambda \approx (0{,}90 \ldots 0{,}95) - \lambda_п'.$$

Относительные потери при внутренних перетеканиях газа

$$\lambda_п' = (m_{и.\,о} + m_п)/(\rho_{вс}S_г),$$

где $m_{и.\,о}$ — масса газа, переносимая в изолированном объеме в единицу времени, кг/с; $m_п$ — внутренние перетекания газа, кг/с; $\rho_{вс}$ — плотность газа на всасывании, кг/м^3.

Внутренние перетекания газа в насосах происходят в основном через радиальные и торцовые щели, поскольку перетекания в пазах ротора весьма незначительны. На коэффициент откачки существенно влияет также изолированный объем. Например, если на углу $\delta_з + \delta_4$ располагается три и более пластин, то возможен перенос газа в изолированном объеме с нагнетания на всасывание. При этом

$$m_{и.\,о} = F_{и.\,о}ZLn\rho_н,$$

где $F_{и.\,о}$ — площадь изолированной ячейки, м^2; определяют по формулам (2.13) или (2.16) при угле $\varphi_{и.\,о} = 180° - \delta_з + \beta/2$; $\rho_н$ — плотность газа на нагнетании, кг/м^3.

При $\delta_з + \delta_4 \leqslant 2\beta$ можно принять $m_{и.\,о} \approx 0$.

В общем случае внутренние перетекания

$$m_п = m_{т1} + m_{т2} + m_{т1}' + m_{т2}' + m_р + m_{т.\,у},$$

где $m_{т1}$ и $m_{т2}$ — массовый расход газа через торцовые щели, кг/с; $m_{т1}'$ и $m_{т2}'$ — то же, между пластиной и торцовой крышкой, кг/с; $m_р$ — то же, через радиальную щель, кг/с; $m_{т.\,у}$ — то же, через дисковое торцовое уплотнение, кг/с.

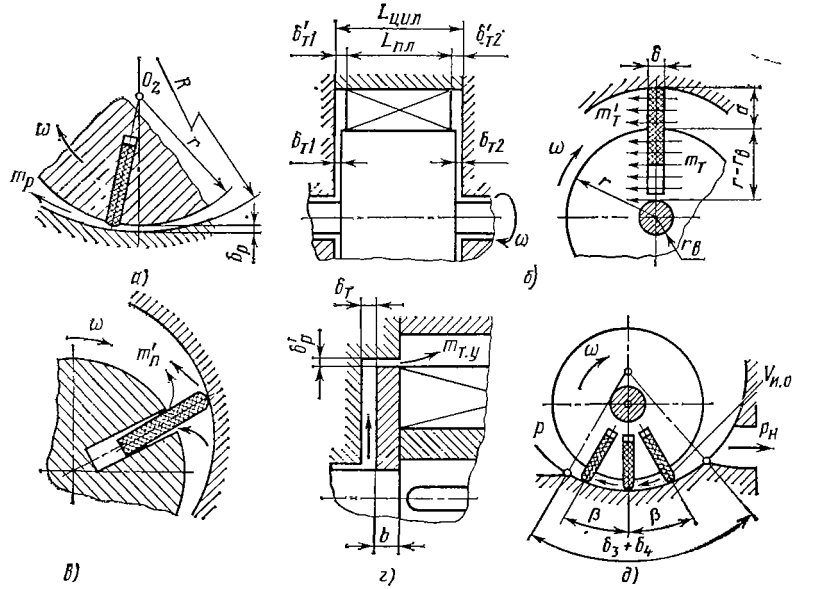


Рис. 37. Типы щелей в насосе:
а — радиальная; *б* — торцовая; *в* — микрощелевой зазор; *г* — в дисковом уплотнении; *д* — положение изолированного объема

Торцовые перетекания преобладают над остальными внутренними перетеканиями и иногда составляют 50 ... 60 %. Очень хорошие условия для радиальных перетеканий создаются в щелях с плавно сходящимися и затем расходящимися стенками между ротором и корпусом в месте их наибольшего сближения. Кроме того, окружная скорость ротора совпадает по направлению с движением газа в радиальном зазоре.

Пути протеканий газа и типы щелей в насосе даны на рис. 37.

Известны методы снижения внутренних перетеканий газа и повышения КПД насосов: выбор оптимальных рабочих зазоров, скорости скольжения пластин по цилиндру, числа пластин и относительной длины ротора; постановка дисковых и торцовых уплотнений, изготовление проточки на цилиндре под ротором, перепуск газа, впрыск масла в рабочую полость и др.

Глубина щели в большой степени зависит от типа щели, т. е. от глубины дросселирования газа. По данным И. А. Сакуна, для радиальной щели между ротором и цилиндром (рис. 37, *а*) относительная глубина

$$\left(\frac{b}{2\delta_р}\right)_x = \frac{2{,}39}{\delta_р},$$

где $\delta_р$ — радиальный зазор, мм.

Длина радиальной щели $l = L$, а высота $\delta = \delta_р$.

Глубина щели кольцевого уплотнения, выполненного в виде торцового диска (рис. 37, *г*), равна высоте b диска. Обычно $b/\delta'_р > > 50$. Длина щели $l \approx \pi r$, а высота щели $\delta = \delta'_р$. Глубину торцовой щели между пластиной и торцовой крышкой (рис. 37, *б*) принимают равной толщине δ пластины. Длина щели в общем случае $l = \rho - r$, а суммарная высота щели $\sum \delta = \delta'_{т1} + \delta'_{т2} = L_{цил} - L_{пл}$. Очень часто принимают $\sum \delta = 2\delta'_т$.

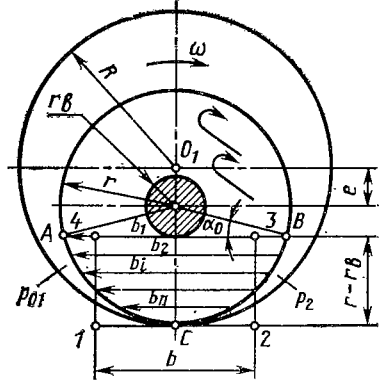


Рис. 38. Схема для определения глубины торцовой щели

Глубину торцовой щели в дисковом уплотнении принято условно с учетом диаметра вала считать как среднеарифметическую величину (мм):

$$b = (b_1 + b_2 + \ldots + b_m)/m,$$

где m — число расчетных интервалов.

При этом площадь сегмента ABC заменяется на площадь прямоугольника *1234* (рис. 38) со стороной b (мм):

$$b = [r^2 (0{,}5\pi - \alpha_0) - r r_в \cos \alpha_0]/(r - r_в),$$

где $\alpha_0 = \arcsin (r_в/r)$, рад; $r_в$ — радиус вала, мм.

Длина торцовой щели $l = r - r_в$, а высота щели $\delta = \delta_т$. При этом считается, что в верхней части торцового зазора между ротором и крышкой (рис. 38) перетекание отсутствует, так как газ течет из торцового зазора в основном в ячейки, изолированные от всасывающего патрубка.

Расход газа через радиальную щель (кг/с)

$$m_р = q_р \delta_р L,$$

где $q_р$ — удельный расход газа через радиальную щель, кг/(м²·с).

Расход газа через торцовую щель между ротором и торцовой крышкой (кг/с)

$$m_т = q_т \delta_т (r - r_в),$$

где $q_т$ — удельный расход газа через торцовую щель между ротором и торцовой крышкой, кг/(м²·с).

Расход газа через торцовую щель между пластиной и торцовой крышкой (кг/с)

$$m'_т = q'_т \delta'_т (\rho - r),$$

где $q'_т$ — удельный расход газа через торцовую щель между пластиной и торцовой крышкой, кг/(м²·с).

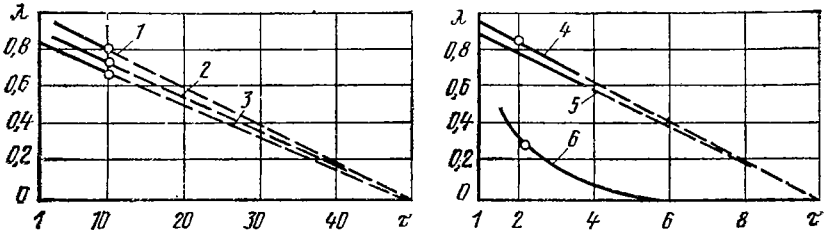


Рис. 39. Зависимость коэффициента λ откачки от отношения давлений τ для различных вакуумных насосов:
1 — РВН-50; *2* — РВН-25; *3* — РВН-6; *4* — РКВН-6; *5* — РКВН-9; *6* — РВН-40/350

Уплотняющий эффект дискового уплотнения достигается в результате потерь энергии на преодоление трения газа при течении его в глубокой щели, а также лабиринтного действия уплотнения. Газ дважды проходит узкую щель $\delta'_р$, а после щели затормаживается сначала в полости торцового зазора, а затем в полости всасывания.

Внутренние перетекания газа через различные типы щелей в насосах определяют по методике, изложенной в гл. 3.

Для приближенных расчетов коэффициент откачки обычно принимают равным $\lambda \approx 0{,}6 \ldots 0{,}8$. Наибольшее значение коэффициента λ следует выбирать для насосов, работающих с подачей масла в цилиндр, а также для вакуумных насосов большой быстроты действия с невысоким отношением давлений.

Значение коэффициента откачки зависит от отношения давлений для различных насосов. На рис. 39 штриховой линией показана характеристика вакуумного насоса при кратковременной работе. Как видно из приведенных характеристик, в связи с увеличением отношения давлений коэффициент откачки уменьшается практически по прямой.

2.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ

Мощность насосов при политропическом сухом сжатии идеального газа и отсутствии перепуска (Вт) определяют по следующим формулам:

для расчетного режима работы

$$N_т = \frac{n}{n-1} p S_г \left[\left(\frac{p_н}{p} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right];$$

для нерасчетного режима работы

$$N_т = \frac{n}{n-1} p S_г \left[\left(\frac{p_{вн}}{p} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] + S_г \left(\frac{p_{вн}}{p} \right)^{-1/n} (p_н - p_{вн}), \quad (2.35)$$

где n — показатель политропы сжатия газа, принимаем для воздуха и двухатомных газов $n = 1{,}4$; $S_г$ — геометрическая быстрота действия, м³/с; $p_{вн}$ — давление внутреннего сжатия, Па; $p_н$ — давление нагнетания, Па.

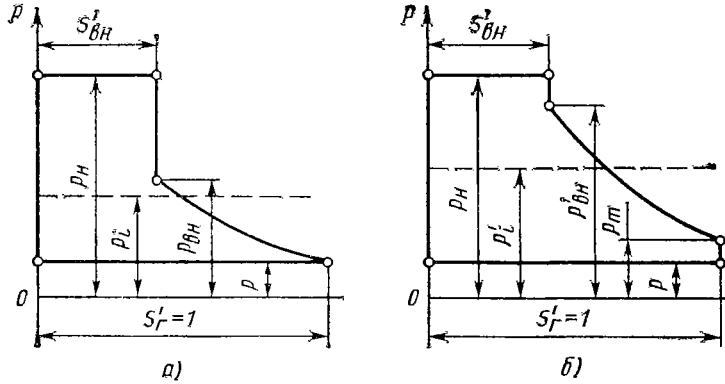


Рис. 40. Упрощенная теоретическая индикаторная диаграмма насоса: *а* — без перепуска; *б* — с перепуском

Индикаторную мощность насоса обычно определяют по упрощенной индикаторной диаграмме (рис. 40, *а*) с учетом режима работы, предполагая отсутствие мертвого объема, натеканий и гидравлических потерь, а также политропичность процесса сжатия. При наличии перепуска газа индикаторная диаграмма насосов строится, кроме того, в предположении мгновенных и полных процессов перепуска газа и смешения (рис. 40, *б*).

Среднее индикаторное давление (Па):

с перепуском газа

$$p'_i = \frac{n}{n-1} p_m \left[\left(\frac{p'_{вн}}{p_m} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] + \left(\frac{p'_{вн}}{p_m} \right)^{-1/n} (p_н - p'_{вн}) + p_m - p;$$

без перепуска газа

$$p_i = \frac{n}{n-1} p \left[\left(\frac{p_{вн}}{p} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] + \left(\frac{p_{вн}}{p} \right)^{-1/n} (p_н - p_{вн}),$$

где p_m — давление выравнивания, Па; $p_m \approx 0{,}9p + 0{,}1p_н$; $p'_{вн}$ — давление внутреннего сжатия газа при наличии перепуска, Па, $p'_{вн} = (p_{вн} p_m)/p$.

Увеличение индикаторной мощности реального насоса в результате внутренних перетеканий газа в процессе сжатия учитывается коэффициентом $\xi_{сж}$. Для обычных условий применительно к воздушным насосам сухого сжатия $\xi_{сж} = 1{,}02 \ldots 1{,}08$. Большие значения коэффициента $\xi_{сж}$ относятся к меньшей скорости скольжения пластин по корпусу и большему отношению давлений. Коэффициент $\xi_{сж}$ определяют по эмпирическому уравнению

$$\xi_{сж} = 1 + 0{,}12\tau/u,$$

где τ — отношение давлений; u — скорость скольжения пластин по корпусу, м/с.

Коэффициент $\xi_{др}$ учитывает повышение индикаторной мощности в реальном насосе вследствие гидравлических потерь в основном на нагнетании. Обычно принимают $\xi_{др} = 1{,}01 \ldots 1{,}04$.

Индикаторная мощность (Вт)

$$N_i = N_т \xi_{сж} \xi_{др} = p_i S_г. \qquad (2.36)$$

Эффективная мощность на валу насоса при сухом сжатии газа (Вт)

$$N_e = N_i + N_{тр},$$

где $N_{тр}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин о корпус, торцовые крышки и в пазах ротора, а также в подшипниках и уплотнениях, Вт.

Определение мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения, рассмотрено в п. 2.5.

Механический КПД

$$\eta_{мех} = N_i / N_e.$$

Обычно $\eta_{мех} \approx 0{,}6 \ldots 0{,}8$. Мощность приводного электродвигателя определяют по максимальной эффективной мощности насоса (Вт):

$$N_{дв} \approx N_{e\,max}.$$

2.4. ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Для нахождения механических потерь и сил, действующих на основные детали насоса, определяют скорости и ускорения пластин.

Скорость пластины. Пластина насоса участвует в сложном вращательно-поступательном движении. Окружная скорость конца радиальной пластины (точка A, рис. 41) с учетом уравнения (2.14) (м/с)

$$v_{окр} = \rho\omega = R\omega\,(1 + \bar{\lambda}\cos\varphi - 0{,}5\bar{\lambda}\sin^2\varphi),$$

где φ — угол поворота пластины, рад.

Скорость радиальной пластины относительно ротора (м/с)

$$v_{3/2} = \frac{d\rho}{dt} = -e\omega\sin\varphi\,(1 + \bar{\lambda}\cos\varphi) = -e\omega\,(\sin\varphi + 0{,}5\bar{\lambda}\sin 2\varphi).$$

Знак «—» показывает, что вектор скорости направлен к центру ротора.

Полная скорость конца пластины, направленная по окружности, (м/с)

$$v_{3/4} = \frac{v_{окр}}{\cos\gamma} = R\omega\left(1 + \frac{\bar{\lambda}\cos\varphi}{1 - 0{,}5\bar{\lambda}^2\sin^2\varphi}\right).$$

Скорость конца пластины относительно разгрузочных колец (скорость скольжения пластин относительно колец) (м/с)

$$v_{3/1} = v_{3/4} - R\omega_к = R\omega\left(1 + \frac{\bar{\lambda}\cos\varphi}{1 - 0{,}5\bar{\lambda}^2\sin^2\varphi} - \frac{\omega_к}{\omega}\right), \qquad (2.37)$$

где $\omega_к$ — угловая скорость разгрузочного кольца, рад/с.

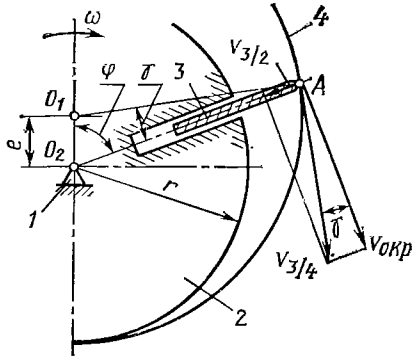


Рис. 41. Схема расположения скоростей пластины в точке соприкосновения с корпусом:
1 — ось ротора; *2* — ротор; *3* — пластина; *4* — корпус

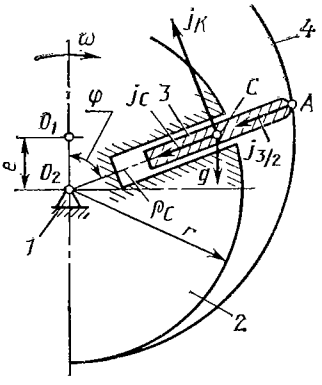


Рис. 42. Схема ускорений пластины:
1 — ось ротора; *2* — ротор; *3* — пластина; *4* — корпус

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Ускорение радиальной пластины относительно паза ротора (м/с²)

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

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

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

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

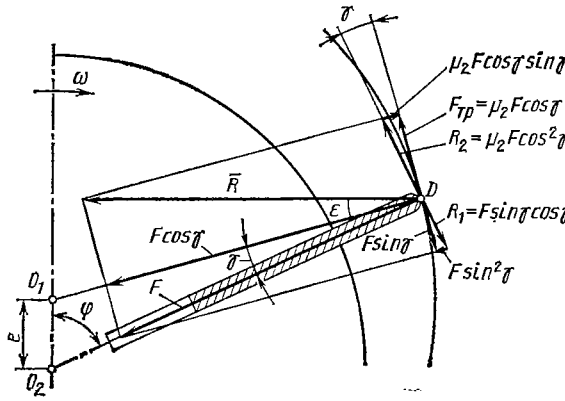


Рис. 43. Схема сил, действующих на радиальную пластиину в точке ее соприкосновения с корпусом

Скорости и ускорения для наклонных пластин определяют по аналогичным зависимостям.

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

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

Поперечная составляющая от касательной силы (Н)

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

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

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

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

где μ_2 — коэффициент трения пластины о корпус иасоса.

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

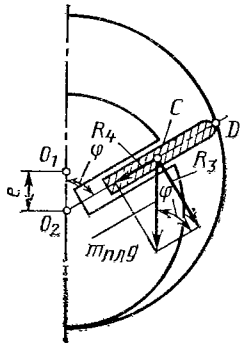


Рис. 44. Схема разложения веса пластины

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

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

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

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

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

при смазывании цилиндра маслами малой вязкости (типа веретенного АУ)

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

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

Сила $F_{тр}$ трения при отсутствии беговых колец направлена в сторону, противоположную направлению вращения ротора, а если пластины опираются на разгрузочные кольца, то направление силы трения противоположно направлению вектору скорости $v_{3/1}$ скольжения пластин относительно колец.

Поперечная составляющая силы трения (Н)

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

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

$$R_3 = -m_{пл} g \sin\varphi,$$

где $m_{пл}$ — масса пластины, кг; g — ускорение свободного падения, $g = 9{,}81$ м/с^2.

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

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

где h — ширина пластины, м.

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

$$q_2 = \Delta p L,$$

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

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

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

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

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

При $Z \geqslant 12$

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

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

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

$$\Delta p =$$

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

При $Z \geqslant 12$

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

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

$$\Delta p = p_{\text{н}} - p \times$$

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

При $Z \geqslant 12$

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

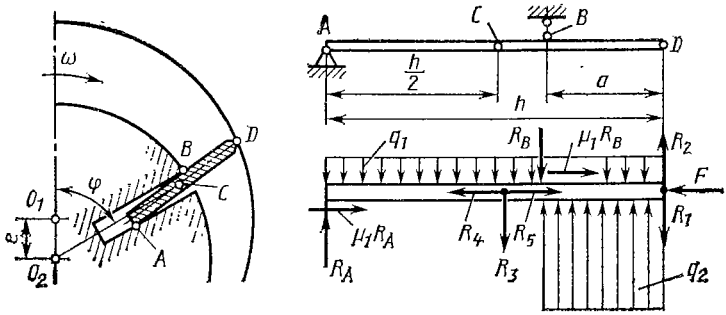


Рис. 45. Схема сил, приложенных к пластине

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

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

$$R_A = \frac{a}{h-a}\left[(q_1 h + R_3)\left(1 - \frac{h}{2a}\right) + q_2 \frac{a}{2} + \right.$$

$$\left. + (\sin\gamma\cos\gamma + \mu_2\cos^2\gamma) F\right];$$

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

где a — выступающая из ротора часть пластины, м.

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

$$R_5 = -m_{пл}(j_C + j_{3/2}).$$

Продольная составляющая веса пластины (Н)

$$R_4 = -m_{пл} g \cos\varphi.$$

Сила трения пластины в пазу ротора (Н)

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

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

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

$$F'_{тр} = A\mu_1(|R_A| + |R_B|).$$

Эта формула справедлива при всех значениях угла φ поворота ротора, за исключением $\varphi = 0$ и π. Однако при этих углах поворота сила трения $F'_{тр} = 0$, так как скорость перемещения пластин в пазах ротора $v_{3\,2} = 0$.

Суммарная продольная сила определяется как сумма сил (Н):

$$F = R_4 + R_5 + F'_{тр}. \qquad (2.43)$$

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

$$F = R_4 + R_5.$$

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

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

Необходимо отметить, что в данном расчете ввиду малых значений не учитывают продольные силы: $\mu_2 F \cos\gamma \sin\gamma$ и $F \sin^2\gamma$, а также моменты от сил трения пластин в пазу ротора: $M_A = \mu_1 R_B \delta$ и $M_B = \mu_1 R_A \delta$, где δ — толщина пластины. При этом ошибка не превышает 1 ... 1,5 %.

2.5. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ

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

$$N_{тр} = N_1 + N_2 + N_3 + N_4.$$

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

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

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

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

$$N_{п\psi} = \frac{4}{\pi} m_{пл} \omega^3 R^2 \bar{\lambda} Z \mu_1 \mu_2 \frac{1+\bar{\lambda}}{1-\bar{\lambda}} \left\{ 1 - \frac{h}{2R} + \right.$$

$$\left. + 2\bar{\lambda}^2 - (1-\bar{\lambda})^2 \sin^2\psi + \left[1 - \bar{\lambda} \left(1 - \frac{h}{2R} \right) \right] (1-\bar{\lambda}) \sin\psi \right\}; \qquad (2.44)$$

$$N_{п\Delta p\psi} = \frac{1}{2\pi} \mu_1 L \bar{\lambda}^2 R^2 \omega p \cdot 10^{1,175\,(e/h)+1,325} k^{0,291} \times$$

$$\times \lg \frac{p_н}{p} \left[1 + 2(1 - \cos\psi) + \frac{1}{2} (1-\bar{\lambda})^2 \sin^2\psi \right] \qquad (2.45)$$

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

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

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

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

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

$$\left. - \bar{\lambda}(1-\bar{\lambda})\left(1 - \frac{h}{2R}\right)\sin\psi\right]; \qquad (2.46)$$

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

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

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

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

$$N_2' = \frac{\mu_3}{\eta_{\text{к}}} N\omega_{\text{к}}(R + b_{\text{к}}),$$

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

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

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

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

$$T_0 \approx 2rLp_i,$$

где p_i — среднее индикаторное давление, Па,

$$p_i = N_i/S_p. \qquad (2.48)$$

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

$$N_3 \approx \mu T_0 \omega \frac{d_в}{2}, \qquad (2.49)$$

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

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

2.6. УРАВНОВЕШИВАНИЕ НАСОСОВ

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

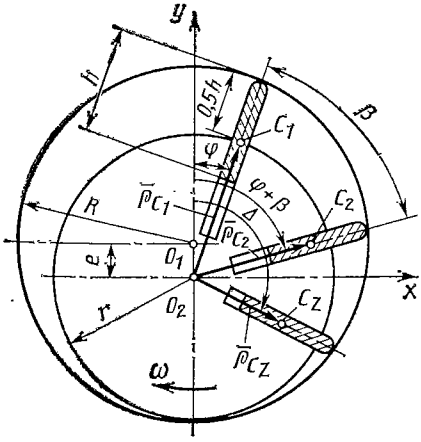


Рис. 46. Кинематическая схема насоса с радиальными пластинами

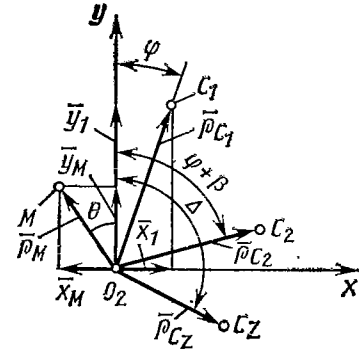


Рис. 47. Схема определения центра масс пластин

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

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

$$\bar{\rho}_{C1} = O_2C_1 = R\left(\bar{\lambda}\cos\varphi + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2\varphi} - \frac{h}{2R}\right);$$

$$\bar{\rho}_{C2} = O_2C_2 = R\left[\bar{\lambda}\cos(\varphi + \beta) + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2(\varphi + \beta)} - \frac{h}{2R}\right];$$

. . . . . .

$$\bar{\rho}_{CZ} = O_2C_z = R\left(\bar{\lambda}\cos\Delta + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2\Delta} - \frac{h}{2R}\right),$$

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

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

$$\bar{x}_1 = R\sin\varphi\left(\bar{\lambda}\cos\varphi + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2\varphi} - \frac{h}{2R}\right);$$

$$\bar{x}_2 = R\sin(\varphi + \beta)\left[\bar{\lambda}\cos(\varphi + \beta) + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2(\varphi + \beta)} - \frac{h}{2R}\right];$$

. . . . . .

$$\bar{x}_Z = R\sin\Delta\left(\bar{\lambda}\cos\Delta + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2\Delta} - \frac{h}{2R}\right).$$

$$\bar{y}_1 = R\cos\varphi\left(\bar{\lambda}\cos\varphi + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2\varphi} - \frac{h}{2R}\right);$$

$$\bar{y}_2 = R\cos(\varphi + \beta)\left[\bar{\lambda}\cos(\varphi + \beta) + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2(\varphi + \beta)} - \frac{h}{2R}\right];$$

. . . . . .

$$\bar{y}_Z = R\cos\Delta\left(\bar{\lambda}\cos\Delta + \sqrt{1 - \bar{\lambda}^2\sin^2\Delta} - \frac{h}{2R}\right).$$

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

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

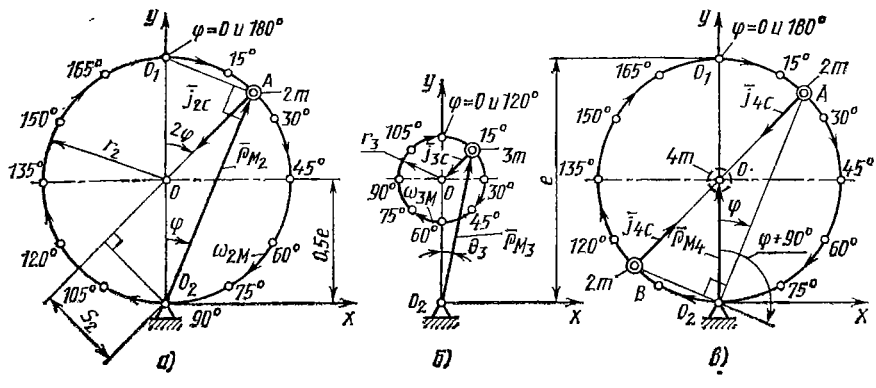


Рис. 48. Траектория движения центра масс пластин:
а — $Z = 2$; *б* — $Z = 3$; *в* — $Z = 4$; O_1 — центр корпуса; O_2 — центр ротора

Радиус-вектор центра масс Z пластин

$$\bar{\rho}_M = \sqrt{\bar{x}_M^2 + \bar{y}_M^2}. \tag{2.51}$$

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

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

Рассмотрим влияние различных факторов на уравновешенность насосов.

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

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

$$\bar{\rho}_{M2} = e\cos\varphi; \tag{2.54}$$

$$\theta_2 = \varphi;\ \theta_{2\max} = \pm 90°.$$

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

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

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

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

центр масс пластин действует постоянное центростремительное ускорение (м/с²)

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

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

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

где m — масса одной пластины, кг.

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

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

где S_2 — плечо свободной силы, м.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Следовательно:

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

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

радиус-вектор $\bar{\rho}_{M3}$ отклоняется от вертикали весьма незначительно.

Центростремительное ускорение (м/с^2)

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

Свободная сила (Н)

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

Момент от свободного усилия (Н·м)

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

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

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

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

При $Z \geqslant 4$ имеем

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

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

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

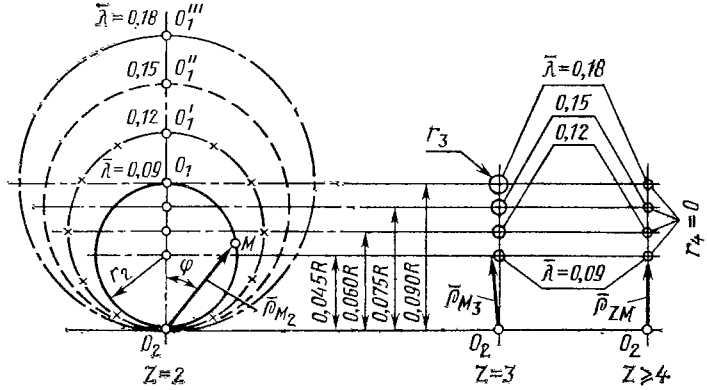


Рис. 49. Изменение траектории движения центра масс пластин в зависимости от относительного эксцентриситета для различных чисел пластин

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

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

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

Влияние угловой скорости ротора. Для заданных конструктивных размеров вакуумного насоса неуравновешенное усилие прямо пропорционально квадрату угловой скорости. При неизменной теоретической быстроте действия с увеличением угловой скорости ротора размеры насоса уменьшаются. Геометрическая быстрота действия (м³/с)

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

откуда радиус цилиндра (м)

$$R = \sqrt[3]{S_г/(C_1\omega)}.$$

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

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

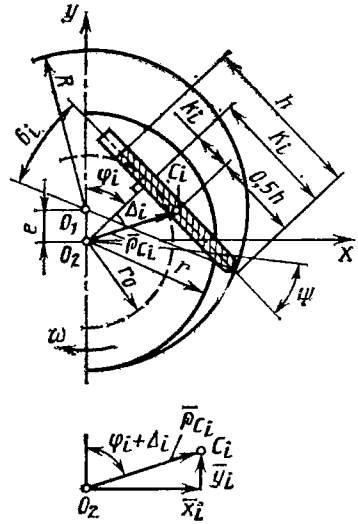


Рис. 50. Кинематическая схема насоса с наклонными пластинами

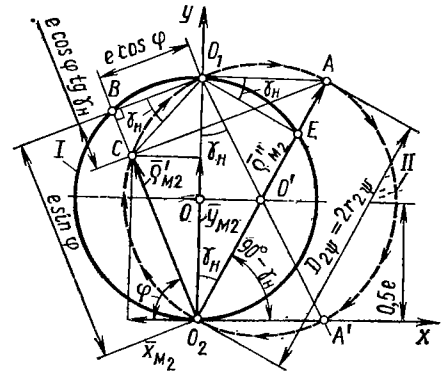


Рис. 51. Траектория движения центра масс двух наклонных пластин:
O_1 — центр корпуса; O_2 — центр ротора

где C_1, C_2 и C — коэффициенты пропорциональности:

$$C_1 = \frac{30}{\pi} C\bar{\lambda} K_L,\quad C_2 = 4\bar{\lambda} K_L \left(\frac{h}{R}\right)\left(\frac{\delta}{R}\right)\rho\left(\frac{S_r}{C_1}\right)^{1/3};$$

ρ — плотность материала пластины, кг/м³.

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

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

$$\bar{\rho}_{Ci} = r_0/\cos\Delta_i, \tag{2.62}$$

где

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

$$\Delta_i = \operatorname{arctg}\frac{k_i}{r_0}; \tag{2.64}$$

$$k_i = K_i - \frac{h}{2}; \tag{2.65}$$

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

Отсюда

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

Следовательно,

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

Для $(i+1)$-й пластины аналогично

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

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

Подставляя значение K_i в формулу (2.65) с учетом выражений (2.63) и (2.64), из формулы (2.62) находим радиус-вектор $\bar{\rho}_{Ci}$. Его проекции на координатные оси $\bar{x}_i = \bar{\rho}_{C1}\sin(\varphi_i + \Delta_i)$ и $\bar{y}_i = \bar{\rho}_{Ci}\cos(\varphi_i + \Delta_i)$.

Для насосов с двумя наклонными пластинами координаты центра масс

$$\left.\begin{aligned}\bar{x}_{M2} &= -0{,}5(k_1 - k_2)\cos\varphi,\\ \bar{y}_{M2} &= 0{,}5(k_1 - k_2)\sin\varphi;\end{aligned}\right\} \qquad (2.66)$$

$$\bar{\rho}_{M2} = \sqrt{\bar{x}_{M2}^2 + \bar{y}_{M2}^2} = \bar{\lambda}R\sin\varphi - \Delta\bar{\rho}, \qquad (2.67)$$

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

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

При отрицательных значениях $\bar{x}_{M2}$ величина $\Delta\bar{\rho} > 0$, при положительных $\Delta\bar{\rho} < 0$.

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

$$\Delta\bar{\rho} = BC = e\cos\varphi\,\mathrm{tg}\,\gamma_{\text{н}} = \bar{\lambda}R\cos\varphi\,\mathrm{tg}\,\gamma_{\text{н}},$$

где $\gamma_{\text{н}} = \mathrm{arctg}\left\{\sqrt{1-[(1-\bar{\lambda})\sin\psi - \bar{\lambda}]^2} - \right.$

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

При угле наклона пластин $\psi = 20°$ и $\bar{\lambda} = 0{,}18$ угол $\gamma_{\text{н}} = 16{,}59°$. Для радиальных пластин $\psi = 0°$ и $\Delta\bar{\rho} = 0$. Тогда $\bar{\rho}_{M2} = \bar{\lambda}R\sin\varphi$. Эта формула тождественна выражению (2.54).

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

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

Центр окружности находится в точке O' с координатами

$$x_{O'} = 0{,}5\bar{\lambda}R\,\mathrm{tg}\,\gamma_{\text{н}} = 0{,}5D\sin\gamma_{\text{н}}; \quad y_{O'} = 0{,}5\bar{\lambda}R.$$

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

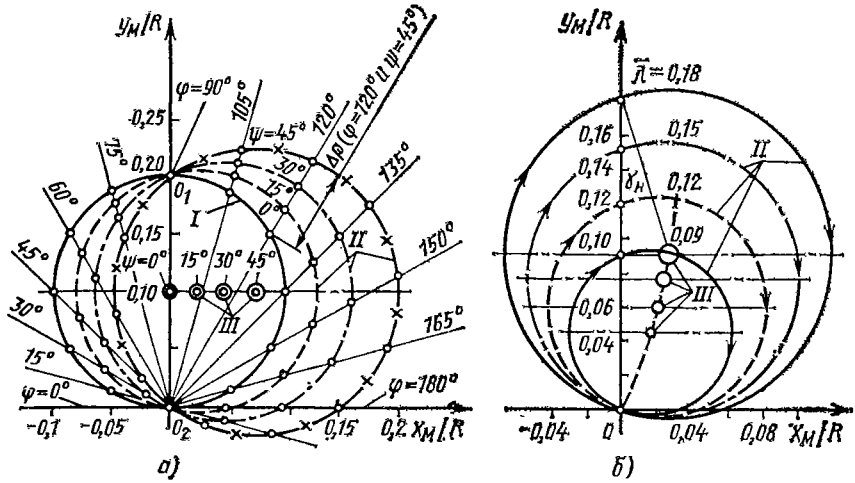


Рис. 52. Изменение траектории движения центра масс пластин:
а — при $\bar{\lambda}=0,2$ для различных углов ψ наклона; *б* — при $\psi=20°$ для различных значений $\bar{\lambda}$; *I* — радиальные пластины, $Z=2$; *II* — наклонные пластины, $Z=2$; *III* — наклонные пластины, $Z=3$

Следовательно:

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

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

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

$$\overline{F}_{2C}=4m\bar{\lambda}R\omega^2/\cos\gamma_н. \qquad (2.68)$$

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

$$\frac{(\overline{F}_{2C})_\psi}{(\overline{F}_{2C})_0}=\frac{1}{\cos\gamma_н}\sec\gamma_н.$$

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

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

Изменение траекторий наклонных пластин при $\psi = 20°$ для различных значений $\bar{\lambda}$ представлено на рис. 52, *б*. Центры окружностей при различных $\bar{Z}$ и $\bar{\lambda}$ лежат на общей кривой OA.

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

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

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

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

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

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

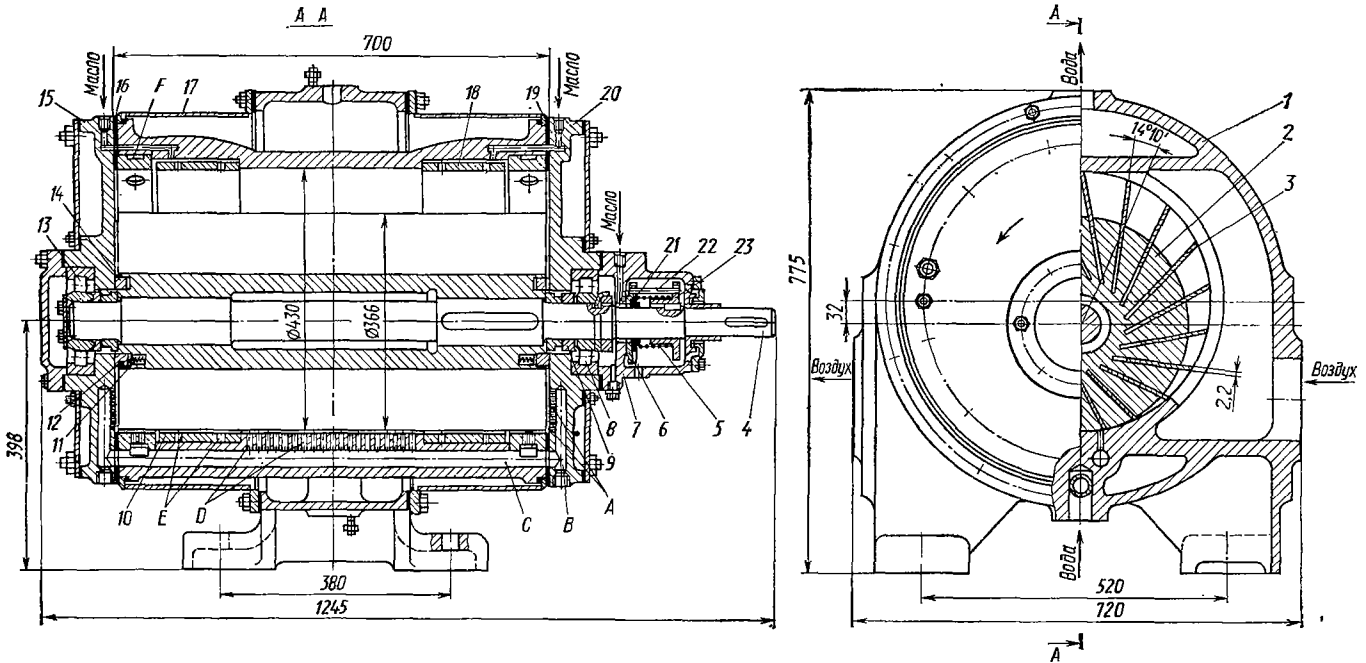


Рис. 53. Пластинчато-роторный вакуумный насос РВН-25

Таблица 2.2

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

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

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

вакуумный насос от нагнетательного трубопровода при его остановке.

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

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

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

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

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

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

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

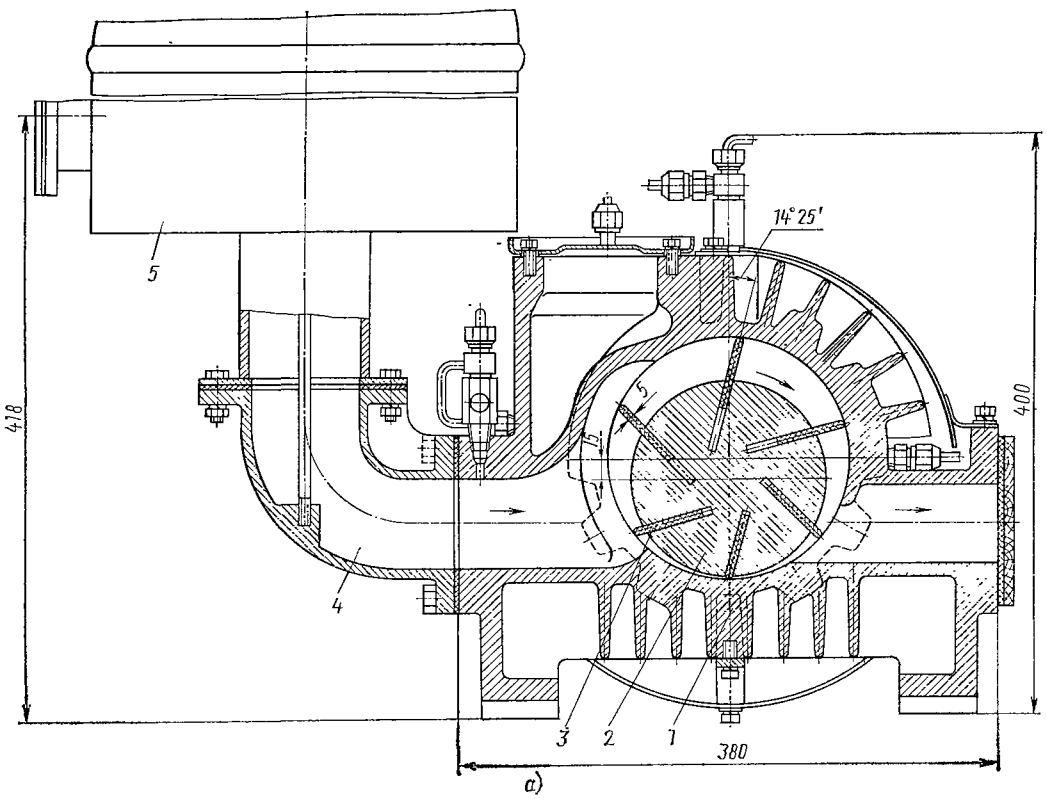
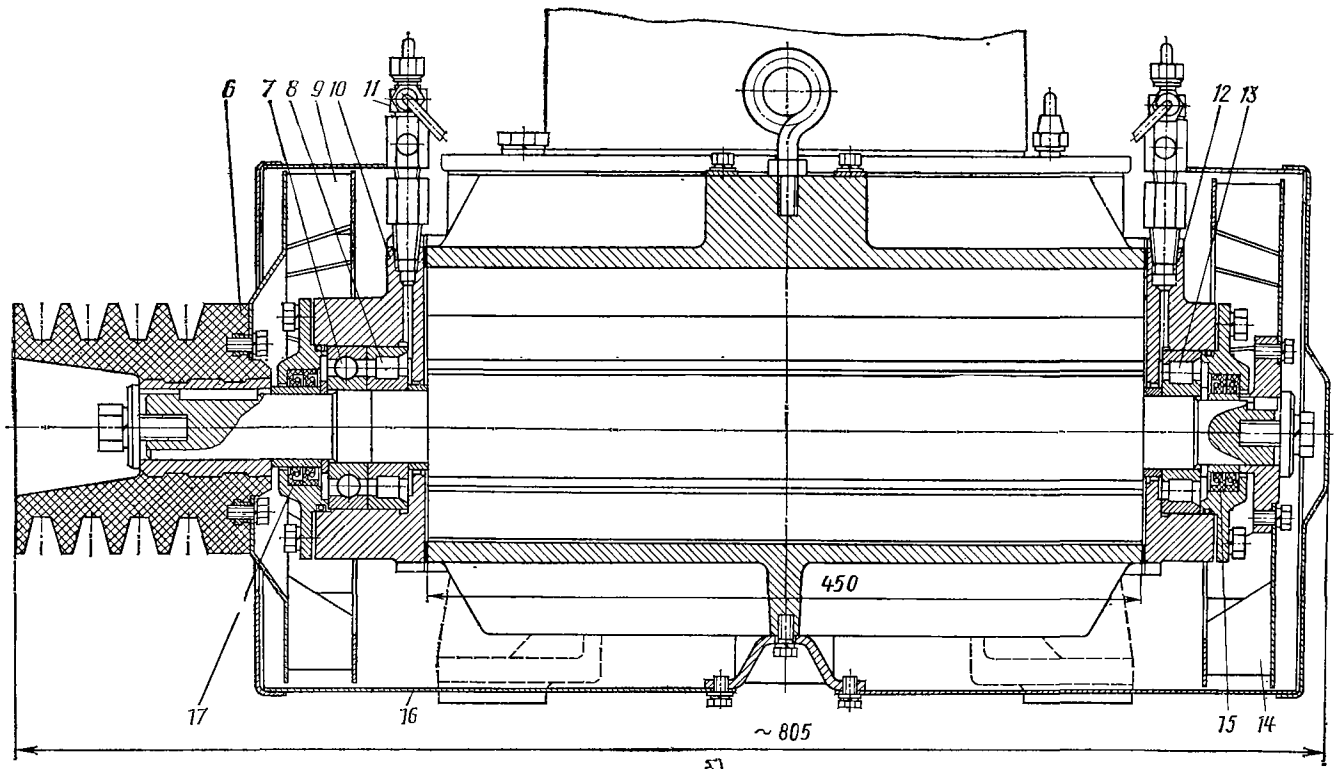


Рис. 54. Пластинчато-роторный вакуумный насос ВР-7/60%-2,2:

а — поперечное сечение; *б* — продольное сечение



б)

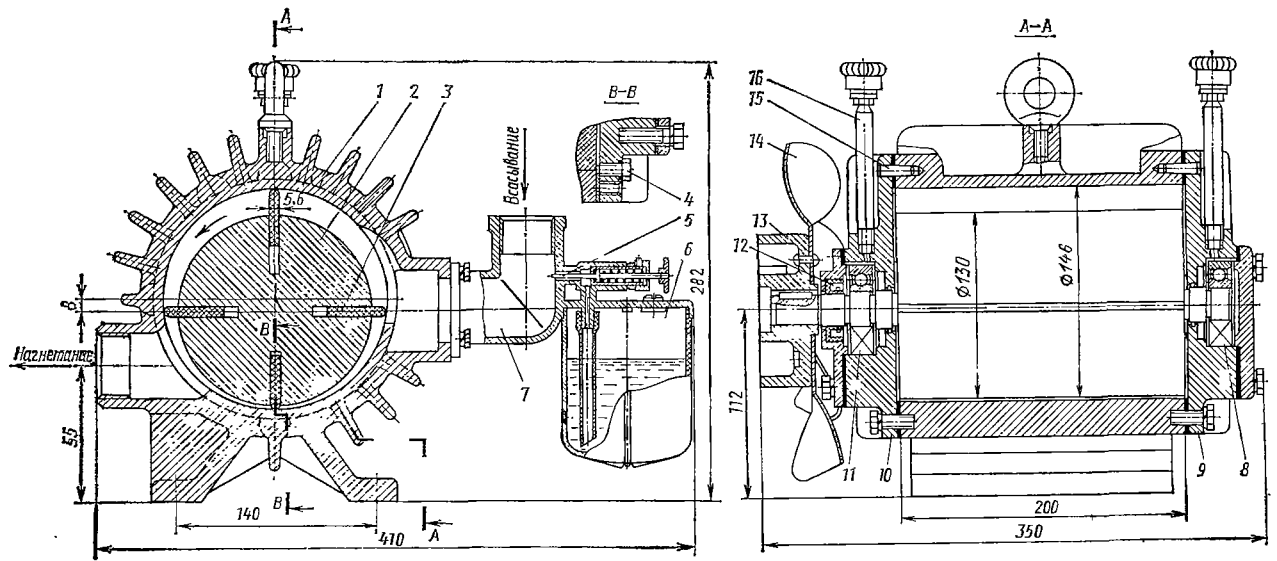


Рис. 55. Пластинчато-роторный вакуумный насос РВН 40/350

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Таблица 2.3

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

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

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

Таблица 2.4

Показатель	ГР-А5-4	ГР-А5-5	РВН 40/350
Номинальная быстрота действия при условиях всасывания, $дм^3/с$	1,67	8,33	8,89
Номинальное давление, кПа:			
всасывания	84	84	48
нагнетания	100	100	101,3
Предельное остаточное давление, кПа	—	—	13
Рекомендуемая область изменения давлений всасывания, кПа	80 + 88	80 + 88	40 ... 55
Мощность, потребляемая из сети, кВт, не более	0,35	0,9	3,0
Частота вращения ротора, $с^{-1}$	23,3 + 1,66	23,3 + 1,66	23,7
Диаметр, мм:			
цилиндра	67	95	146
ротора	59	82	130
Длина ротора, мм	140	200	200
Эксцентриситет, мм	4	6,5	8
Число пластин	2/4	2	4
Размеры пластины, мм:			
длина	140	200	200
ширина	18	25	36
толщина	4	5	5,6
Угол наклона пластин	5° 50′	9° 7′	0
Масса, кг, не более	40,5/67 *	70,6	52,5
Размеры, мм, не более:			
длина	430	585	350
ширина	285	360	410
высота	260	260	282

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

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

Ротор *17* воздуходувки, изготовленный из стали 14Х17Н2, расположен эксцентрично относительно оси втулки. В теле ротора выфрезеровано два наклонных паза, в которых свободно перемещаются графитовые пластины *18*. Пластины изготовлены из графита УГ-20к (ТУ 16-538.159—72). Графитовые пластины обладают хорошими антифрикционными свойствами и не нуждаются в смазочных материалах; следовательно, воздух, откачиваемый воздуходувкой, не содержит паров масла.

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

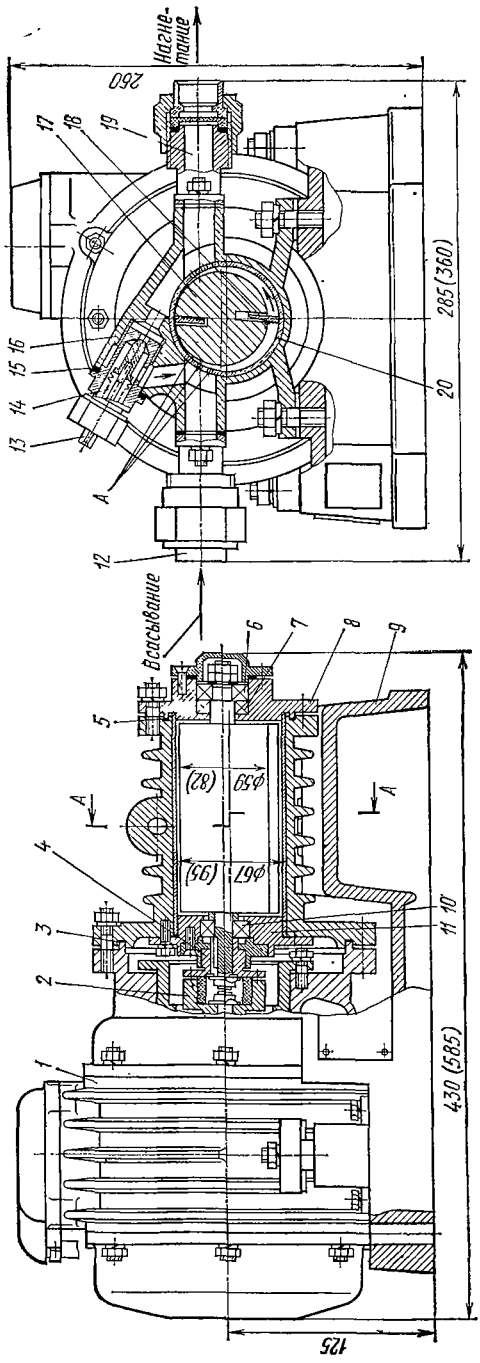


Рис. 56. Пластинчато-роторная воздуходувка ГР-А5-4

стали 14Х17Н2. Ротор воздуходувки ГР-А5-5 имеет сквозные продольные сверления для уменьшения массы ротора и махового момента. Для выбора осевых зазоров подшипников предусмотрено опорное кольцо *7* с шестью цилиндрическими пружинами *8*. Кольцо и пружины расположены в задней торцовой крышке воздуходувки. Подшипники смазываются консистентной смазкой ЛЗ-31.

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

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

Герметичность внутренних полостей воздуходувки и электродвигателя осуществля-

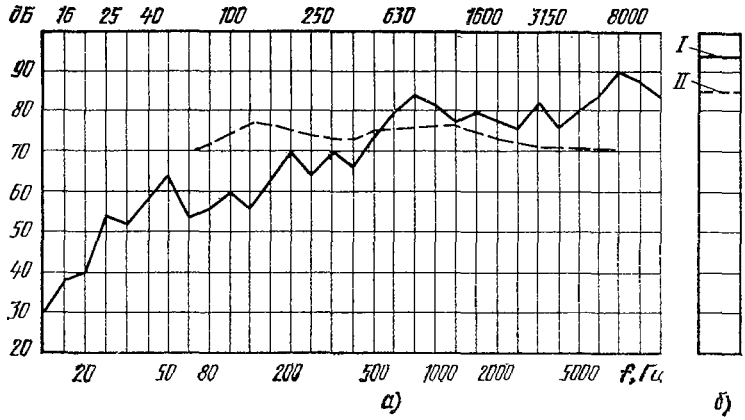


Рис. 57. Виброшумовые характеристики воздуходувки ГР-А5-4:
а — спектр шума (штриховая линия) и спектр вибраций (сплошная линия); *б* — общий уровень вибраций *I* и шума *II*

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

2.8. ПРИМЕР РАСЧЕТА НАСОСОВ

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

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

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

Таблица 2.5

Показатель	Способ определения	Результат
Быстрота действия, отнесенная к условиям всасывания S, м³/с	Исходные данные по техническому заданию	0,32
Давление p всасывания, Па	То же	$1 \cdot 10^4$
Давление $p_н$ нагнетания, Па	»	$1 \cdot 10^5$
Температура T всасываемого газа, К	»	293
Рабочий газ	»	Воздух
Относительный эксцентриситет $\bar{\lambda}$	Принимают	0,1
Относительная толщина δ/R пластины	»	0,02
Относительная длина K_L ротора	»	3,67
Средняя скорость u скольжения пластин по цилиндру, м/с	Выбирают	12
Коэффициент откачки λ	»	0,7
Материал пластин	Исходные данные по техническому заданию	Асботекстолит А (ГОСТ 5—78)
Плотность $\rho_{пл}$ материала пластин, кг/м³	То же	$1{,}5 \cdot 10^3$
Показатель n политропы сжатия воздуха	»	1,4
Отношение давлений τ	$\tau = p_н/p$	10
Отношение давлений $\tau_{вн}$ при внутреннем сжатии	Принимают	6
Давление $p_{вн}$ внутреннего сжатия, Па	$p_{вн} = p\tau_{вн}$	$6 \cdot 10^4$
Теоретическая быстрота действия $S_т$, м³/с	$S_т = S/\lambda$	0,4571
Оптимальное число $Z_{опт}$ пластин	Формула (2.22)	8,52 (округляют до 8)
Угол β между двумя радиальными пластинами, ° (рад)	$\beta = 360°/Z$; $(\beta = 2\pi/Z)$	45 (0,7854)
Коэффициент C	Формула (2.4)	12,37
Радиус цилиндра R, м	Формула (2.33)	0,2296 (округляют до 0,23)
Эксцентриситет e, м	$e = \bar{\lambda}R$	0,023
Ширина h пластины, м	$h = 0{,}4R$	0,092
Глубина $h_п$ паза ротора, м	$h_п = h + 0{,}001$	0,093
Расчетная длина L ротора (пластин, цилиндра), м	$L = K_L R$	0,8441 (округляют до 0,844)
Радиус r ротора, м	$r = R - e$	0,207
Толщина δ пластины, м	$\delta = (\delta/R)\,R$	0,0046
Масса $m_{пл}$ пластины, кг	$m_{пл} = \rho_{пл}\delta h L$	0,536 (округляют до 0,52)
Частота вращения n ротора, с$^{-1}$	Формула (2.32)	8,304
Угловая скорость ω ротора, рад/с	Формула (2.34)	52,17
Коэффициент μ_2 трения пластин по цилиндру	Формула (2.38)	0,09944 (округляют до 0,1)
Коэффициент μ_1 трения пластин в пазах ротора	Принимают	0,1

Продолжение табл. 2.5

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

Таблица 2.6

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

Продолжение табл. 2.6

Показатели	Способ определения	Результат	
		$\psi = 0$	$\psi = 15°$
Мощность $N_{п\Delta p\psi}$, затрачиваемая на преодоление сил трения пластин в пазах ротора вследствие перепада давлений, Вт	Формула (2.45)	169,0	185,1
Мощность $N_з$, затрачиваемая на преодоление сил трения в подшипиниках, Вт	Формула (2.49)	176,0	176,0
Мощиость $N_{тр}$, затрачиваемая на преодоление сил трения ПРВН, Вт	$N_{тр} = N_{ц\psi} + N_{п\psi} + N_{ц\Delta p\psi} + N_{п\Delta p\psi} + N_з$	3170,3	3033,3
Эффективная мощность N_e насоса, Вт	$N_e = N_i + N_{тр}$	20 880	20 743
Механический КПД $\eta_{мех}$ насоса	$\eta_{мех} = N_i/N_e$	0,848	0,854

3. ДВУХРОТОРНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

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

3.1. ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ С ВНЕШНИМ СЖАТИЕМ

3.1.1. Устройство, принцип действия, термодинамические основы сжатия

В двухроторных вакуумных насосах (рис. 58) в овальном корпусе *1* навстречу один другому вращаются два ротора *2* и *3*. Роторы выполняют с двумя (рис. 58, *а*) или тремя (рис. 58, *б*) прямыми или винтовыми (спиральными) (рис. 59) лопастями. Угол закрутки лопастей не превышает 180°. Углом $\varkappa$ закрутки лопасти называют угол, на который повернут вокруг продольной оси ротора один торец относительно другого.

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

Рассмотрим откачивание газа на примере насоса с двухлопастными роторами. Пусть в данный момент роторы находятся в положении, показанном на рис. 60, *а*. Полость *I* отсоединена от окна всасывания, но еще не соединена с окном нагнетания. В следующий момент (рис. 60, *б*) полость *I* соединяется с окном нагнетания, и газ под давлением нагнетания поступает в полость *I*. Процесс натекания газа из полости нагнетания в полость *I* продолжается до тех пор, пока давление в полости *I* не станет равным давлению нагнетания. После выравнивания давлений газ из полости *I* начнет подаваться в полость нагнетания вместе с газом, который находится в полости *II* (рис. 60, *в*). При повороте роторов на угол 90° (рис. 60, *г*) газ из полости *I* роторами продолжает вытесняться в нагнетательную полость, процесс освобождения полости *II* от газа заканчивается, а между ротором *2* и корпусом *1* образуется полость *III*, процессы в которой начнут происходить в той же последовательности, что и в полости *I* с момента, соответствующего положению рис. 60, *а*. В моменты, соответствующие

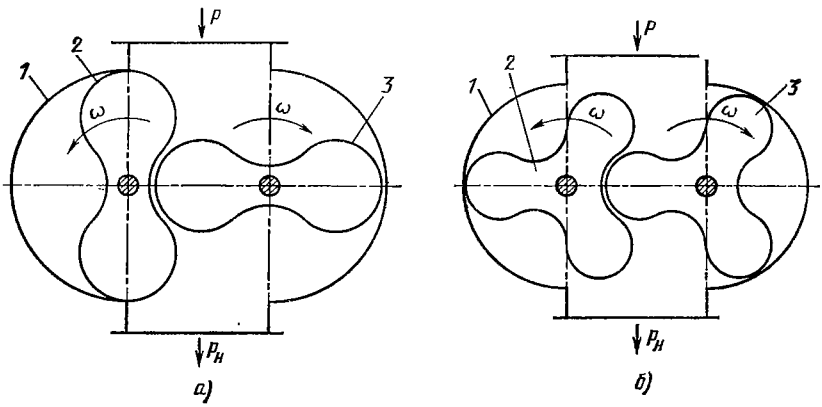


Рис. 58. Схемы двухроторных вакуумных насосов

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

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

Процесс внешнего сжатия менее экономичен по сравнению с процессами с внутренним сжатием, поэтому двухроторные вакуумные насосы применяют, как правило, в области давлений всасывания 1,33 ... 133 Па. Получению в данных вакуумных насосах более высокого вакуума препятствуют относительно большие перетекания газа из полости нагнетания в полость всасывания вследствие наличия зазоров между роторами и между роторами и корпусом. При применении двухроторных вакуумных насосов в областях давлений, близких к 100 кПа, отношение давления нагнетания $p_н$ к давлению всасывания p в них сравнительно небольшое (1,2 ... 1,5) также вследствие наличия больших перетеканий из полости нагнетания в полость всасывания. Данное положение подтверждается экспериментально (рис. 61) [22]. Полная уравновешенность и хорошая динамическая балансировка роторов обеспечивают достижение высокой частоты



Рис. 59. Винтовой ротор двухроторного вакуумного насоса

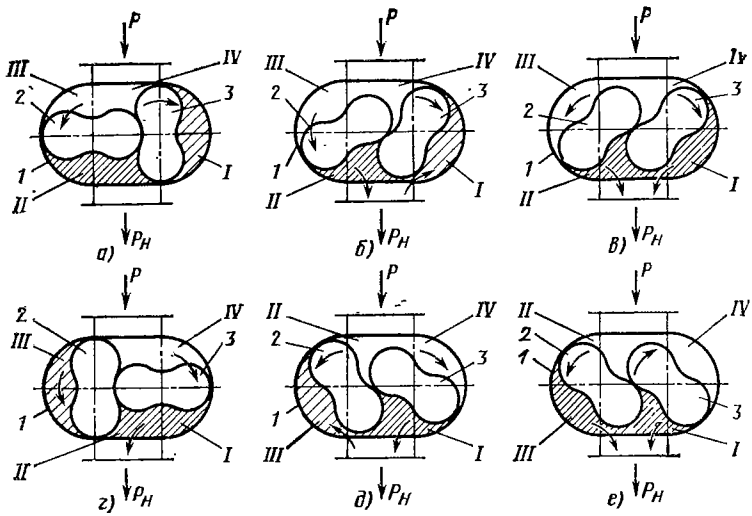


Рис. 60. Принципиальная схема действия двухроторного вакуумного насоса

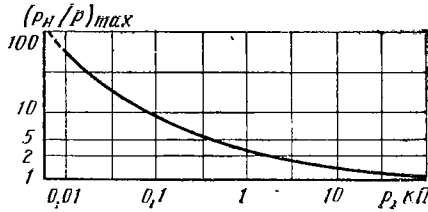


Рис. 61. Зависимость максимального отношения давлений $p_н/p$ от давления всасывания p

вращения роторов, что приводит к большой быстроте действия при сравнительно малых размерах. Кроме того, отсутствие трения между роторами, простота конструкции и технологической обработки роторов привели к широкому использованию двухроторных вакуумных насосов в промышленности. Двухроторные вакуумные насосы работают вместе с форвакуумными, в качестве которых используют плунжерные, пластинчато-роторные, жидкостно-кольцевые или поршневые вакуумные насосы. Двухроторные вакуумные насосы, выпускаемые с быстротой действия от 0,0015 до 10 м^3/с, создают остаточное давление до 0,5 Па.

3.1.2. Профилирование роторов. Расчет зазоров

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

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

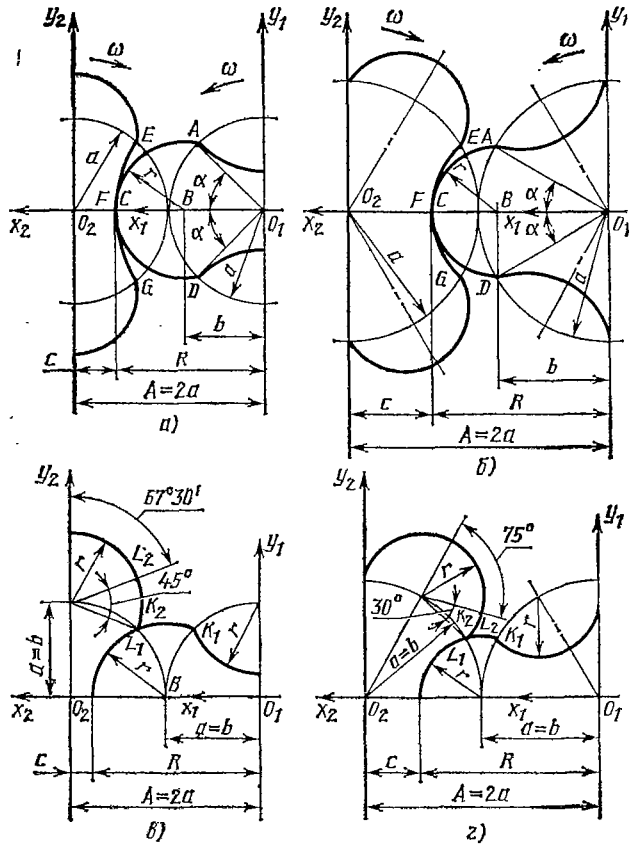


Рис. 62. Профили роторов двухроторных вакуумных насосов:
а, б — **окружные**; *в, г* — **циклоидально-окружные**

для ротора с $Z = 2$

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

для ротора с $Z = 3$

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\sigma = R_ц/[2L\,(c - D_в/2)],$$

где L — длина ротора, м; $D_в$ — диаметр вала под ротором, м.

Коэффициент запаса

$$n_з = \sigma_т/\sigma,$$

где $\sigma_т$ — предел текучести при сжатии для материала, из которого выполнен ротор, МПа.

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

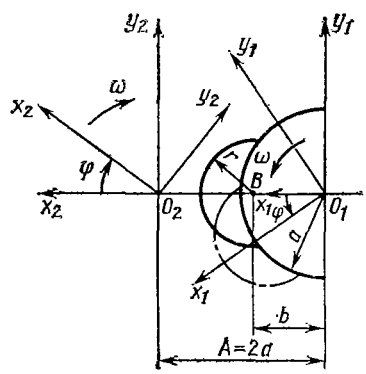


Рис. 63. Системы координат для построения исходного и сопряженного профилей

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

Углы φ поворота роторов равны, так как роторы вращаются с одинаковой угловой скоростью ω. Расстояние между центрами координат O_1 и O_2 равно межцентровому расстоянию между роторами $A = 2a$, м. Системы координат $x_1O_1y_1$ и $x_2O_2y_2$ связаны между собой уравнениями:

$$x_2 = -A\cos\varphi + x_1\cos 2\varphi + y_1\sin 2\varphi;$$
$$y_2 = A\sin\varphi - x_1\sin 2\varphi + y_1\cos 2\varphi.$$

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

$$x_1 = b + r\cos\psi;$$
$$y_1 = -r\sin\psi, \qquad (3.1)$$

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

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

$$x_2 = -A\cos\varphi + (b + r\cos\psi)\cos 2\varphi + (-r\sin\psi)\sin 2\varphi;$$
$$y_2 = A\sin\varphi - (b + r\cos\psi)\sin 2\varphi + (-r\sin\psi)\cos 2\varphi,$$

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

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

Раскрывая скобки и приводя подобные члены, получим:

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

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

$$= a\sin\varphi\cos\psi - (b - a\cos\varphi)\sin\psi = 0. \tag{3.3}$$

При построении сопряженного профиля углом φ задаются произвольно, угол ψ получают из уравнения (3.3), координаты сопряженной части профиля в системе координат $x_2O_2y_2$ определяют по уравнению (3.2). Так как профили роторов в двухроторных вакуумных насосах одинаковы, то полученную сопряженную часть достраивают к головке ротора, которая описана окружностью радиусом r, и получают профиль ротора.

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

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

С технологической точки зрения наибольший интерес представляют роторы с отношениями: для двухлопастных роторов $b/a = 1$, $R/a = 1{,}7654$, $c/a = 0{,}2346$; для трехлопастных роторов $b/a = 1$, $R/a = 1{,}5176$, $c/a = 0{,}4824$. В этом случае центр окружности радиусом r, которой описана головка профиля, лежит на начальной окружности радиуса a, т. е. $b = a$. Уравнение этой окружности в системе координат $x_1O_1y_1$:

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

Сопряженная часть другого профиля в системе координат $x_2O_2y_2$:

$$x_2 = -A\cos\varphi + (a + r\cos\psi)\cos 2\varphi + (-r\sin\psi)\sin 2\varphi;$$

$$y_2 = A\sin\varphi - (a + r\cos\psi)\sin 2\varphi + (-r\sin\psi)\cos 2\varphi.$$

При $y = 0$ получим

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

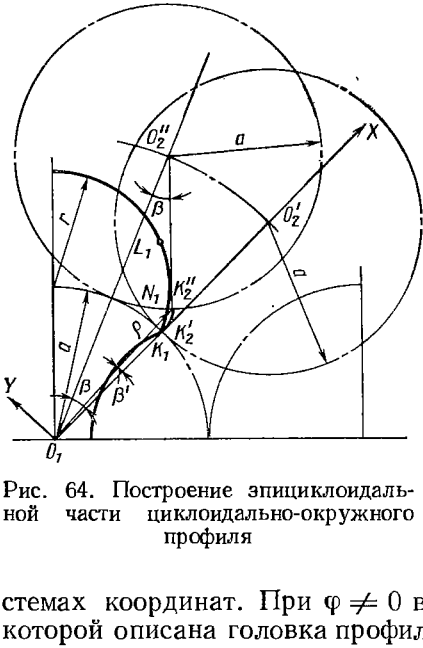


Рис. 64. Построение эпициклоидальной части циклоидально-окружного профиля

и функциональный определитель

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

При $\varphi = 0$ функциональный определитель обращается в тождество, т. е. параметр ψ профиля может принимать любые значения, а уравнение (3.6) будет тождественно удовлетворяться. Это указывает на то, что при $\varphi = 0$ сопряжение теоретических профилей происходит одновременно всеми точками, расположенными внутри окружности радиуса a в системе координат $x_2O_2y_2$ (см. рис. 62, *в* и *г*), а уравнения (3.4) и (3.5) — это уравнения одной и той же окружности, но заданные в разных системах координат. При $\varphi \neq 0$ все точки окружности радиуса r, которой описана головка профиля, одновременно выходят из зацепления с точками окружности того же радиуса, которой описана впадина сопряженного ротора, и между ними образуется зазор. При построении сопряженной части профиля при циклоидально-окружном профилировании в месте перехода впадины в головку появляется острый перегиб в двухлопастном профиле при $b/a = 0{,}9288$ и трехлопастном профиле при $b/a = 0{,}9670$, а при больших отношениях b/a — петли на участках K_1L_1 и K_2L_2 (см. рис. 62, *в* и *г*). При обработке петли срезаются и при обкатывании профилей в этом месте появляется недопустимо большой зазор, что приводит к увеличению перетекания газа. Чтобы уменьшить этот зазор на участке K_1L_1 (рис. 64) от начальной окружности радиусом a (точка K_1) до окружности радиусом r (точка L_1), которой описана головка ротора, профиль выполняют по эпициклоиде, которая образуется точкой K_2 (одним штрихом обозначено начальное положение, двумя — промежуточное) при качении без скольжения окружности радиусом a с центром в точке O_2 по окружности радиусом a с центром в точке O_1. Начальная точка эпициклоиды K_2' совпадает с точкой K_1, промежуточная точка K_2'' не совпадает с точкой N_1, а отклоняется от нее на расстояние $N_1K_2'' = \varepsilon$; последняя точка эпициклоиды совпадает с точкой L_1, т. е. эпициклоида лежит снаружи окружности $K_1N_1L_1$ радиусом r. Отклонения ε (мкм) эпициклоиды от окружности радиуса r для трехлопастного ротора приведены в табл. 3.1.

При применении на участке K_1L_1 эпициклоиды при обкатывании роторов точка K_1 одного ротора будет скользить по эпицик-

Таблица 3.1

γ, °	ε	γ, °	ε	γ, °	ε	γ, °	ε
0	0	8	44	16	28	24	6
2	26	10	42	18	22	26	3
4	38	12	39	20	16	28	1
6	43	14	34	22	10	30	0

лоиде другого ротора и наоборот, т. е. для теоретических профилей на участках K_1L_1 и K_2L_2 зазор будет равен нулю, как и для всех остальных участков теоретического профиля. Для номинальных профилей на участке K_1L_1 будет сохраняться постоянный заданный зазор $\delta_{рр}$. Уравнение эпициклоиды $K_1K_2''L_1$ в системе координат xO_1y запишется в форме

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Пределы изменения угла β: для двухлопастных роторов $0 < \beta \leqslant 45°$ и для трехлопастных роторов $0 < \beta \leqslant 30°$.

Монтажный зазор между роторами (профильный зазор)

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

тогда максимальный зазор между роторами при работе

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

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

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

Монтажный зазор между корпусом и ротором (радиальный зазор)

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

а максимальный радиальный зазор при работе

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

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

Для вакуумных насосов, работающих при давлении всасывания 1,33 ... 133,3 Па, на основании опытных данных принимают $\Delta t_к = 40 \ldots 60°$, $\Delta t_р = 70 \ldots 100$ °С; для вакуумных насосов, работающих при давлении всасывания 75 ... 100 кПа, $\Delta t_к = 80 \ldots 100°$, $\Delta t_р = 130 \ldots 150$ °С.

Монтажные торцовые зазоры со стороны плавающей опоры

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

со стороны жесткой опоры

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

где $\Delta L_{\min}$, $\Delta L_{к\,\min}$ —минимальные значения допусков на длину при изготовлении ротора и корпуса; $\Delta L = \alpha_р L\,\Delta t_р$ (L — длина ротора, м); $\Delta L_к = \alpha_к L_к\,\Delta t_к$ ($L_к$ — длина корпуса, м).

Максимальные торцовые зазоры при работе со стороны жесткой опоры

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

со стороны плавающей опоры

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

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

3.1.3. Методика определения быстроты действия

Геометрическая быстрота действия двухроторного вакуумного насоса, м³/с,

$$S_г = 2\pi R^2 L \chi n.$$

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

Действительная быстрота действия (м³/с)

$$S = S_г \lambda = 2\pi R^2 L \chi n \lambda. \qquad (3.7)$$

Коэффициент откачки

$$\lambda = \lambda_д \lambda_т - \lambda'_п - \lambda'_н - \lambda'_0,$$

где $\lambda_д$ — отношение давления газа в рабочей полости в конце процесса всасывания p_0 к давлению во всасывающем патрубке p, которое учитывает уменьшение быстроты действия вследствие дросселирования газа при всасывании, $\lambda_д = p_0/p$; $\lambda_т$ — отношение температуры T газа во всасывающем патрубке к температуре T_0 газа во всасывающей полости в конце процесса всасывания, которое учитывает уменьшение быстроты действия вследствие подогрева газа при всасывании, $\lambda_т = T/T_0$; $\lambda'_п$ — относительные потери быстроты действия, вызванные перетеканием газа из нагнетательной полости во всасывающую, $\lambda'_п = (U_з/S_г) \times (p_н/p)\,(T/T_н)$ ($U_з$ — проводимость зазоров, м³/с); $\lambda'_н$ — относительные потери быстроты действия, обусловленные натеканием газа при давлении $p_а$ и температуре $T_а$ во всасывающую полость, $\lambda'_н = (U_н/S_г)\,(p_а/p)\,(T/T_а)$ ($U_н$ — количество натекаемого газа, м³/с); λ'_0 — относительные потери быстроты действия, вызванные переносом газа в объеме между роторами из полости нагнетания в полость всасывания, $\lambda'_0 = (U_0/S_г)\,(p_н/p)\,(T/T_н)$ (U_0 — проводимость объема газа между роторами, который перемещается со стороны нагнетания на сторону всасывания, м³/с).

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

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

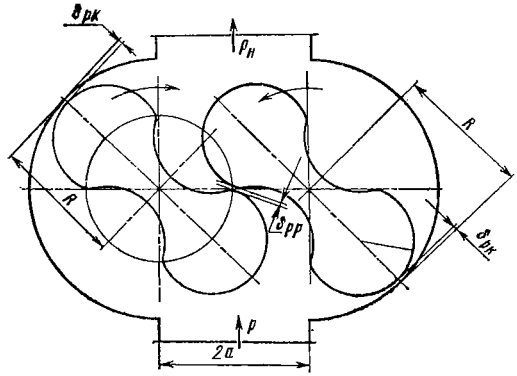


Рис. 65. Положение роторов при расчете проводимости зазоров

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

Тогда

$$\lambda = 1 - \frac{U_з}{S_г}\frac{p_н}{p}\frac{T}{T_н}. \qquad (3.8)$$

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

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

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

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

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

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

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

$$Q = k_р f\sqrt{\frac{p_н^2 - p^2}{RT_н}},$$

где $k_р$ — коэффициент расхода; $f = l\delta$ — площадь поперечного сечения зазора, м^2; R — универсальная газовая постоянная откачиваемого газа, Н·м/(кг·К).

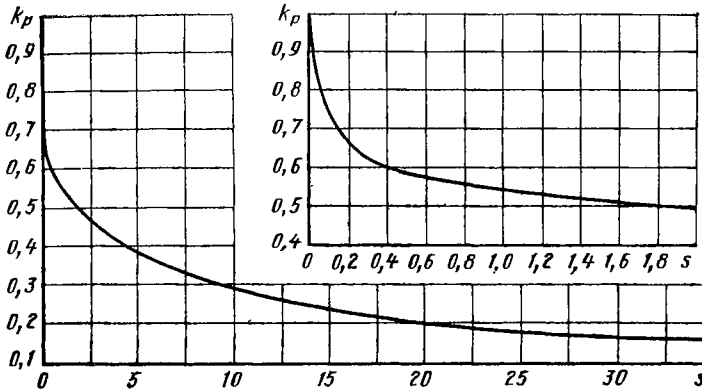


Рис. 66. Зависимость коэффициента $k_р$ расхода от параметра сопротивления s

Обычно при расчете перетеканий газа через зазоры переменного сечения используют удельный расход через единицу площади сечения зазора, кг/(м^2·с),

$$q = Q/f = k_р \sqrt{\frac{p_н^2 - p^2}{RT_н}} = C_1 k_р, \tag{3.10}$$

где

$$C_1 = \sqrt{(p_н^2 - p^2)/(RT_н)}. \tag{3.11}$$

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

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

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

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

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

Критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re} = (2q\delta)/\mu, \tag{3.13}$$

где μ — динамическая вязкость откачиваемого газа при температуре $T_н$ и давлении $p_н$, Па·с.

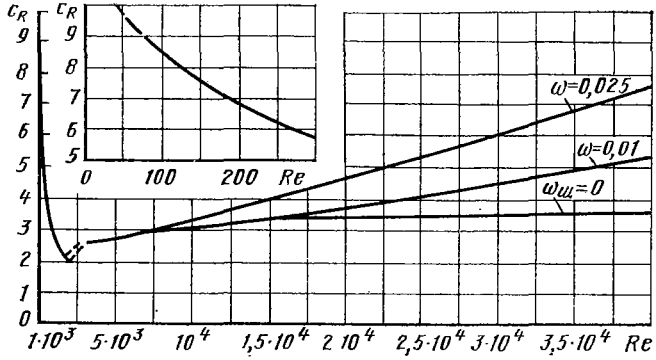


Рис. 67. Зависимость коэффициента c_R сопротивления от критерия Рейнольдса Re для различных значений относительной шероховатости ω стенок зазоров

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

$$q_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k+1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/(k-1)}\frac{p_н^2}{RT_н}}. \qquad (3.14)$$

Для критического расхода определяют критерий Рейнольдса

$$\mathrm{Re}_* = (2q_{кр}\delta)/\mu$$

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

$$s_* = bc_R/(2\delta\sqrt{\mathrm{Re}_*}).$$

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

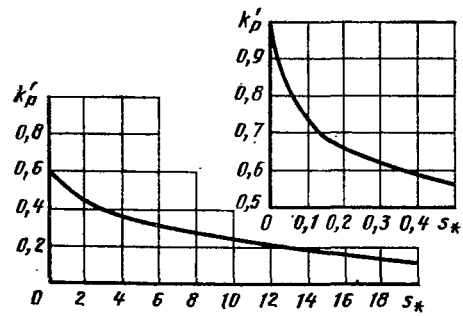


Рис. 68. Зависимость коэффициента $k'_р$ расхода от параметра сопротивления

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

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

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

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

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

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

Суммарный массовый расход через все зазоры в двухроторном вакуумном насосе

$$Q_з = q_{рр}f_{рр} + 2q_{рк}f_{рк} + q_{т.\,ж}f_{т.\,ж} + q_{т.\,пл}f_{т.\,пл},$$

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

Коэффициент $\lambda_п' = Q_з/(S_г\rho)$, где ρ — плотность откачиваемого газа во всасывающем патрубке.

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

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

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

Для чисел Рейнольдса $100 < \mathrm{Re} < 2000$

$$c_R \approx 95/\sqrt{\mathrm{Re}}; \tag{3.15}$$

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

$$c_R \approx 3{,}4. \tag{3.16}$$

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

$$k_\mathrm{p} \approx 1/(1 + 1{,}16\sqrt{S}); \tag{3.17}$$

при $0{,}1 \leqslant S \leqslant 35$

$$k_\mathrm{p} \approx 1/\sqrt{S+2}; \tag{3.18}$$

при $1{,}5 < S < 1000$

$$k_\mathrm{p} \approx 0{,}627/S^{0{,}34}. \tag{3.19}$$

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

При большой длине щели $l \gg \delta$

$$\mathrm{Re} = C_2 q, \tag{3.20}$$

где C_2 — коэффициент, м²·с/кг:

$$C_2 = 2\delta/\mu \tag{3.21}$$

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

Параметр сопротивления движению газа

$$S = \frac{b}{2\delta}\frac{c_\mathrm{R}}{\sqrt{\mathrm{Re}}} \approx C_3\left(\frac{C_4}{\mathrm{Re}} + C_5\right), \tag{3.22}$$

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

$$C_3 = b/(2\delta). \tag{3.23}$$

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

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

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

Корни этого квадратного уравнения

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

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

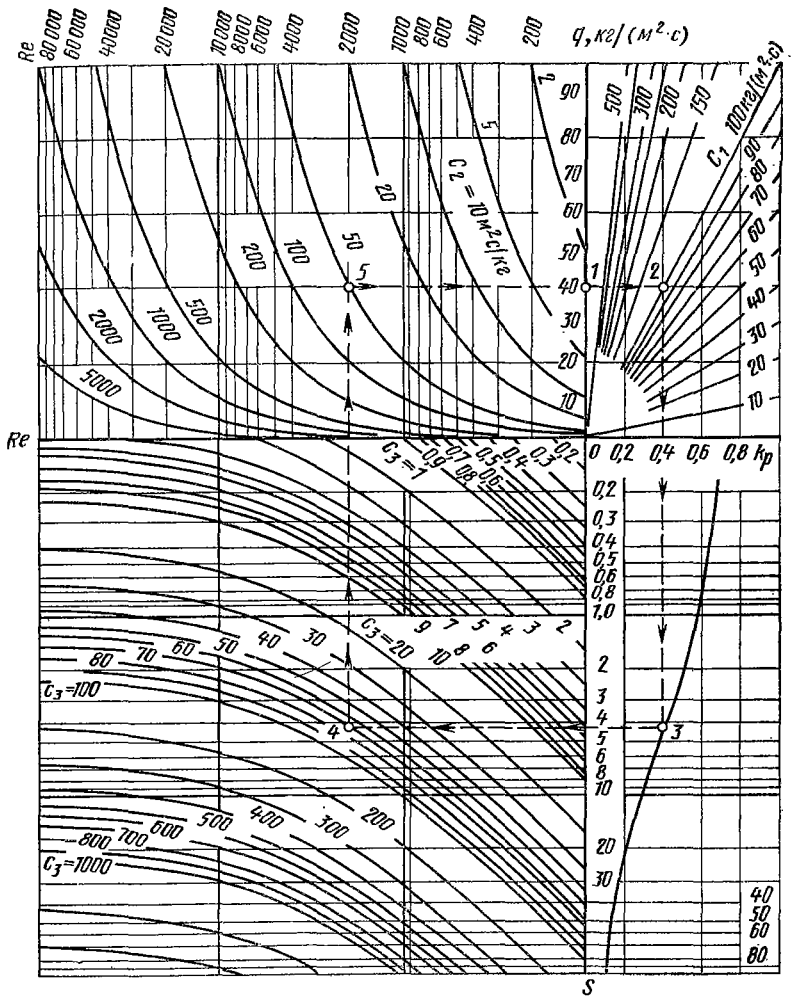


Рис. 69. Номограмма для определения перетеканий

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

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

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

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

где

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

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

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

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

3.1.4. Определение основных размеров и мощности двигателя

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

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

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

Коэффициент λ откачки принимают в пределах 0,4 ... 0,9. Для вакуумных насосов с быстротой действия больше 0,45 м^3/с зависимости коэффициента откачки от давления всасывания для отношений давлений $p_н/p$, равных 2 и 5, при работе на воздухе и водороде приведены на рис. 70 [22]. Коэффициент k_L выбирают в пределах 2 ... 4.

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

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

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

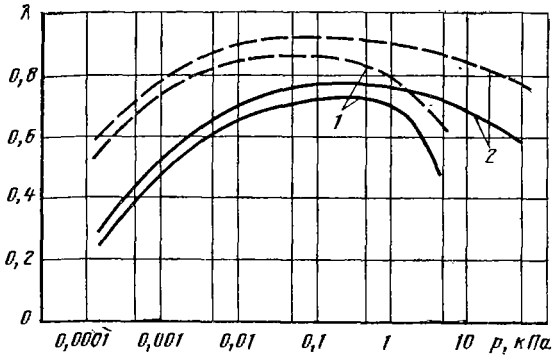


Рис. 70. Зависимость коэффициента λ откачки двухроторных насосов от давления всасывания p для отношений:
1 — $p_н/p = 5$; *2* — $p_н/p = 2$; ——— воздух, — — — водород

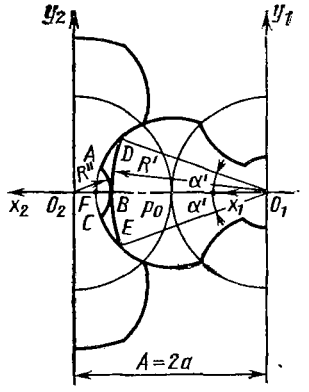


Рис. 71. Профиль с головкой, срезанной по радиусу R'

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

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

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

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

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

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

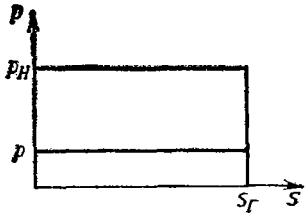


Рис. 72. Теоретическая индикаторная диаграмма двухроторного насоса

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

$$N_e = [S_г (p_н - p)]/\eta,$$

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

Мощность двигателя

$$N_{дв} = N_e/\eta_{пер},$$

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

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

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

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

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

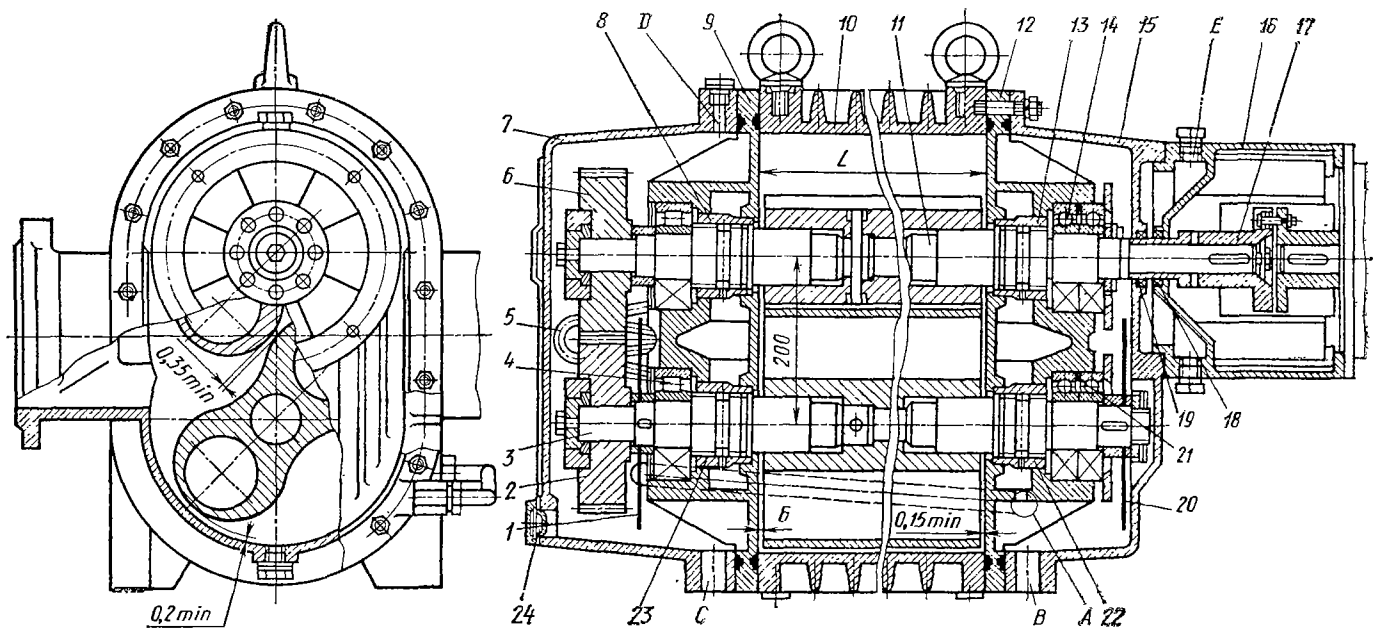


Рис. 73. Вакуумный насос типа 2ДВН

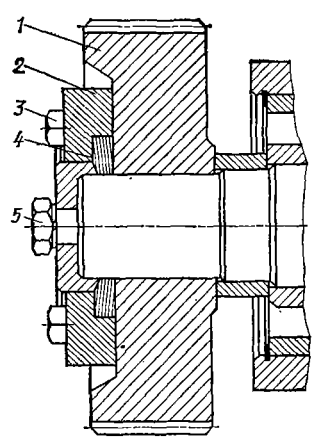


Рис. 74. Установка синхронизирующей шестерни на валу в вакуумных иасосах типа 2ДВН

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

В корпусе *10* вращаются два двухлопастных ротора *3* и *11*. Синхронизацию вращения роторов обеспечивают косозубые синхронизирующие шестерни *2* и *6*. Шестерни изготовлены из цементуемой стали. Зубчатый венец закален и отшлифован. С помощью этих шестерен также выставляются профильные зазоры $\delta_{pp\ min} = 0{,}35$ мм. Для облегчения сборки синхронизирующих шестерен передача момента с ротора *11* на шестерню *6* и с шестерни *2* на ротор *3* осуществляется через пружины *4* (рис. 74). При этом для сохранения положения шестерен относительно вала во время работы необходимо обеспечить достаточные силы трения между пружинами, валом и шестернями. Этого добиваются соответствующим затягиванием болтов. Сначала затягивают болт *5* на роторе, затем равномерно болты *3* на шестерне *1* и кольце *2*, после чего опять проверяют затяжку болта *5* на роторе. Во время затяжки болтов *3* необходимо обеспечить прилегание пружин *4* одной к другой, для чего их необходимо смещать при сборке вдоль оси к шестерне *1*. Применение пружины *4* позволяет обойтись без шпоночных пазов или шлицевых соединений между валом и синхронизирующими шестернями.

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

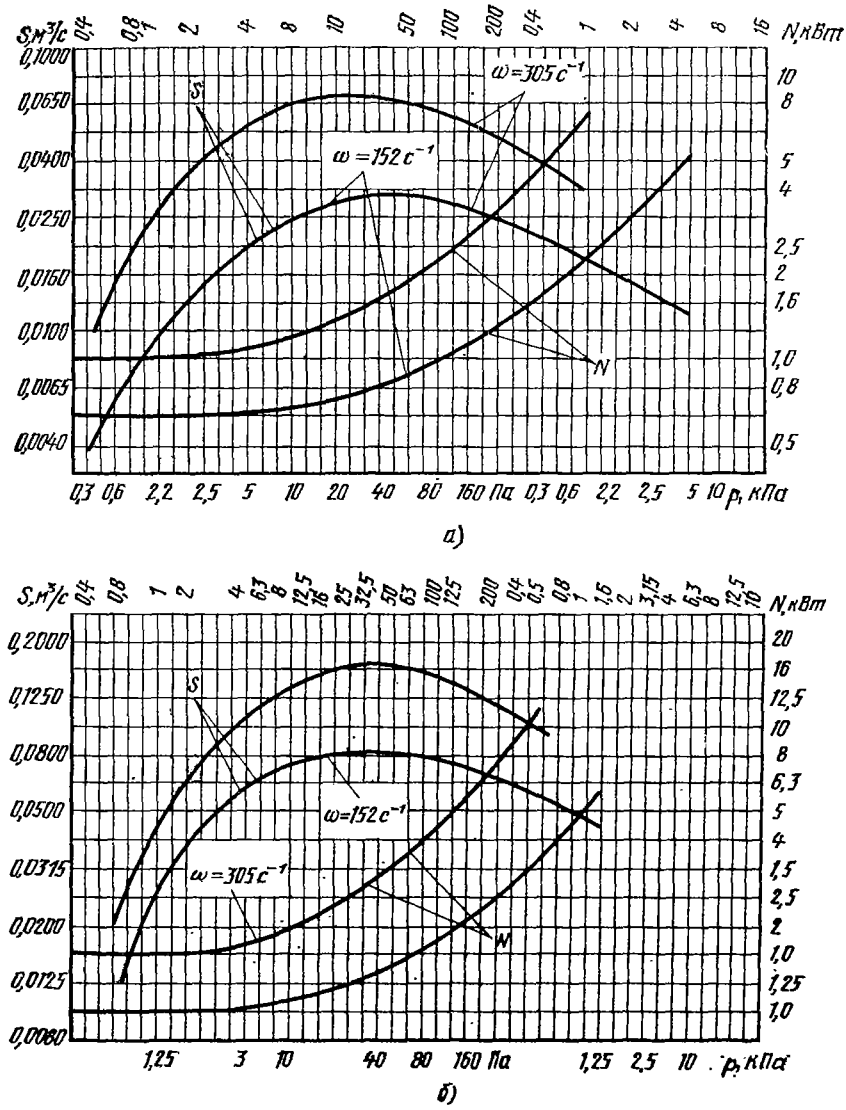


Рис. 75. Откачные и энергетические характеристики вакуумных насосов:
а — 2ДВН-500; *б* — 2ДВН-1500

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

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

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

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

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

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

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

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

Таблица 3.2

Показатель	2ДВН-500	2ДВН-500-4	2ДВН-500-4/2	2ДВН-1500	2ДВН-1500-4	2ДВН-1500-4/2
Быстрота действия, $дм^3/с$	500	250	250/500	1500	750	750/1500
Остаточное давление, Па (мм рт. ст.)	0,5 ($3{,}75 \cdot 10^{-3}$)	0,5 ($3{,}75 \cdot 10^{-3}$)	0,5 ($3{,}75 \cdot 10^{-3}$)	0,5 ($3{,}75 \cdot 10^{-3}$)	0,5 ($3{,}75 \cdot 10^{-3}$)	0,5 ($3{,}75 \cdot 10^{-3}$)
Тип форвакуумного насоса	НВЗ-50Д	НВЗ-50Д	НВЗ-50Д	НВЗ-150	НВЗ-150	НВЗ-150
Электродвигатель:						
Тип	4А112МА2УЗ	4А112МА4УЗ	4А112М4/2УЗ	4А132М2УЗ	4А112МА4УЗ	4А132М4/2УЗ
Мощность, кВт	7,5	5,5	4,2/5	11	5,5	8,5/9,5
Частота вращения, $мин^{-1}$	2900	1450	1450/2900	2900	1450	1460/2910
Напряжение, В	380	380	380	380	380	380
Размеры, мм:						
длина	1340	1340	1340	1840	1840	1840
ширина	600	600	600	580	580	580
высота	850	850	850	850	850	850
Масса, кг	550	550	550	830	830	830

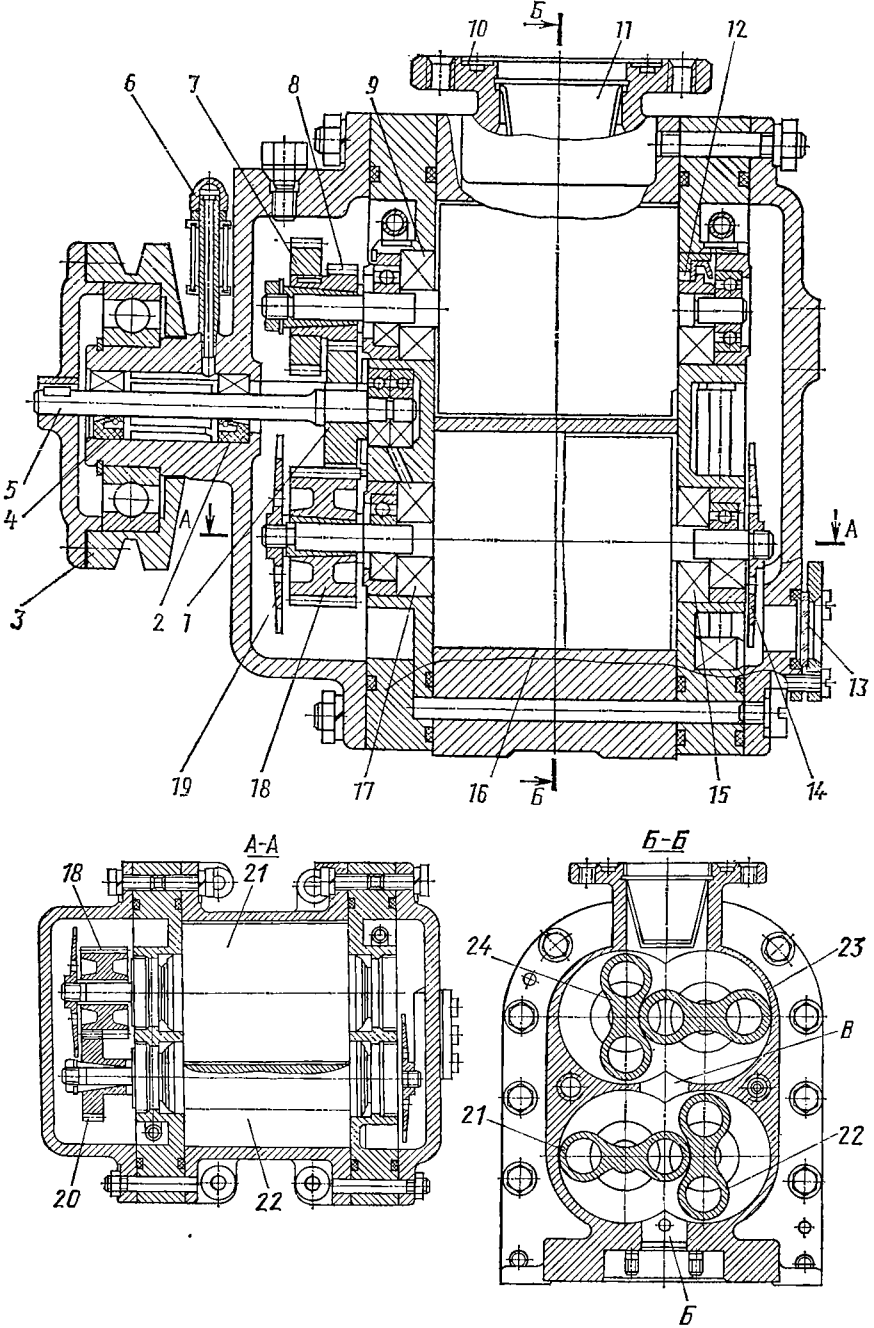


Рис. 76. Ваку мный насос ДВН-5-2

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

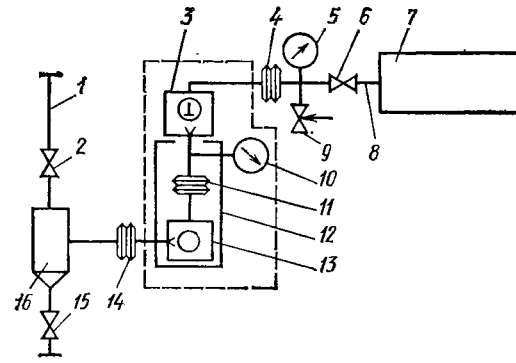


Рис. 77. Принципиальная схема агрегата типа АВР

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

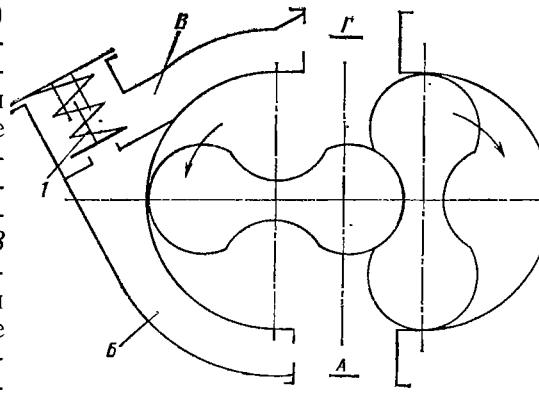


Рис. 78. Принципиальная схема вакуумных насосов типа ДВН-50 и ДВН-150 с перепускной линией

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

Таблица 3.3

Показатель	АВР-50	АВР-150
Быстрота действия, дм³/с, не менее:		
в диапазоне рабочих давлений 106 ... 0,13, кПа	4,5	18
при рабочем давлении 26,6 Па	45	140
Предельное остаточное давление, Па, не более:		
с учетом паров рабочей жидкости	0,13	0,66
парциальное по воздуху	$1{,}3\cdot10^{-3}$	$6{,}6\cdot10^{-2}$
Насос, установленный в агрегате:		
двухроторный	ДВН-50	ДВН-150
форвакуумный	2НВР-5ДМ	АВЗ-20Д
Наибольшее давление пуска насоса типа ДВН, Па	$1{,}3\cdot10^{3}$	$6{,}6\cdot10^{2}$
Установленная мощность электродвигателей насосов агрегата, кВт	1,5	3,3
Время непрерывной работы, ч	50	50
Средний ресурс до капитального ремонта, ч	10 000	8000
Средний срок службы до капитального ремонта, годы	3	3
Размеры, мм:		
длина	638	896
ширина	448	444
высота	875	1165
Масса, кг	115	295

Таблица 3.4

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

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

Техническая характеристика агрегатов типа АВР приведена в табл. 3.3, а изменение быстроты действия агрегатов в зависимости от входного давления показано на рис. 79.

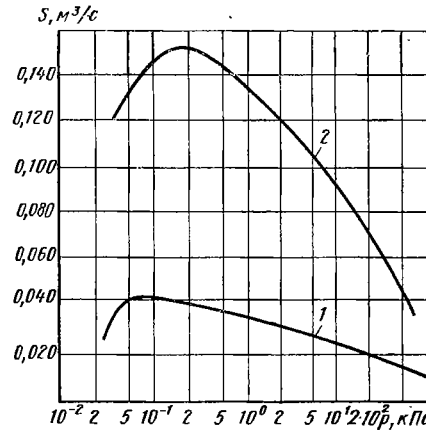


Рис. 79. Зависимость быстроты действия агрегатов АВР-50 (*1*) и АВР-150 (*2*) от давления всасывания

Работа двухроторных вакуумных насосов сопровождается сильным шумом. В табл. 3.4 приведены уровни звуковой мощности в дБА при работе двухроторных вакуумных насосов на холостом ходу, полученные по данным С. Г. Смирнова и А. С. Терехина.

Характер шума в двухроторных вакуумных насосах зависит от природы возникновения. Шум, который возникает при всасывании и нагнетании вследствие неравномерности заполнения рабочих ячеек и возникновения пульсаций газа, является аэродинамическим шумом. Шум, который возникает при работе синхронизирующих шестерен, подшипников качения и вследствие вибрации корпуса, является механическим шумом. Исследования показывают, что механический шум на 10 ... 40 дБ ниже аэродинамического шума, т. е. для уменьшения шума при работе двухроторных вакуумных насосов в первую очередь необходимо снижать шум, возникающий при всасывании и нагнетании.

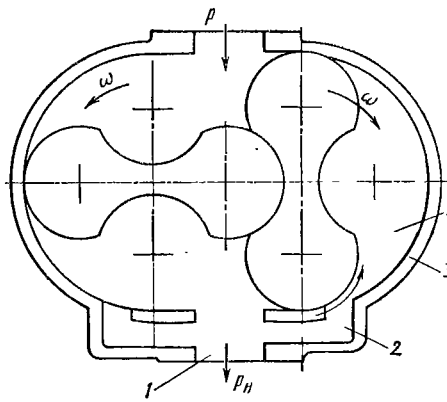


Рис. 80. Двухроторный вакуумный насос с каналом, соединяющим нагнетательный патрубок с рабочей ячейкой

В настоящее время шум снижают путем установки глушителей и применения звукоизолирующих кожухов. Кроме того, шум может быть уменьшен в результате конструктивных решений, к которым, в частности, относятся:

применение трехлопастных винтовых роторов (см. рис. 59); угол закрутки лопастей выбирают таким, чтобы вершины на одном торце ротора располагались напротив впадин на противоположном торце ротора;

выполнение в вакуумных насосах с трехлопастными роторами всасывающих и нагнетательных окон со скосами или с расточкой на цилиндрической поверхности корпуса;

выполнение канала *2* (рис. 80) в корпусе *3* между нагнетательным патрубком *1* и рабочей ячейкой *4*, которая не соединяется ни со всасывающим, ни с нагнетательным окнами [24].

В установках с двухроторными вакуумными насосами применяют реактивные и абсорбционные глушители шума. В реактивных глушителях шума звук от стенок и перегородок отражается обратно к источнику звука; в абсорбционных глушителях для поглощения звука использован звукопоглощающий материал. По данным А. С. Терехина и С. Г. Смирнова целесообразно применение реактивных глушителей, которые имеют малые размеры, малое аэродинамическое сопротивление, проще в изготовлении и эксплуатации и допускают настройку как на высокие, так и на низкие частоты.

Наиболее распространенным в последнее время методом является применение звукоизолирующих кожухов. При этом двухроторные вакуумные насосы вместе с электродвигателем располагают внутри кожухов. Из кожухов выводят только всасывающие и нагнетательные трубопроводы и электровводы. Кожухи выполняют, как правило, из металла или пластмассы и внутри облицовывают звукопоглощающим материалом, в качестве которого можно использовать ультратонкое стекловолокно, ультратонкое базальтовое волокно, минераловатные плиты и другие материалы. Звукопоглощающий материал закрывается стеклотканью и перфорированными металлическими листами.

При эксплуатации необходимо регулярно контролировать уровень масла в масляных полостях вакуумных насосов по маслоуказателям *24* (см. рис. 73) или *13* (см. рис. 76). В двухроторных вакуумных насосах используют масло ВМ-1, ВМ-4 или ВМ-6.

При эксплуатации следует периодически менять вакуумное масло. Первый раз рекомендуется менять масло через 100 ... 150 ч эксплуатации двухроторного вакуумного насоса. При откачивании чистых газов периодичность смены масла 2000 ч работы.

В двухроторных вакуумных насосах при изнашивании подшипников происходит смещение оси вращения роторов вниз, что приводит к уменьшению радиального зазора $\delta_{рк}$; при изнашивании синхронизирующих шестерен — поворот роторов, что приводит к уменьшению профильного зазора $\delta_{рр}$. Во избежание соприкосновения роторов или роторов и корпуса следует своевременно менять шестерни и подшипники или регулировать их. Для этого зубчатый венец на одной из синхронизирующих шестерен целесообразно выполнить разрезным.

3.1.6. Пример расчета

Определить основные размеры и мощность двухроторного вакуумного насоса, предназначенного для откачивания воздуха с быстротой действия 0,5 м³/с, давлением всасывания 1,33 Па и давлением нагнетания 133 Па. Температура откачивае-

мого газа $T = 293$ К. Материал роторов и корпуса — алюминиевый сплав АЛ1 (ГОСТ 2685—75 *), материал крышек подшипников СЧ 18 [ГОСТ 1412—85 (СТ СЭВ 4560—84)].

Последовательность и данные расчета сведены в табл. 3.5.

Таблица 3.5

Показатель	Способ определения	Результат
Быстрота действия S, м³/с	Исходные данные по техническому заданию	0,5
Давление, Па:		
всасывания p	То же	1,33
нагнетания $p_н$	»	133
Температура всасывания T, К	»	293
Коэффициент откачки $\lambda_в$	Выбирают	0,5
Геометрическая быстрота действия $S_г$, м³/с	$S_г = S/\lambda_в$	1,0
Относительная длина ротора k_L	Выбирают	3,0
Коэффициент χ качества профиля	»	0,524
Окружная скорость u_2 на периферии роторов, м/с	»	40
Расчетный радиус ротора, м	$R = \sqrt{S_г/(k_L \chi u_2)}$	0,126
Радиус R, м, ротора	Принимают	0,130
Расчетная частота вращения вала, с$^{-1}$	$n = u_2/(2\pi R)$	49
Частота вращения вала, с$^{-1}$	Принимают равной асинхронной частоте вращения вала двигателя	49,33
КПД η	Выбирают	0,5
Мощность, затрачиваемая на привод вакуумного насоса при работе на расчетном режиме, Вт	$N_e = [S_г (p_н - p)]/\eta$	127,34
Отношение R/a	Выбирают	1,625
Радиус a начальной окружности, м	$a = R/1{,}625$	0,080
Межосевое расстояние A, м [ГОСТ 2185—66 (СТ СЭВ 229—75)]	$A = 2a$	0,160
Расстояние b от центра ротора до центра головки ротора, м	$b = (R^2 - a^2)/(2R - a\sqrt{2})$	0,0715
Радиус r, м, головки ротора	$r = R - b$	0,0585
Ширина c, м, впадины ротора	$c = 2a - R$	0,030
Половина угла головки ротора α, °	$\alpha = \pi/(2z)$	45
Построение впадины ротора	$x_2 = -A \cos\varphi + b \cos 2\varphi + r \cos(\psi + 2\varphi)$; $y_2 = A \sin\varphi - b \sin 2\varphi - r \sin(\psi + 2\varphi)$; $a \sin\varphi \cos\psi - (b - a\cos\varphi)\sin\psi = 0$. Задаваясь рядом значений углов φ, определяют ψ, x_2, y_2 и строят профиль ротора	См. табл. 3.6
Определение площади $F_р$ ротора, м²	Планиметрирование	0,0232
Коэффициент χ качества профиля	$\chi = (\pi R^2 - F_р)/(\pi R^2)$	0,562
Расчетная длина L ротора, м	$L = S_г/(2\pi R^2 \chi n)$	0,340

Продолжение табл. 3.5

Показатель	Способ определения	Результат
Плотность ρ для АЛ1, кг/м³	Исходные данные по техническому заданию	$2{,}7\cdot10^3$
Предел $\sigma_т$ текучести при сжатии для АЛ1, МПа	То же	$2\cdot10^2$
Объем $V_р$ ротора, м³	$V_р = F_р L$	0,0079
Расстояние $R_{ц.т}$ от оси ротора до центра тяжести половины ротора, м	Принимают $R_{ц.т} = b$	0,0715
Угловая ω скорость ротора, рад	$\omega = 2\pi n$	309,95
Центробежная сила $R_ц$, действующая на половину ротора, кН	$R_ц = 0{,}5V_р\rho\omega^2R_{ц.т}$	73,257
Диаметр $D_в$ вала под ротором, м	Принимают	0,05
Напряжения на разрыв, действующие в центральном сечении впадины, МПа	$\sigma = R_ц/[2L\,(c - D_в/2)]$	21,5
Коэффициент запаса	$n_з = \sigma_т/\sigma$	9,8
Допуск на изготовление диаметра ротора, мм:	Принимают	
ΔD_{min}		—0,056
ΔD_{max}		—0,108
Допуск на изготовление расточки корпуса, мм:	»	
$\Delta D_{к\,min}$		0
$\Delta D_{к\,max}$		+0,052
Допуск на межосевое расстояние, мм:	»	
ΔA_{min}		0
ΔA_{max}		+0,025
Допуск на изготовление ширины впадины, мм:	»	
$\Delta\,(2c)_{min}$		—0,030
$\Delta\,(2c)_{max}$		—0,060
Температура t_0 окружающей среды, °С	»	20
Разность $\Delta t_{кр}$ температур крышек подшипников в рабочем состоянии и окружающей среды, °С	»	60
Коэффициент $\alpha_{кр}$ линейного расширения материала крышек подшипников, 1/°	Исходные данные по техническому заданию	$12\cdot10^{-6}$
Увеличение ΔA межосевого расстояния в результате нагрева крышек подшипников, мм	$\Delta A = \alpha_{кр}A\,\Delta t_{кр}$	0,115
Разность $\Delta t_к$ температур корпуса в рабочем состоянии и окружающей среды, °С	Приимают	60
Разность $\Delta t_р$ температур ротора в рабочем состоянии и окружающей среды, °С	»	100
Коэффициент линейного расширения материала корпуса и роторов $\alpha_к = \alpha_р$, 1/°	Исходные данные по техническому заданию	$26\cdot10^{-6}$
Увеличение Δc ширины впадины в результате нагрева, мм	$\Delta c = \alpha_р c\,\Delta t_р$	0,078
Увеличение ΔR радиуса ротора в результате нагрева при работе, мм	$\Delta R = \alpha_р R\,\Delta t_р$	0,338

Показатель	Способ определения	Результат
Увеличение $\Delta R_к$ длины корпуса в результате нагрева при работе, мм	$\Delta R_к = \alpha_к R_к \Delta t_к$	0,203
Минимальные зазоры:		
профильный $\delta_{рр\ min}$, м	$\delta_{рр\ min} = \lvert \Delta D_{min} \rvert/2 + \lvert \Delta (2c)_{min} \rvert/2 + \lvert \Delta A_{min} \rvert + \Delta c + \Delta R - \Delta A$	$0{,}344 \cdot 10^{-3}$
радиальный $\delta_{рк\ min}$, м	$\delta_{рк\ min} = \lvert \Delta D_{min} \rvert/2 + \lvert \Delta D_{к\ min} \rvert/2 - \Delta R_к + \Delta R + (\Delta A)/2$	$0{,}22 \cdot 10^{-3}$
Допуск на изготовление длины корпуса, мм:	Выбирают	
$\Delta L_{к\ min}$		0
$\Delta L_{к\ max}$		+0,089
Допуск на изготовление длины ротора, мм:	»	
ΔL_{min}		—0,125
ΔL_{max}		—0,214
Увеличение ΔL длины ротора в результате его нагрева при работе, мм	$\Delta L = \alpha_р L \Delta t_р$	0,884
Увеличение $\Delta L_к$ длины корпуса в результате его нагрева при работе, мм	$\Delta L_к = \alpha_к L \Delta t_к$	0,530
Минимальные монтажные зазоры, м:		
со стороны плавающей опоры $\delta_{т.\ пл\ min}$	$\delta_{т.\ пл\ min} = 0{,}5 (\lvert \Delta L_{к\ min} \rvert + \lvert \Delta L_{min} \rvert) + \Delta L - \Delta L_к$	$0{,}417 \cdot 10^{-3}$
со стороны жесткой опоры $\delta_{т.\ ж\ min}$	$\delta_{т.\ ж\ min} = 0{,}5 (\lvert \Delta L_{к\ min} \rvert + \lvert \Delta L_{min} \rvert)$	$0{,}0625 \cdot 10^{-3}$
Максимальные зазоры при работе, м:		
профильные $\delta_{рр\ max}$	$\delta_{рр\ max} = \lvert \Delta D_{max} \rvert/2 + \lvert \Delta (2c)_{max} \rvert/2 + \lvert \Delta A_{max} \rvert$	$0{,}0965 \cdot 10^{-3}$
радиальный $\delta_{рк\ max}$	$\delta_{рк\ max} = \lvert \Delta D_{max} \rvert/2 + \lvert \Delta D_{к\ max} \rvert/2$	$0{,}08 \cdot 10^{-3}$
со стороны жесткой опоры $\delta_{т.\ ж\ max}$	$\delta_{т.\ ж\ max} = 0{,}5 (\lvert \Delta L_{к\ max} \rvert + \lvert \Delta L_{max} \rvert)$	$0{,}152 \cdot 10^{-3}$
со стороны плавающей опоры $\delta_{т.\ пл\ max}$	$\delta_{т.\ пл\ max} = 0{,}5 (\lvert \Delta L_{к\ max} \rvert + \lvert \Delta L_{max} \rvert)$	$0{,}152 \cdot 10^{-3}$
Поправка Клаузинга:		
для радиальных зазоров $k_{рк}$	Принимают	0,23
для профильных зазоров $k_{рр}$	»	0,23
для торцового зазора $k_т = k_{т.\ ж} = k_{т.\ пл}$	$k_т = \frac{\delta_{т\ max}}{l} \ln \frac{l}{\delta_{т\ max}}$	0,0109
Осредненная длина l торцового зазора в направлении перетекания, м	$l = r + c$	$88{,}5 \cdot 10^{-3}$
Температура $T_н$ газа при нагнетании, К	Принимают	423

Показатель	Способ определения	Результат
Молекулярная масса откачиваемого газа, M	Исходные данные по техническому заданию	29
Проводимость зазоров $U_з$, м³/с	$U_з \approx 36{,}4\sqrt{T_н/M} \times [L(2k_{рк}\delta_{рк}+k_{рр}\delta_{рр})+(D+2a)(k_{т.ж}\delta_{т.ж\,max}+k_{т.\,пл}\delta_{т.\,пл\,max})]$	0,00298
Коэффициент откачки λ	$\lambda = 1 - \frac{U_з}{S_г}\frac{p_н}{p}$	0,702
Скорректированная длина ротора L, м	$L = L_р\lambda_в/\lambda$	0,242
Длина L ротора, м {ряд Ra 5 [ГОСТ 6636—69 (СТ СЭВ 514—77)]}	Выбирают	0,250
Допуск на изготовление длины корпуса, мм:	»	
$\Delta L_{к\,min}$		0
$\Delta L_{к\,max}$		+0,072
Допуск на изготовление длины ротора, мм:	»	
ΔL_{min}		—0,100
ΔL_{max}		—0,172
Увеличение ΔL длины ротора в результате нагрева при работе, мм	$\Delta L = \alpha_р L\,\Delta t_р$	0,65
Увеличение $\Delta L_к$ длины корпуса за счет нагрева при работе, мм	$\Delta L_к = \alpha_к L\,\Delta t_к$	0,39
Минимальные монтажные зазоры:		
со стороны жесткой опоры $\delta_{т.\,ж\,min}$	$\delta_{т.ж\,min} = 0{,}5(\lvert\Delta L_{min}\rvert + \lvert\Delta L_{к\,min}\rvert)$	0,05
со стороны плавающей опоры $\delta_{т.\,пл\,min}$	$\delta_{т.\,пл\,min} = 0{,}5(\lvert\Delta L_{min}\rvert + \lvert\Delta L_{к\,min}\rvert - \Delta L_к + \Delta L)$	0,3

Таблица 3.6

φ	x_2, мм	y_2, мм	φ	x_2, мм	y_2, мм	φ	x_2, мм	y_2, мм
0	—0,0300	0,0000	9	—0,0459	0,0413	18	—0,0519	0,0477
1	—0,0305	0,0078	10	—0,0471	0,0427	19	—0,0521	0,0479
2	—0,0319	0,0150	11	—0,0482	0,0438	20	—0,0523	0,0482
3	—0,0339	0,0214	12	—0,0490	0,0448	21	—0,0525	0,0484
4	—0,0362	0,0268	13	—0,0498	0,0455	22	—0,0527	0,0486
5	—0,0385	0,0311	14	—0,0504	0,0461	23	—0,0529	0,0488
6	—0,0407	0,0346	15	—0,0508	0,0466	24	—0,0530	0,0489
7	—0,0427	0,0374	16	—0,0513	0,0470	25	—0,0531	0,0491
8	—0,0444	0,0396	17	—0,0516	0,0474	26	—0,0533	0,0493

3.2. ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ С ЧАСТИЧНЫМ ВНУТРЕННИМ СЖАТИЕМ

3.2.1. Конструктивная схема и принцип действия

Вакуумные насосы с внутренним сжатием (поршневые, пластинчато-роторные, винтовые и др.) отличаются более совершенным рабочим процессом и, следовательно, более экономичны по сравне-

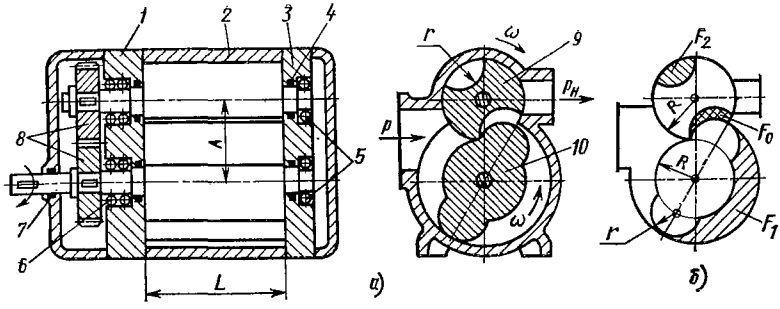


Рис. 81. Конструктивная схема насоса ВНЧС

нию с вакуумными насосами с внешним сжатием (например, двухроторными вакуумными насосами), у которых повышение давления происходит в нагнетательном патрубке вследствие непрерывного переноса газа со стороны всасывания.

Вакуумные насосы с частичным внутренним сжатием (ВНЧС) по принципу действия занимают промежуточное положение между вакуумными насосами с внутренним и внешним сжатием. Основные достоинства ВНЧС — быстроходность, надежность работы, полная уравновешенность, отсутствие клапанов, простота конструкции, обеспечение безмасляного откачивания газа, относительная простота изготовления основных рабочих органов — прямозубых роторов. ВНЧС работают в эксгаустерном, вакуумном и вакуум-компрессорном режимах. При работе в вакуумном режиме эти насосы можно использовать как отдельную ступень многоступенчатой вакуумной установки. К недостаткам этих насосов по сравнению с вакуумными насосами с внутренним сжатием следует отнести: высокий уровень шума при работе, относительно большие внутренние перетекания газа через зазоры, нерегулируемость фаз газораспределения, более высокую удельную мощность.

Быстрота действия вакуумных насосов с внутренним сжатием не превышает 0,2 м³/с, а отношение давлений, создаваемых в одной ступени, составляет 2,5 ... 3 при нагнетании в атмосферу и ~8 ... 10 в вакуумном режиме.

ВНЧС относятся к насосам объемного типа. Конструктивная схема такого насоса представлена на рис. 81, *а*. В корпусе *2* вращаются два ротора — ведущий *10* и ведомый *9*. При эпициклоидально-круговом профилировании ведущий ротор имеет форму цилиндра радиуса R с двумя или несколькими цилиндрическими выступами радиуса r, центры которых расположены на окружности радиуса R (рис. 81, *б*). Основание боковой поверхности цилиндрических выступов корригируют для получения постоянного бокового зазора в зацеплении роторов. Ведомый ротор представляет собой цилиндр радиуса R с двумя или несколькими цилиндрическими впадинами радиуса r, центры которых лежат на про-

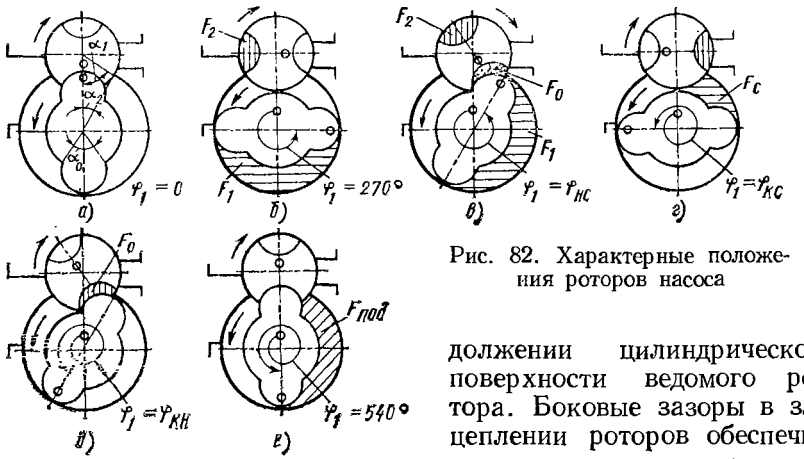


Рис. 82. Характерные положения роторов насоса

должении цилиндрической поверхности ведомого ротора. Боковые зазоры в зацеплении роторов обеспечиваются синхронизирующими шестернями *8* (рис. 81, *а*). Торцы корпуса закрыты крышками *1* и *3*, в которых расположены радиально-упорные подшипники *6*, радиальные подшипники *5*, а также уплотнения валов *4*. Между роторами и корпусом, а также между роторами и торцовыми крышками имеются зазоры, исключающие соприкосновение рабочих деталей и, следовательно, подачу смазочного материала в рабочую полость насоса. Уплотнен вал сальником *7*. При вращении роторов газ поступает в рабочую полость насоса и делится на два потока. Бóльшая его часть захватывается ведущим ротором и сжимается внутри насоса вследствие уменьшения объема рабочей полости, как в вакуумных насосах с внутренним сжатием. Другая, меньшая часть газа, переносится полостями ведомого ротора из всасывающего окна в нагнетательное окно без внутреннего сжатия, как в вакуумных насосах с внешним сжатием. Далее в полости нагнетания эти два газовых потока смешиваются, и сжатый газ поступает в нагнетательный трубопровод. Таким образом, частичное внутреннее сжатие газа в насосах данного типа обусловлено специальной формой выступов и впадин роторов и расположением кромок нагнетательного окна только на расточке под ведомый ротор.

Роторы, помимо подачи газа, выполняют функции органов газораспределения. Характерные положения роторов при одинаковом числе выступов Z_1 ведущего ротора и впадин Z_2 ведомого ротора показаны на рис. 82 ($Z_1 = Z_2 = 2$). Образование рабочей полости насоса начинается при вращении роторов из положения, когда круговой выступ ведущего ротора целиком входит в круговую впадину ведомого ротора. Такое положение принимается за начало отсчета угла поворота ведущего ротора $\varphi_1 = 0$ (рис. 82, *а*). Сопряженный выступ и сопряженная впадина роторов на рисунке отмечены точками, а направление вращения роторов указано стрелками.

Начиная с этого положения, при вращении роторов происходит образование рабочих полостей насоса F_1 и F_2 — соответственно площадь торцового сечения впадины ведущего ротора и впадины ведомого ротора (рис. 82, *б*). Всасываемый газ, заполнивший изолированные рабочие полости, переносится без сжатия в сторону нагнетательного окна. Когда нижняя кромка нагнетательного окна перекрывается ведомым ротором (рис. 82, *в*), происходит перепуск газа из изолированного объема, пропорционального площади торцового сечения впадины F_0, в рабочую полость ведущего ротора с объемом $V_1 = F_1 L$, где L — длина роторов. Это положение соответствует углу поворота ведущего ротора $\varphi_1 = \varphi_{нс}$. В результате перепуска газа давления в рабочих полостях насоса выравниваются. При дальнейшем вращении роторов выступ ведущего ротора будет входить во впадину ведомого ротора, сжимая газ в объединенных рабочих полостях. Одновременно с этим происходит всасывание газа по другую сторону выступа ведущего ротора. При угле поворота ведущего ротора $\varphi_1 = \varphi_{кс}$ (рис. 82, *г*) заканчивается процесс внутреннего сжатия газа в полости ведущего ротора и начинается процесс нагнетания, так как эта полость сообщается с нагнетательным окном. По окончании процесса нагнетания, соответствующего углу поворота ведущего ротора $\varphi_1 = \varphi_{кн}$ (рис. 82, *д*), осуществляется перепуск газа, выравнивание давлений, и рабочие процессы в насосе повторяются.

Сравнивая положения роторов на рис. 82, *а* и 82, *е*, видим, что при повороте ведущего ротора насоса на угол 3π завершается полный цикл процесса откачивания в его рабочей полости. Следовательно, полный период изменения объема рабочей полости ведущего ротора насоса, состоящий из увеличения объема от нуля до его максимального значения, переноса газа в изолированной полости без сжатия и уменьшения объема полости до нуля, в общем случае

$$T_1 = 360^\circ \left(1 + \frac{1}{Z_1}\right).$$

Для $Z_1 = 2$ $T_1 = 540^\circ$, а для $Z_1 = 3$ $T_1 = 480^\circ$. Период изменения объема рабочей полости ведомого ротора не зависит от числа впадин и равен $T_2 = 360^\circ$.

3.2.2. Термодинамические основы процесса сжатия. Теоретические и действительные индикаторные диаграммы. Откачные характеристики

Газ из всасывающего патрубка поступает в насос отдельными порциями, поэтому его быстрота действия представляет собой сумму значений быстроты действия рабочих полостей ведущего и ведомого роторов.

Доля газа, переносимого ведомым ротором без внутреннего сжатия, может быть выражена коэффициентом K внешнего сжатия,

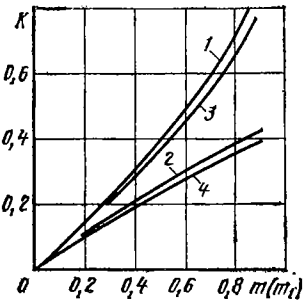


Рис. 83. Зависимость коэффициента K внешнего сжатия от параметра m для схем с различными числами выступов и впадин роторов:
1 — (3 + 3); *2* — (2 + 3); *3* — (3 + 2); *4* — (2 + 2)

представляющим собой отношение геометрической быстроты действия ведомого ротора S_2 к геометрической быстроте действия ведущего ротора S_1:

$$K = \frac{S_2}{S_1} = \frac{F_2}{F_1},$$

где F_1, F_2 — площади торцовых сечений впадин ведущего и ведомого роторов, м².

Коэффициент K характеризует совершенство процесса сжатия газа в насосе. Если процесс сжатия приближается к процессу, происходящему в вакуумных насосах с внутренним сжатием, то коэффициент K уменьшается; если же процесс внешнего сжатия преобладает, то коэффициент K увеличивается, а общая эффективность процесса сжатия снижается.

Площади F_1 и F_2 при эпициклоидально-круговом профилировании некорригированных роторов:

$$\overline{F}_1 = \frac{F_1}{R^2} = \frac{\pi m}{Z_1}(2+m) - \frac{\pi}{2}m^2 + \frac{\pi}{360^\circ}(2-m^2) \times$$
$$\times \arccos\frac{2-m^2}{2} - \frac{m}{2}\sqrt{4-m^2}; \qquad (3.24)$$

$$\overline{F}_2 = \frac{F_2}{R^2} = \frac{\pi m^2}{2} + \frac{\pi}{360^\circ}(2-m)\arccos\frac{2-m^2}{2} - \frac{m}{2}\sqrt{4-m^2}, \qquad (3.25)$$

где m — конструктивный параметр насоса, представляющий собой относительную высоту выступа ведущего ротора, $m = r/R$ [r — радиус окружности выступа ведущего ротора (радиус окружности впадины ведомого ротора), м; R — радиус начальной окружности роторов, м (рис. 81, *б*)].

Площадь торцового сечения одной пары впадин роторов при $Z_1 = Z_2$

$$\overline{F} = \frac{\overline{F}_1 + \overline{F}_2}{R^2} = \frac{\pi m}{Z_1}(2+m) + \frac{\pi}{180^\circ}(2-m^2) \times$$
$$\times \arccos\frac{2-m^2}{2} - m\sqrt{4-m^2}. \qquad (3.26)$$

Для некорригированных профилей роторов при $Z_1 = Z_2$ коэффициент внешнего сжатия

$$K = \left[\frac{m^2}{2} + \frac{2-m^2}{360^\circ}\arccos\frac{2-m^2}{2} - \frac{m}{2\pi} \times \right.$$
$$\left. \times\sqrt{4-m^2}\right] \Big/ \left[\frac{m}{Z_1}(2+m) - \frac{m^2}{2} + \frac{2-m^2}{360^\circ} \times \right.$$
$$\left. \times \arccos\frac{2-m^2}{2} - \frac{m}{2\pi}\sqrt{4-m^2}\right]; \qquad (3.27)$$

при $Z_1 \neq Z_2$

$$K = \frac{F_2}{F_1} = \frac{\bar{F}_2 R_2^2}{\bar{F}_1 R_1^2} = \frac{\bar{F}_2}{\bar{F}_1} \frac{Z_2^2}{Z_1^2},$$

где R_1 — радиус начальной окружности ведущего ротора, м; R_2 — то же ведомого ротора, м; $R_2 = R_1 Z_2 / Z_1$.

Относительные площади $\bar{F}_1$ и $\bar{F}_2$ определяют по уравнениям (3.24) и (3.25) с учетом соответствующих радиусов окружностей R_1 и R_2.

Зависимость коэффициента K в функции m (или m_1 при $Z_1 \neq Z_2$) для различных соотношений Z_1 и Z_2 приведена на рис. 83. Приближенное значение коэффициента K определяют по эмпирическим формулам (в скобках первая цифра соответствует числу выступов ведущего ротора, а вторая — числу впадин ведомого ротора):

для $Z_1 = Z_2 = 2$ [схема $(2 + 2)$] $K \approx 0{,}45m$;
для $Z_1 = 3$ и $Z_2 = 2$ [схема $(3 + 2)$] $K \approx 0{,}7m + 0{,}15m^2$;
для $Z_1 = 2$ и $Z_2 = 3$ [схема $(2 + 3)$] $K \approx 0{,}48m$;
для $Z_1 = Z_2 = 3$ [схема $(3 + 3)$] $K \approx 0{,}71m + 0{,}24m^2$.

Коэффициент K внешнего сжатия повышается с увеличением параметра m и суммарного числа впадин роторов $(Z_1 + Z_2)$. Максимально допустимое значение следует выбирать в пределах $K_{max} = 0{,}4 \ldots 0{,}5$, при этом $m = 0{,}5 \ldots 0{,}8$, $4 \leqslant (Z_1 + Z_2) \leqslant 6$.

Коэффициент внешнего сжатия для корригированного двустороннего профиля

$$K' = K\zeta_K.$$

Здесь

$$\zeta_K \approx 1 + \bar{r}_0,$$

где $\bar{r}_0 = r_0 / R_1$ — относительный радиус округления профиля (см. рис. 103), из технологических соображений обычно принимают в пределах $\bar{r}_0 = 0{,}03 \ldots 0{,}06$.

Степень использования поперечного сечения впадин роторов оценивают коэффициентом χ полезной площади. Безразмерный коэффициент χ представляет собой отношение общей площади торцового сечения впадин ведущего и ведомого роторов к площади, описываемой этими роторами. Для некорригированных односторонних профилей при $Z_1 = Z_2 = Z$

$$\chi = \frac{(F_1 + F_2) Z}{\pi (R + r)^2 + \pi R^2} = \frac{\bar{F} Z}{\pi (2 + 2m + m^2)} \qquad (3.28)$$

или после подстановки уравнения (3.26) в уравнение (3.28)

$$\chi = \left[m(2 + m) + \frac{Z(2 - m^2)}{180^\circ} \arccos \frac{2 - m^2}{2} - \right.$$
$$\left. - \frac{Zm}{\pi} \sqrt{4 - m^2} \right] / (2 + 2m + m^2).$$

При $Z_1 = Z_2 = 2$

$$\chi = \frac{2m + m^2}{2 + 2m + m^2}.$$

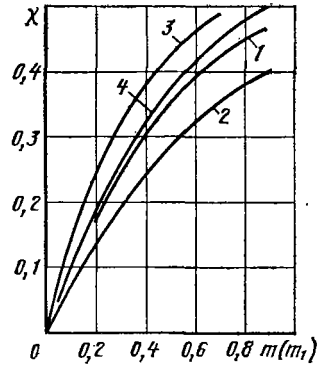


Рис. 84. Зависимость коэффициента χ полезной площади торцовых сечений впадин роторов от параметра m при разных схемах:
1 — (3 + 3); *2* — (2 + 3); *3* — (3 + 2); *4* — (2 + 2)

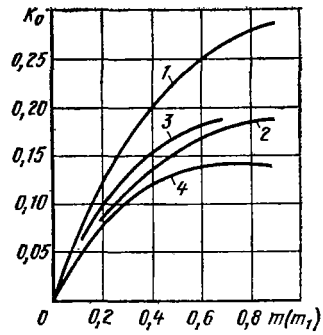


Рис. 85. Зависимость относительного изолированного объема K_0 от параметра m:
1 — (3 + 3); *2* — (2 + 3); *3* — (3 + 2); *4* — (2 + 2)

При $Z_1 \neq Z_2$ и одном обороте ведущего ротора ($n_1 = 1$)

$$\chi = \frac{(F_1 + F_2)\, Z_1 \cdot 1}{\pi (R_1 + r)^2 + \pi R_2^2} = \frac{(\overline{F}_1 R_1^2 + \overline{F}_2 R_2^2)\, Z_1}{\pi (R_1 + r)^2 + \pi R_2^2} =$$

$$= \left(\overline{F}_1 + \overline{F}_2 \frac{Z_2^2}{Z_1^2}\right) Z_1 \Big/ \left\{\pi \left[(1 + m_1)^2 + \frac{Z_2^2}{Z_1^2}\right]\right\}.$$

На рис. 84 представлена зависимость коэффициента полезной площади торцового сечения впадин роторов от параметра m для различных соотношений выступов Z_1 и впадин Z_2. Из графика видно, что коэффициент χ растет с возрастанием параметра m, но не превышает $\chi_{max} = 0{,}5$. Сравнивая коэффициенты полезной площади торцового сечения роторов у роторных машин различных типов, необходимо отметить, что в винтовых машинах с асимметричным профилем зубьев при схеме (4 + 6) коэффициент $\chi \approx \approx 0{,}303$, а у двухроторных вакуумных насосов с внешним сжатием $\chi = 0{,}49 \ldots 0{,}53$ для схемы (3 + 3) и $\chi = 0{,}53 \ldots 0{,}59$ для схемы (2 + 2).

Коэффициент полезной площади торцового сечения впадин роторов для корригированного двустороннего профиля

$$\chi' = \chi \zeta_\chi,$$

где $\zeta_\chi \approx 1 + (1{,}5 - 1{,}25m)\, \bar{r}_0$.

В конце процесса нагнетания, когда ведомый ротор перекрывает нагнетательное окно, образуется изолированный объем V_0. Относительный изолированный объем

$$K_0 = F_0/F_1, \qquad (3.29)$$

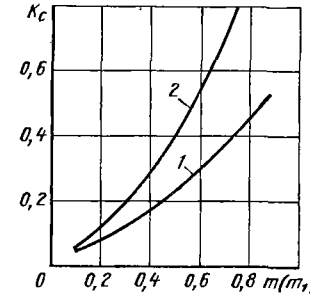


Рис. 86. Зависимость коэффициента K_c внутреннего сжатия от параметра m:
1 — (2 + 2) и (2 + 3); *2* — (3 + 2) и (3 + 3)

его зависимость от параметра m для различных соотношений Z_1 и Z_2 приведена на рис. 85. Отсюда видно, что коэффициент K_0 возрастает с увеличением параметра m и суммарного числа впадин (выступов) роторов. Для часто используемого диапазона значений параметра m=0,5 ... 0,8 изолированный объем составляет 14 ... 28 %.

Относительный объем рабочей полости ведущего ротора в конце процесса сжатия газа оценивается безразмерным коэффициентом внутреннего сжатия

$$K_c = F_c/F_1, \qquad (3.30)$$

где F_c— площадь торцового сечения впадины ведущего ротора в конце процесса сжатия, определяемая углом $\varphi = \varphi_{к.\,с}$(см. рис. 82, *г*), м^2.

Из графика на рис. 86 видно, что коэффициент K_c возрастает с увеличением параметра m, причем более интенсивно при $Z_1 = 3$. Чем меньше коэффициент K_c, тем, следовательно, большее давление внутреннего сжатия можно получить в полости ведущего ротора при прочих равных условиях.

Характер изменения относительной площади $\bar{F}$ в зависимости от угла φ_1 поворота ведущего ротора для различных значений параметра m при $Z_1 = Z_2 = 2$ приведен на рис. 87, *а*, а для схем с различными числами выступов и впадин при $m = 0{,}6$ — на рис. 87, *б*.

Вначале ведущий и ведомый роторы образуют вместе одну общую полость. При $\varphi_1 = \varphi_a$ (точка *a*, рис. 87, *а*) рабочая полость ведомого ротора достигает своего максимального значения $\bar{F}_2$

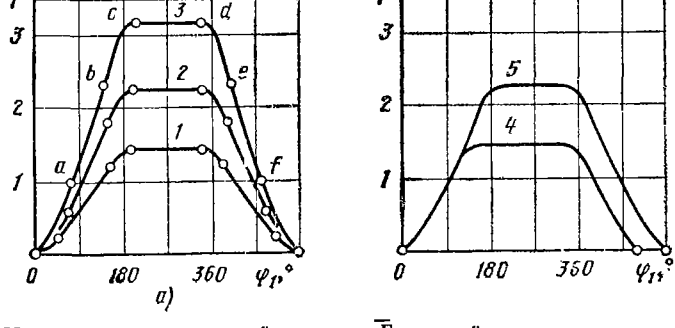


Рис. 87. Изменение относительной площади $\bar{F}$ сечений впадин роторов от угла φ_1 поворота ведущего ротора:
а — для разных значений параметра m; *б* — для схем с различными числами выступов и впадин при $m = 0{,}6$; *1* — $m = 0{,}4$; *2* — $m = 0{,}6$; *3* — $m = 0{,}8$; *4* — (3 + 3); *5* — (2 + 2)

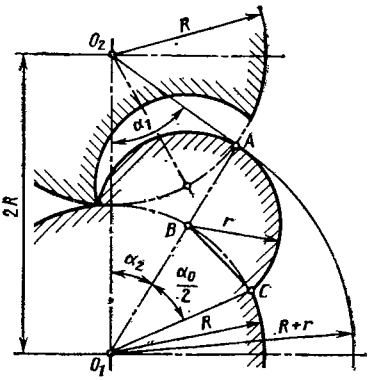


Рис. 88. Схема расположения основных углов насоса

и, начиная с этого момента времени до $\varphi_1 = \varphi_b$ (точка b) зависимость $\overline{F} = \overline{F}(\varphi_1)$ будет изменяться по линейному закону. Максимальная суммарная площадь сечений впадин полостей роторов

$$\overline{F} = \overline{F}_1 + \overline{F}_2$$

и соответствует углу поворота $\varphi_1 = \varphi_c$. При дальнейшем вращении роторов до $\varphi_1 = \varphi_d$ изменения площади не происходит (перенос рабочего газа без сжатия). Так как зависимость $\overline{F} = \overline{F}(\varphi_1)$ симметрична относительно угла поворота ведущего ротора $\varphi_1 = 270°$, то дальнейшее уменьшение площади рабочих полостей роторов будет происходить в обратном порядке.

Значения характерных углов (°) при круговом способе профилирования зубьев роторов (рис. 88) определяют из уравнений:

$$\text{из } \triangle O_1BC \quad \frac{\alpha_0}{2} = \arccos\frac{2-m^2}{2};$$

$$\text{из } \triangle O_1O_2A \quad \alpha_1 = \arccos\frac{5-(1+m)^2}{4};$$

$$\text{из } \triangle O_1O_2A \quad \alpha_2 = \arccos\frac{3+(1+m)^2}{4(1+m)}.$$

С увеличением параметра m углы α_0, α_1 и α_2 возрастают. Значения углов поворота ведущего ротора (соответствующие точкам $a \ldots f$ на рис. 87 (°):

$$\varphi_a = \varphi_1; \quad \varphi_b = \frac{360°}{Z_1} - \frac{\alpha_0}{2}; \quad \varphi_c = \varphi_a + \varphi_b;$$

$$\varphi_d = 360°\left(1 + \frac{1}{Z_1}\right) - \varphi_a - \varphi_b; \quad \varphi_e = 360° + \frac{\alpha_0}{2};$$

$$\varphi_f = 360°\left(1 + \frac{1}{Z_1}\right) - \alpha_1.$$

Угол начала процесса сжатия газа в полости ведущего ротора (°)

$$\varphi_{н.с} = 360° - \alpha_2.$$

Угол конца сжатия и начала нагнетания (°)

$$\varphi_{к.с} = \varphi_{н.н} = 360°\left(1 + \frac{1}{Z_1}\right) - \alpha_1 - \frac{\alpha_0}{2}.$$

Продолжительность сжатия (°)

$$\varphi_{\text{с}} = \varphi_{\text{н. с}} - \varphi_{\text{н. с}} = \frac{360^\circ}{Z_1} - \alpha_1 + \alpha_2 - \frac{\alpha_0}{2}.$$

Угол конца нагнетания (°)

$$\varphi_{\text{к. н}} = 360^\circ \left(1 + \frac{1}{Z_1}\right) - \alpha_2 - \alpha_{\text{п}}.$$

Продолжительность нагнетания (°)

$$\varphi_{\text{н}} = \varphi_{\text{к. н}} - \varphi_{\text{н. н}} = \alpha_1 - \alpha_2 + \frac{\alpha_0}{2} - \alpha_{\text{п}},$$

где $\alpha_{\text{п}}$ — угол перекрытия, принимают в пределах $\alpha_{\text{п}} \approx 1 \ldots 3°$.

Перекрытие, т. е. преждевременное закрытие нагнетательного окна ведомым ротором, способствует улучшению рабочих характеристик насоса вследствие уменьшения внутренних перетеканий газа из нагнетательной полости в полость ведущего ротора. С ростом окружной скорости вращения роторов перекрытие может быть уменьшено.

Из приведенных выражений для углов видно, что угол начала сжатия и продолжительность нагнетания не зависят от числа выступов ведущего ротора. Продолжительность процесса сжатия уменьшается с возрастанием параметра m и числа Z_1 выступов ведущего ротора. Положение нижней кромки нагнетательного окна (см. рис. 82) определяется параметром m и способами корригирования исходного профиля роторов.

Для рассмотрения рабочего процесса в теоретическом насосе используют теоретические индикаторные диаграммы, которые позволяют определить индикаторную мощность, силы и моменты, действующие на роторы. Построение теоретических индикаторных диаграмм основывается на следующих предположениях: рабочим телом является идеальный газ; параметры газа в рабочей полости не меняются до начала сжатия и соответствуют параметрам во всасывающей полости; потери энергии во всасывающем и нагнетательном патрубках отсутствуют; выравнивание давлений в рабочих полостях происходит мгновенно и без потерь; внутренние перетекания отсутствуют; параметры газа в течение всего периода нагнетания сохраняются неизменными и соответствуют параметрам в нагнетательной полости; мертвый объем отсутствует.

Теоретические индикаторные диаграммы насоса для полости ведущего и ведомого роторов приведены на рис. 89. Рассмотрим рабочую полость ведущего ротора (рис. 89, *а*).

Линия *1—2* — всасывание газа при постоянном давлении.

Линии *2—3* и *7—8* — перепуск газа из изолированного объема (точка *7*) в рабочую полость ведущего ротора, отсоединенную от всасывающего патрубка (точка *2*). В результате перепуска газа

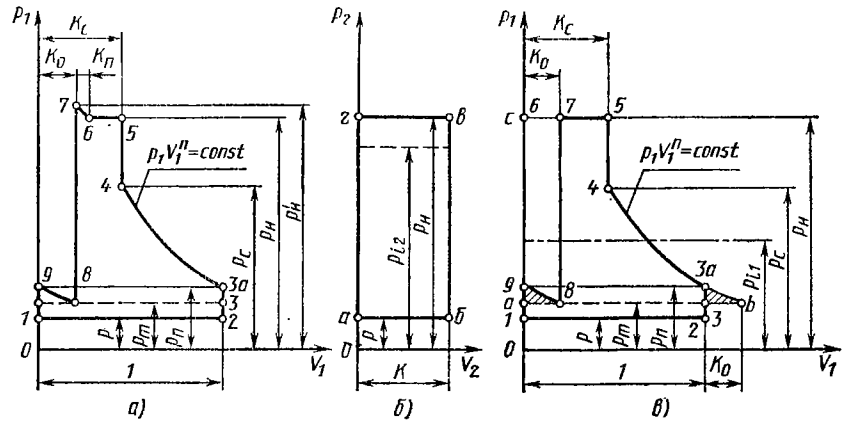


Рис. 89. Теоретические индикаторные диаграммы насоса:
а — полость ведущего ротора; *б* — полость ведомого ротора; *в* — упрощенная индикаторная диаграмма полости ведущего ротора

давление в обеих полостях выравнивается и становится равным p_m (точки *3* и *8*) (Па):

$$p_m = \frac{p \cdot 1 + p'_н K_0}{1 + K_0} = \alpha p + \beta p'_н, \qquad (3.31)$$

где p — давление всасывания, Па; $p'_н$ — давление газа в конце процесса перекрытия, Па;

$$\alpha = \frac{1}{1 + K_0}; \qquad (3.32) \qquad \beta = \frac{K_0}{1 + K_0}. \qquad (3.33)$$

Линия *3—3а—4*— политропическое сжатие, при котором относительный объем рабочей полости уменьшается с $(1 + K_0)$ до K_c. Давление внутреннего сжатия (Па)

$$p_c = p_m \left(\frac{1 + K_0}{K_c}\right)^n, \qquad (3.34)$$

где n — показатель политропы процесса сжатия.

В начальный период сжатия (линия *3—3а*) суммарный объем полостей роторов больше объема рабочей полости ведущего ротора. Так как индикаторная диаграмма строится для полости ведущего ротора объемом, принимаемым равным $V_1 = 1$, то в начальный период сжатия повышение давления при неизменном объеме изобразится в координатах p ... V_1 вертикальной линией.

Линия *4—5* — выравнивание давлений.

Линия *5—6* — нагнетание газа при постоянном давлении. Относительный объем рабочей полости уменьшается с K_c до $(K_0 + K_п)$, где $K_п$ — относительное перекрытие, определяемое углом перекрытия $\alpha_п$. Коэффициент $K_п$ принимают в пределах 0,01 ... 0,03. При этом $\alpha_п \approx 1 \ldots 3°$. Процесс нагнетания заканчивается в тот момент, когда кромка впадины ведомого ротора перекрывает нагнетательное окно.

Линия *6—7* — перекрытие. В конце процесса перекрытия давление в рабочих полостях роторов $p'_н$ несколько превышает давление нагнетания $p_н$. Сжатие газа можно принять адиабатическим. Давление в рабочих полостях ротора (Па)

$$p'_н = p_и \left(\frac{K_0 + K_п}{K_0}\right)^n. \qquad (3.35)$$

Ввиду того, что давления $p_и$ и $p'_н$ отличаются незначительно, согласно уравнению (3.31) давление выравнивания (Па)

$$p_m \approx \alpha p + \beta p_н. \qquad (3.36)$$

Линия *7—8* — перепуск газа.

Линия *8—9* — предварительное подсжатие газа в полостях ведущего и ведомого роторов. В конце процесса предварительного сжатия газа относительный объем полостей уменьшается с $(1 + K_0)$ до $K_{под}$, а давление возрастает с p до $p_п$. Этот процесс повышения давления также принимают адиабатическим. Давление газа в конце предварительного процесса сжатия (Па)

$$p_п = p_m \left(\frac{1 + K_0}{K_{под}}\right)^n, \qquad (3.37)$$

где $K_{под}$ — относительный объем рабочей полости ведущего ротора в конце процесса предварительного подсжатия газа, $K_{под} = F_{под}/F_1$.

Площадь $F_{под}$ определяют при угле поворота ведущего ротора $\varphi_1 = T_1$ (см. рис. 82). Принимают при $Z_1 = 2$ $K_{под} \approx 0{,}95 \ldots 0{,}96$ и при $Z_1 = 3$ $K_{под} \approx 0{,}93 \ldots 0{,}94$.

На упрощенной теоретической индикаторной диаграмме (рис. 89, *в*) процессу сжатия *b—3a* соответствует процесс *8—9*. При этом площади заштрихованных фигур *a—8—9* и *3—b—3a* равны. Процесс *b—3a* является первоначальным этапом общего процесса сжатия *b—4* в насосе.

Рассмотрим рабочую полость ведомого ротора (рис. 89, *б*).

В рабочей полости ведомого ротора происходит процесс переноса и внешнего сжатия газа, которые для идеального насоса характеризуются прямоугольной индикаторной диаграммой *а—б—в—г* (рис. 89, *б*).

Как отмечалось, перепуск газа из изолированного объема увеличивает начальное давление внутреннего сжатия в полости ведущего ротора. Однако, в отличие от объемных машин поршневого и пластинчато-роторного типов с перепуском газа в этих насосах среднее индикаторное давление в полости ведущего ротора p_{i1} не возрастает. Действительно, при наличии перепуска газа в насосе площадь индикаторной диаграммы полости ведущего ротора увеличивается на площадь прямоугольника *1—2—3—a* (рис. 89, *в*), но при этом вследствие перепуска газа процесс нагнетания прекращается раньше, не в точке *c*, а в точке *7*, и высво-

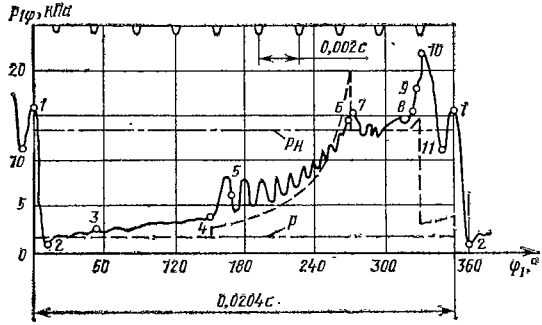


Рис. 90. Развернутая по углу поворота действительная индикаторная диаграмма полости ведущего ротора ВНЧС

бождается равнозначная площадь $F_{a-8-7-c}$. С учетом выражений (3.32) и (3.36) после преобразований получим

$$\frac{F_{1-2-3-a}}{F_{a-8-7-c}} = \frac{p_m - p}{K_0 (p_н - p_m)} = 1.$$

Следовательно, изолированный объем на нагнетании, не увеличивая среднее индикаторное давление, повышает неравномерность работы насоса, так как сокращает продолжительность процесса нагнетания, делая его более интенсивным, а перепуск газа приводит к возрастанию шума при работе.

Действительное протекание рабочего процесса в полостях насоса существенно отличается от теоретического. Основное отличие заключается в том, что действительный рабочий процесс происходит с переменным количеством рабочего тела и с изменяющимися параметрами при всасывании и нагнетании.

На рис. 90 в качестве примера приведена развернутая по углу поворота действительная индикаторная диаграмма полости ведущего ротора насоса (сплошная линия), снятая с помощью малоинерционного датчика давления, установленного на вращающемся ведущем роторе. Индикаторная диаграмма получена при частоте вращения роторов $n = 49$ с$^{-1}$, $p = 1{,}6$ кПа, $p_н = 13{,}3$ кПа для $m = 0{,}6$, $R = 65$ мм и $Z_1 = Z_2 = 2$. Там же для сравнения нанесена развернутая индикаторная диаграмма (штриховая линия). Вид действительной индикаторной диаграммы хорошо согласуется с ее теоретической формой.

Линия *1—2* — расширение газа в перевальном объеме (в зазоре между роторами).

Линия *2—3* — всасывание.

Линия *3—4* — перенос изолированной рабочей полости ведущего ротора без изменения ее объема. Давление в полости существенным образом зависит от баланса перетеканий газа. Из рисунка видно, что давление в рабочей полости возросло с 2,1 до 3,6 кПа, т. е. на 70 %. Перетекание газа вызывает повышение давления выравнивания и, следовательно, рост потребляемой мощности.

Линии *4—5* и *10—11* — перепуск газа из изолированного объема. В действительности вследствие постепенного сообщения рабочих полостей перепуск газа происходит примерно за 0,91 мс, а не мгновенно, как это принималось при построении теоретической индикаторной диаграммы.

В результате перепуска давление в рабочей полости ведущего ротора возрастает с 3,6 до 5,8 кПа, что примерно в 2 раза выше расчетного, определенного по формуле (3.31) без учета перетеканий газа. Ввиду быстротечности процесса перепуска выравнивание давлений происходит не полностью и давления в разных точках общей полости значительно отличаются одно от другого ($p_5 = 5{,}8$ кПа и $p_{11} = 11{,}2$ кПа). С увеличением быстроходности насоса эта разность давлений возрастает.

Линия *5—6* — внутреннее сжатие газа. После предшествующего интенсивного процесса перепуска процесс сжатия носит волнообразный (колебательный) характер. В конце сжатия колебательный процесс почти полностью прекращается: амплитуда колебаний непрерывно уменьшается, а частота примерно в 4 ... 5 раз возрастает, что указывает на газодинамический характер затухающих колебаний рабочего газа в замкнутой, непрерывно уменьшающейся в объеме рабочей полости ведущего ротора. Продолжительность процесса сжатия составляет примерно 6,1 мс. Давление внутреннего сжатия $p_c = 14{,}7$ кПа, что несколько превышает давление нагнетания.

Линия *6—7* — предварение процесса нагнетания газа, сопровождающееся незначительным увеличением давления.

Линия *7—8* — нагнетание. Характер процесса нагнетания определяется процессами выравнивания давлений в рабочей полости ведущего ротора и полости нагнетания, а также непрерывно изменяющейся площадью проходного сечения нагнетательного окна. Продолжительность нагнетания 3,3 мс.

Линия *8—9—10* — перекрытие. В конце процесса перекрытия давление газа в изолированном объеме резко возрастает до $P_{10} = 22{,}6$ кПа, так как объем значительно сокращается. Чрезмерное повышение давления газа приводит прежде всего к дополнительному расходу мощности насоса и возрастанию температуры сжимаемого газа. Теоретически перекрытие заканчивается в точке *9*, но вследствие постепенного открытия перепускного канала, соединяющего рабочие полости с разными давлениями, процесс выравнивания давлений фактически начинается лишь в точке *10*.

С ростом окружной скорости роторов давление газа в конце процесса перекрытия непрерывно возрастает. Для уменьшения чрезмерного повышения давления в рабочей полости быстроходных насосов и снижения газодинамических потерь при перепуске рекомендуется выполнить плавной кромку корпуса на стороне нагнетания.

Для скругления кромки AB на расстоянии $t = (0{,}03 \ldots 0{,}09)\,R$ принимают дугу окружности радиуса R_Φ (рис. 91, *а* и *в*) или пря-

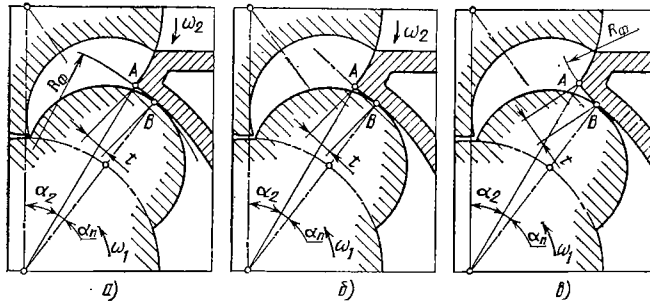


Рис. 91. Схема скругления острой кромки расточки корпуса в зоне нагнетательного окна

мую линию (рис. 91, *б*). Радиус R_Φ определяют из технологических соображений.

Линия *10—11* (см. рис. 90) — перепуск газа.

Линия *11—1* — предварительное поджатие газа. Максимальное давление газа $p_1 = 15{,}6$ кПа в перевальном объеме (в зазоре) достигается при $\varphi_1 = 360°$. Продолжительность предварительного сжатия газа сокращена по сравнению с теоретической диаграммой до 0,49 мс вследствие немгновенного выравнивания давлений во время перепуска газа. При этом давление в разных точках общей полости различно.

Общий характер развернутых индикаторных диаграмм при других рабочих давлениях и скоростях вращения роторов сохраняется.

Полученная экспериментальным путем развернутая индикаторная диаграмма $p_1 - \varphi_1$ может быть перестроена в диаграмму $p_1 — V_1$. При перестроении диаграммы использовали зависимость объема рабочей полости от угла поворота ротора (см. рис. 87). Вид действительной индикаторной диаграммы представлен на рис. 92 (сплошная линия). Там же для сравнения дана теорети-

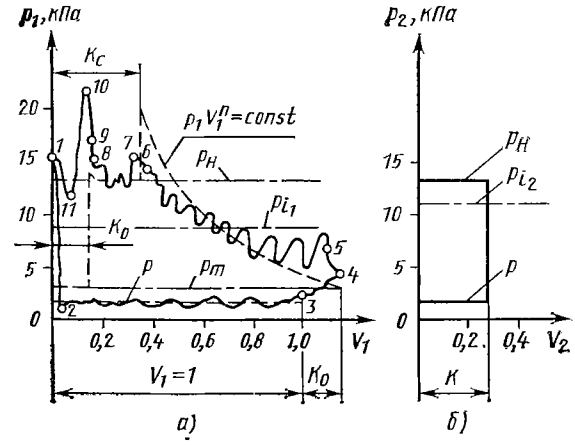


Рис. 92. Индикаторные диаграммы насоса:

а — действительная (сплошная линия) и теоретическая (штриховая линия) индикаторные диаграммы полости ведущего ротора; *б* — теоретическая индикаторная диаграмма полости ведомого ротора

ческая диаграмма (штриховая линия). Индикаторные диаграммы $p_1 - \varphi_1$ и $p_1 - V_1$ построены для одного и того же рабочего режима. Из сопоставления видно, что основные фазы газораспределения насоса обеих индикаторных диаграмм хорошо согласуются между собой, а площади индикаторных диаграмм различаются незначительно.

Теоретическое создаваемое отношение давлений в полости ведущего ротора насоса для заданного газа есть величина постоянная, зависящая от параметра m и показателя n политропы процесса сжатия:

$$\tau_1 = \frac{p_c}{p_m} = \left(\frac{1 + K_0}{K_c}\right)^n.$$

Действительное создаваемое отношение давлений меньше теоретического в основном вследствие внутренних перетеканий газа:

$$\tau_{1д} \approx (0{,}4 \ldots 0{,}6)\, \tau_1.$$

В этой формуле больший коэффициент относится к насосам с большой быстротой действия и высокой скоростью вращения роторов, в которых внутренние перетекания относительно малы.

Геометрическая быстрота действия представляет собой суммарный объем рабочего тела, переносимого без потерь роторами из полости всасывания в полость нагнетания за единицу времени.

При $Z_1 = Z_2 = Z$, $n_1 = n_2 = n$ и $R_1 = R_2 = R$ геометрическая быстрота действия (м^3/с)

$$S_г = S_{г1} + S_{г2} = (F_1 + F_2)\, ZnL = \pi R^2 (2 + 2m + m^2)\chi nL, \quad (3.38)$$

где $S_{г1}$, $S_{г2}$ — геометрическая быстрота действия полостей соответственно ведущего и ведомого ротора, м^3/с; n — частота вращения роторов, c^{-1}; L — длина роторов, м; R — радиус начальных окружностей роторов, м.

При $Z_1 \neq Z_2$

$$S_г = F_1 Z_1 n_1 L + F_2 Z_2 n_2 L = (F_1 + F_2)\, Z_1 n_1 L =$$

$$= \left(\overline{F}_1 R_1^2 + \overline{F}_2 R_2^2\right) Z_1 n_1 L = \left(\overline{F}_1 + \overline{F}_2 \frac{Z_2^2}{Z_1^2}\right) R_1^2 Z_1 n_1 L =$$

$$= \pi R_1^2 \left[(1 + m_1)^2 + \frac{Z_2^2}{Z_1^2}\right] \chi n_1 L =$$

$$= 0{,}5 R_1^2 \left[(1 + m_1)^2 + \frac{Z_2^2}{Z_1^2}\right] \chi u_1 K_L \quad (3.39)$$

или

$$S_г = C K_L R_1^2, \quad (3.40)$$

где $C = 0{,}5\, [(1 + m_1)^2 + Z_2^2/Z_1^2]\, \chi u_1$; K_L — относительная длина ведущего ротора, $K_L = L/R_1$; m_1 — относительная высота выступа ведущего ротора, $m_1 = r_1/R_1$; n_1 — частота вращения ведущего ротора, c^{-1}, $n_1 = u_1/(2\pi R_1)$.

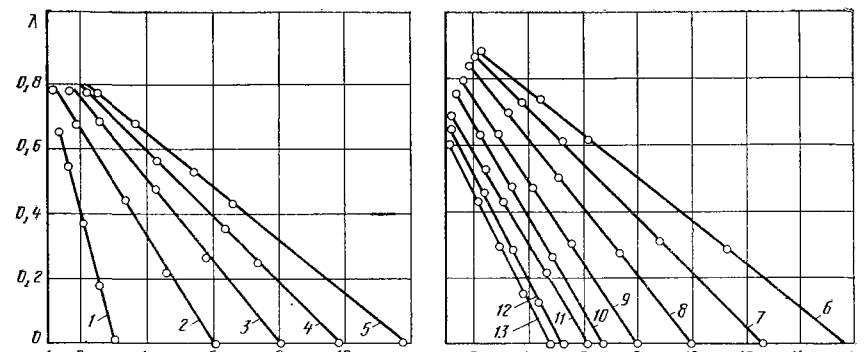


Рис. 93. Зависимость коэффициента λ откачки от отношения τ давлений: *а* — при $p = 0{,}665$ кПа для различной частоты вращения роторов; *б* — при $n = 50$ с$^{-1}$ для различных давлений всасываиия: *1* — $n = 16{,}7$ с$^{-1}$; *2* — $n = 33{,}5$ с$^{-1}$; *3* — $n = 50$ с$^{-1}$; *4* — $n = 66{,}7$ с$^{-1}$; *5* — $n = 83$ с$^{-1}$; *6* — $p = 0{,}0665$ кПа; *7* — $p = 0{,}133$ кПа; *8* — $p = 0{,}266$ кПа; *9* — $p = 0{,}665$ кПа; *10* — $p = 1{,}33$ кПа; *11* — $p = 2{,}86$ кПа; *12* — $p = 6{,}65$ кПа; *13* — $p = 13{,}3$ кПа

При выборе допустимой окружной скорости u_1 роторов на начальном диаметре исходят из получения наибольшего коэффициента откачки при наименьшей потребляемой мощности. Увеличение окружной скорости снижает относительное перетекание газа, но увеличивает гидравлические потери и шум при работе. Кроме того, увеличение окружной скорости приводит к повышению механических потерь и сокращению срока службы насоса, а также предъявляет более жесткие требования к работоспособности и надежности синхронизирующих шестерен, подшипников, роторов и уплотнений. Допустимая окружная скорость зависит от отношения давлений, рода откачиваемого газа, зазоров, типа профиля и других факторов. При выборе окружной скорости пользуются экспериментальными данными однотипных вакуумных насосов. Обычно окружную скорость задают в пределах $u_1 = 30 \ldots 50$ м/с. Бóльшие окружные скорости относятся к насосам с меньшей быстротой действия и относительно бóльшими зазорами. Окружная скорость роторов на окружности выступов ведущего ротора (м/с)

$$u_1' = u_1(1 + m_1).$$

Действительная быстрота действия насоса меньше геометрической вследствие объемных потерь на всасывании, которые определяются коэффициентом λ откачки. Действительная быстрота действия (м^3/с)

$$S = \lambda S_г.$$

Наиболее существенные потери быстроты действия насоса возникают вследствие внутреннего перетекания газа, а также наличия перевального объема. Коэффициент откачки

$$\lambda = \lambda_{др}\lambda_т - \lambda_0' - \lambda_п' - \lambda_н',$$

где $\lambda_{др}$ — коэффициент дросселирования; $\lambda_т$ — коэффициент подогрева; λ'_0 — относительные потери быстроты действия, обусловленные обратным расширением газа; $\lambda'_п$ и $\lambda'_н$ — относительные потери, обусловленные внутренними перетеканиями, переносом газа в изолированном объеме и внешними натеканиями атмосферного воздуха.

Потери на дросселирование и подогрев газа в насосах относительно невелики, и поэтому они мало влияют на коэффициент откачки. Обычно $\lambda_{др} = 0{,}95 \ldots 0{,}96$ и $\lambda_т = 0{,}94 \ldots 0{,}97$. Потери от внутренних перетеканий газа, обратного расширения и потери от переноса газа в перевальном объеме определяют по методике, изложенной в п. 3.1.

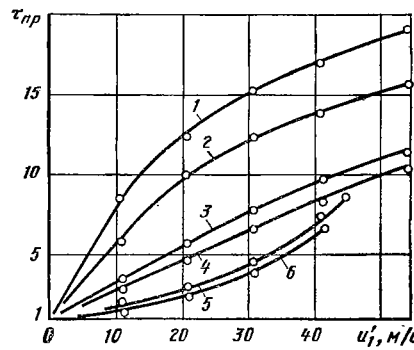


Рис. 94. Зависимость предельного отношения $\tau_{пр}$ давлений от окружной скорости u'_1 ведущего ротора на окружности выступов для различных давлений всасывания:
1 — $p = 0{,}0665$ кПа; *2* — $p = 0{,}133$ кПа; *3* — $p = 0{,}665$ кПа; *4* — $p = 1{,}33$ кПа; *5* — $p = 6{,}65$ кПа; *6* — $p = 13{,}3$ кПа

Для приближенных расчетов принимают коэффициент откачки $\lambda = 0{,}60 \ldots 0{,}80$. Наибольший коэффициент λ следует выбирать для вакуумных насосов большой быстроты действия, а также насосов с большой окружной скоростью роторов.

На рис. 93 и 94 приведены откачные характеристики экспериментального насоса с частичным внутренним сжатием, имеющего следующие основные технические данные: $R_1 = R_2 = 65$ мм; $L = 260$ мм; $m = 0{,}6$; $Z_1 = Z_2 = 2$. Тип профиля выступа ведущего ротора — симметричный циклоидально-круговой. Охлаждение корпуса водяное. Испытания проводились на воздухе.

Зависимость коэффициента λ откачки от отношения τ давлений для различной частоты вращения роторов представляет собой практически прямую линию (рис. 93, *а*). С ростом частоты вращения роторов наклон характеристик $\lambda - \tau$ уменьшается, что объясняется снижением относительных внутренних перетеканий газа. Характер данных зависимостей сохраняется и при других давлениях всасывания.

Влияние изменения давления всасывания на откачную характеристику насоса λ—τ представлено на рис. 93, *б*. При постоянном давлении всасывания коэффициент откачки возрастает с уменьшением отношения давлений практически по линейному закону, что в основном объясняется снижением абсолютных внутренних перетеканий. С уменьшением давления всасывания характер течения газа через зазоры изменяется, причем проводимость зазоров уменьшается, что приводит к снижению внутренних перетеканий газа и увеличению коэффициента откачки. При изменении режима работы насоса (давления всасывания, частоты вращения роторов, режима охлаждения и др.) рабочие зазоры не остаются

постоянными, так как изменяется температура роторов и корпуса. Зависимости предельного отношения $\tau_{пр}$ давлений от окружной скорости ведущего ротора u_1' на окружности выступов приведены для различных рабочих условий на рис. 94. При давлении всасывания выше 0,0665 кПа с ростом окружной скорости $\tau_{пр}$ и, следовательно, λ увеличиваются, причем тем значительнее, чем выше давление всасывания. Так, например, при $p = 0{,}133$ кПа и окружной скорости $u_1' = 10$, 30 и 50 м/с соответственно $\tau_{пр} = 5$, 12 и 15. Большое влияние на коэффициент откачки оказывает режим течения газа через щели, определяемый в значительной степени давлениями всасывания и нагнетания. Если при работе насоса в вакуумном режиме при $n = 50\ с^{-1}$ $\tau_{пр} = 8$ (рис. 93, кривая 3 — $p = 0{,}665$ кПа и $p_н = 5{,}32$ кПа), то при работе насоса с той же частотой вращения роторов в эксгаустерном режиме (с нагнетанием в атмосферу) $\tau_{пр} = 3{,}5$ $p = 28{,}6$ кПа и $p_н = 100$ кПа).

3.2.3. Основные конструктивные соотношения. Методика определения основных размеров насоса

Основные показатели насоса зависят в большой степени от параметра m, относительной длины K_L роторов, числа выступов и впадин, а также от способа их профилирования.

Увеличение параметра m приводит к компактности насоса вследствие возрастания коэффициента χ использования поперечного сечения впадин роторов. С ростом относительной высоты выступа ведущего ротора повышается коэффициент откачки насоса, так как уменьшается отношение периметра зазоров к объему рабочей полости. При большой относительной глубине впадины ведомого ротора уменьшается его момент инерции, что снижает инерционную нагрузку на синхронизирующие шестерни при изменении окружной скорости роторов.

Однако увеличение параметра m ограничено прежде всего снижением создаваемого отношения давлений в полости ведущего ротора, особенно с возрастанием числа выступов ведущего ротора. Отрицательно влияет рост параметра и на экономичность работы насоса, так как существенно возрастает относительное количество газа, всасываемого в полости ведомого ротора и не подвергаемого внутреннему сжатию (возрастает коэффициент K внешнего сжатия). Увеличение параметра m ограничено подрезом вала ведомого ротора, диаметр которого определяется из условий обеспечения достаточной жесткости ротора. Кроме того, при относительно большой глубине впадины снижается прочность и жесткость центральной части ведомого ротора. Так, при числе впадин $Z_2 = 3$ и 4 происходит полное подрезание впадин ведомого ротора, при этом параметр m соответственно равен $m = 0{,}867$ и 0,707. Следовательно, параметр m следует выбирать в пределах 0,5 ... 0,7 (0,8); бóльшие значения следует принимать для получе-

ния компактности и малой металлоемкости, а также при меньшем внутреннем отношении давлений и меньшем числе выступов и впадин роторов.

С увеличением длины роторов возрастает геометрическая быстрота действия насоса, но одновременно с этим растет расстояние между подшипниками валов, что делает роторы менее жесткими и технологичными. При очень длинных роторах появляется опасность крутильных колебаний и, кроме того, возникает необходимость в больших торцовых зазорах. Уменьшение длины роторов при сохранении геометрической быстроты действия насоса приводит к уменьшению их прогиба и увеличению диаметра роторов, т. е. к уменьшению гидравлических потерь при всасывании и нагнетании и снижению быстроходности.

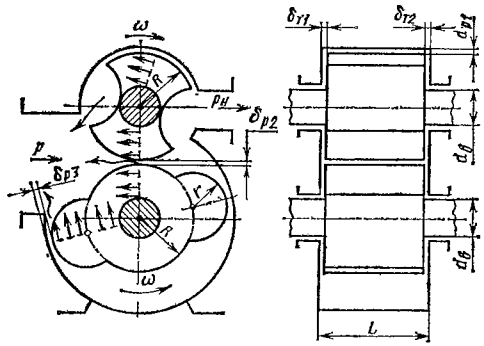


Рис. 95. Схема для определения внутренних перетеканий газа через радиальные и торцовые щели

При малых значениях коэффициента K_L внутренние перетекания газа по торцам преобладают над радиальными и наоборот.

Расчетная схема внутренних перетеканий газа через радиальные и торцовые щели в ВНЧС показана на рис. 95. Условный периметр сечения торцовой щели отмечен штриховой линией. Суммарная площадь f сечений щелей складывается из площадей $f_р$ сечений радиальных и $f_т$ торцовых щелей (м²):

$$f = f_р + f_т;\ f_р = (\delta_{р1} + \delta_{р2} + \delta_{р3})\, L;$$

$$f_т = (\delta_{т1} + \delta_{т2})\,(4R + r - 2d_в),$$

где $d_в$ — диаметр вала, принимаемый равным диаметру впадин ведомого ротора, м, $d_в = 2\,(1 - m)\,R$.

Тогда

$$f_т = 5\,(\delta_{т1} + \delta_{т2})\, mR.$$

Если в качестве первого приближения принять $\delta_{т1} \approx \delta_{т2} = \delta_т$ и $\delta_{р1} \approx \delta_{р2} \approx \delta_{р3} = \delta_р$, то $f = 3L\delta_р + 10mR\delta_т$.

В общем случае с учетом формулы (3.40) суммарная площадь сечения щелей

$$f = \delta_р \sqrt{\frac{S_г}{C}} \left(3K_L^{1/2} + 10m\,\frac{\delta_т}{\delta_р}\,K_L^{-1/2}\right).$$

С увеличением K_L первое слагаемое возрастает, а второе уменьшается, т. е. суммарная площадь сечений щелей имеет минимальное значение:

$$\frac{df}{dK_L} = \delta \sqrt{\frac{S_r}{C}} \left(\frac{3}{2} K_L^{-1/2} - 5 \frac{\delta_т}{\delta_р} K_L^{-3/2} \right) = 0.$$

Отсюда оптимальная относительная длина роторов

$$(K_L)_{опт} = \frac{10m}{3(\delta_р/\delta_т)}.$$

При $\delta_р = \delta_т$, $m = 0{,}6$ и $Z_1 = Z_2 = 2$ $(K_L)_{опт} = 2$.

Полученное из этого выражения значение $(K_L)_{опт}$ предполагает лишь равенство площадей сечений радиальных и торцовых щелей. В действительности радиальные и торцовые зазоры насоса обычно не равны, так же как и количество газа, перетекающего через щели различных форм. Однако для каждого конкретного случая может быть определена оптимальная длина роторов насоса и наибольшее значение коэффициента откачки.

Относительную длину роторов выбирают, исходя из конструктивных и технологических условий с учетом компоновки:

$$K_L = 1{,}8 \ldots 5{,}0.$$

Принципиально возможно применение роторов с одинаковым и неодинаковым числом выступов и впадин. В последнем случае роторы должны иметь разные угловые скорости. С увеличением числа выступов ведущего ротора внутренние перетекания газа уменьшаются, так как в пространстве между нагнетанием и всасыванием находятся изолированные рабочие полости с относительно небольшим перепадом давлений.

Наиболее компактным из рассмотренных комбинаций чисел выступов и впадин роторов является вакуумный насос со схемой (3 + 2). Однако в конструктивном отношении эта схема мало пригодна вследствие большого различия наружных диаметров роторов и их жесткости. Схемы (2 + 2) и (3 + 3) имеют практически одинаковые значения коэффициента использования поперечного сечения роторов. В схеме (2 + 3) значение этого коэффициента меньше. Но существенное преимущество данной схемы как с технологической, так и с конструктивной точек зрения состоит в том, что наружные диаметры роторов могут быть одинаковыми. При этом между относительной высотой выступа ведущего ротора $m_1 = r_1/R_1$ и относительной высотой головки ведомого ротора с двусторонним профилем $m_2 = r_0/R_1$ имеется зависимость $m_1 = 0{,}5 + m_2$. Принимая приемлемое значение $m_2 = 0{,}03 \ldots 0{,}06$, находят $m_1 = 0{,}53 \ldots 0{,}56$. Однако в этом случае коэффициент χ использования полезного сечения впадин роторов составляет всего лишь 0,30 ... 0,31.

С увеличением суммарного числа выступов и впадин роторов увеличивается равномерность откачивания газа и уменьшается

его пульсация, но вместе с тем возрастает трудоемкость изготовления роторов. Увеличение числа выступов и впадин роторов ограничено снижением создаваемого отношения давлений и экономичности работы насоса вследствие повышения относительной быстроты действия полостей ведомого ротора.

Соотношение выступов и впадин роторов и их числа влияют на технико-экономические показатели насоса, технологические и другие факторы, и поэтому их можно выбирать, исходя из конкретных условий. Наиболее предпочтительными схемами насоса являются: 2 + 2, 2 + 3, 3 + 3.

По заданной теоретической быстроте действия насоса и выбранным значениям m_1, Z_2/Z_1, χ, K_L, u_1 (или n_1) определяют радиус начальной окружности ведущего ротора (м) из уравнений (3.38) или (3.39):

$$R_1 = \sqrt[3]{\frac{S_г}{\pi\left[(1+m_1)^2 + Z_2^2/Z_1^2\right]\chi n_1 K_L}}$$

или

$$R_1 = \sqrt{\frac{2S_г}{\left[(1+m_1)^2 + Z_2^2/Z_1^2\right]\chi u_1 K_L}}. \qquad (3.41)$$

Радиус начальной окружности ведомого ротора (м) $R_2 = R_1 Z_2/Z_1$; радиус окружности выступов ведущего ротора (м) $r = m_1 R_1$; радиус внешней окружности выступов ведущего ротора (м) $r_1 = R_1 + r$; радиус внутренней окружности впадин ведомого ротора (м) $r_{20} = R_2 - r$. Длина роторов (м) $L = K_L R_1$. Межцентровое расстояние (м) $A = R_1 + R_2 = R_1 (1 + Z_2/Z_1)$.

3.2.4. Определение потребляемой мощности

Общая индикаторная мощность насоса равна сумме индикаторных мощностей полости ведущего и ведомого роторов (Вт):

$$N_i = N_{i1} + N_{i2} = p_{i1} S_{г1} + p_{i2} S_{г2},$$

где N_{i1} — индикаторная мощность полостей ведущего ротора, Вт; N_{i2} — то же, ведомого ротора, Вт; p_{i1} — среднее индикаторное давление полостей ведущего ротора, Па; p_{i2} — то же, ведомого ротора, Па.

Следовательно,

$$N_i = (p_{i1} + K p_{i2}) S_{г1} = p_i S_{г1} = p_i \frac{S_г}{K+1}, \qquad (3.42)$$

где p_i — суммарное среднее индикаторное давление, Па,

$$p_i = p_{i1} + K p_{i2}. \qquad (3.43)$$

Среднее индикаторное давление для полости ведущего ротора численно равно площади упрощенной индикаторной диаграммы *1—2—3—b—4—5—6—7—8—a* (рис. 89, *в*) (Па):

$$p_{i1} = p_m - p + \frac{n}{n-1} p_m (1 + K_0) \left[\left(\frac{p_c}{p_m} \right)^{(n-1)/n} - 1 \right] +$$

$$+ (p_н - p_c) K_c - (p_н - p_m) K_0; \qquad (3.44)$$

$$p_{i1} = A_1 p_m + B_1 p_н,$$

где $A = \frac{n}{(n-1)\alpha} \left(\tau_1^{(n-1)/n} - 1 \right) - \tau_1 K_c$;

$$B_1 = K_c; \quad \tau_1 = \frac{p_c}{p_m} = \left(\frac{1 + K_0}{K_c} \right)^n = \text{const}.$$

Как видно из этого уравнения, при постоянном давлении нагнетания $p_н$ среднее индикаторное давление p_{i1} изменяется по линейному закону.

Среднее индикаторное давление для полости ведомого ротора (Па)

$$p_{i2} = p_н - p = (p_н - p_m)/\alpha. \qquad (3.45)$$

Суммарное среднее индикаторное давление (Па)

$$p_i = \left(A_1 - \frac{K}{\alpha} \right) p_m + \left(B_1 + \frac{K}{\alpha} \right) p_н.$$

На рис. 96 представлена зависимость суммарного среднего индикаторного давления p_i (сплошные линии) и среднего индикаторного давления полости ведомого ротора p_{i2} (штриховая линия) в функции давления всасывания для различных параметров m при $Z_1 = Z_2 = 2$.

$$\frac{p_i}{p_н} = \left(A_1 - \frac{K}{\alpha} \right) \left(\frac{\alpha}{\tau} + \beta \right) + B_1 + \frac{K}{\alpha},$$

где τ — отношение давления нагнетания к давлению всасывания, $\tau = p_н/p$.

Таким образом, зависимость суммарного среднего индикаторного давления p_i насоса в функции давления p всасывания представляет прямую линию, причем угол наклона к оси абсцисс ψ возрастает с уменьшением параметра m: $\operatorname{tg}\psi = (A_1 - K/\alpha)\,\alpha$. Это объясняется преобладанием работы политропического сжатия в полости ведущего ротора над работой внешнего сжатия в полости ведомого ротора, а при $Z_1 = Z_2 = 2$ и $m = 0{,}721$ среднее индикаторное давление постоянно $p_i/p_н = 0{,}77$ и не зависит от давления всасывания (линия *4*).

Мощность насоса (Вт)

$$N_e = N_i/\eta_{мех},$$

где $\eta_{мех}$ — механический КПД, принимаем по экспериментальным данным $\eta_{мех} \approx$ $\approx 0{,}75 \ldots 0{,}85$.

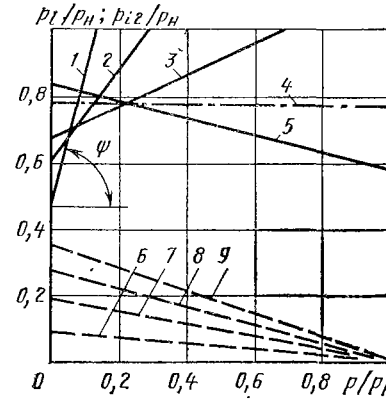


Рис. 96. Зависимость среднего индикаторного давления p_i насоса (сплошные линии) и среднего индикаторного давления p_{i2} полости ведомого ротора (штриховые линии) от давления всасывания для различных параметров:

1 и *6* — $m = 0{,}2$; *2* и *7* — $m = 0{,}4$; *3* и *8* — $m = 0{,}6$; *4* — $m = 0{,}721$; *5* и *9* — $m = 0{,}8$

Мощность приводного двигателя определяют по максимально эффективной мощности насоса $N_{дв} \approx N_{e\,max}$.

На рис. 97 показано влияние давления всасывания на потребляемую эффективную мощность N_e и температуру $T_р$ роторов. Характер обеих зависимостей одинаковый. При низких давлениях ($p < 266$ Па) температура роторов пропорциональна в основном механическим потерям насоса, так как теплота, эквивалентная работе сжатия, не оказывает существенного влияния. При этом температура роторов на 10 ... 25 °С выше температуры газа на нагнетании. С ростом частоты вращения роторов температура их увеличивается и может быть определена по эмпирической формуле (°С) $t_р \approx 10{,}8\sqrt{n}$, где n — частота вращения ротора, $с^{-1}$.

С повышением давления всасывания температура роторов существенно зависит от теплоты, выделяющейся при сжатии газа. Температуру роторов можно с достаточной точностью определить на основе экспериментальных данных в зависимости от температуры газа на всасывании и нагнетании по эмпирической формуле (°С)

$$t_р \approx (0{,}58 \ldots 0{,}68)(t + t_н),$$

где t, $t_н$ — температура газа соответственно на всасывании и нагнетании, °С (большие значения относятся к меньшему отношению давлений), приближенно $t_р \approx$

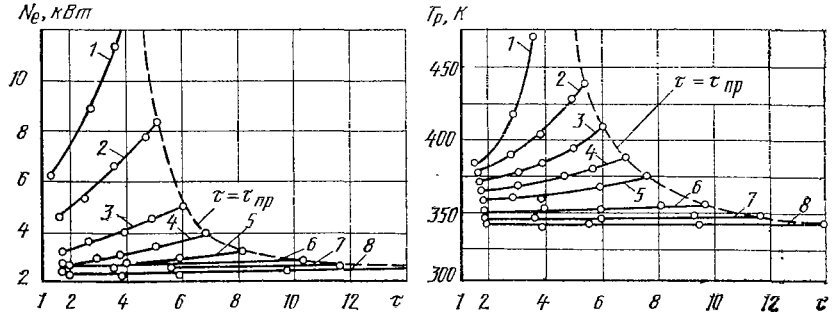


Рис. 97. Зависимость эффективной мощности N_e и температуры $T_р$ роторов от отношения τ давлений для различных давлений всасывания:

1 — $p = 0{,}0665$ кПа; *2* — $p = 0{,}133$ кПа; *3* — $p = 0{,}266$ кПа; *4* — $p = 0{,}665$ кПа; *5* — $p = 1{,}33$ кПа; *6* — $p = 2{,}66$ кПа; *7* — $p = 6{,}65$ кПа; *8* — $p = 13{,}3$ кПа

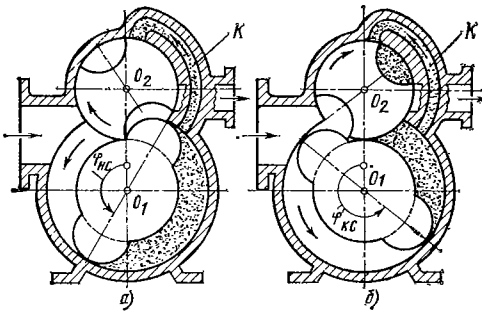


Рис. 98. Конструктивная схема насоса с перепускным каналом, расположенным в корпусе:
а — начало совместного сжатия газа в рабочих полостях насоса; *б* — конец совместного сжатия газа в рабочих полостях насоса

$\approx t_н - (15 \ldots 30)°$, где меньшие значения относятся к меньшей температуре нагнетания.

Повышение температуры сжимаемого газа при $t = 15 \ldots 25$ °С обычно не превышает 160 °С в насосе с охлаждаемыми корпусом и роторами. Для повышения экономичности работы насоса рабочие полости обоих роторов целесообразно объединить в одну единую полость, в которой происходит процесс совместного сжатия газа. Принципиально объединение рабочих полостей можно осуществить двумя способами: с помощью неподвижных каналов, расположенных в корпусе или торцовых крышках насоса, и с помощью канала, выполненного непосредственно на поверхности роторов.

Объединение рабочих полостей насоса с помощью канала, расположенного в корпусе. В начальный момент сжатия газа полость ведомого ротора подключается на определенное время к полости ведущего ротора с помощью специального соединительного канала *К* (рис. 98, *а*). При вращении роторов часть газа из полости ведущего ротора по соединительному каналу перейдет в полость ведомого ротора. В результате этого линия процесса совместного сжатия газа пройдет более полого, а площадь индикаторной диаграммы рабочей полости ведущего ротора уменьшится. Следовательно, при совместном сжатии газа будут снижаться потребляемая мощность и давление внутреннего сжатия. Кроме того, совместное сжатие благоприятно сказывается и на снижении шума, создаваемого при работе насоса, так как уменьшается разность давлений между рабочими полостями роторов и нагнетательным патрубком в начальный момент процесса нагнетания. Эффективность совместного сжатия газа в обеих рабочих полостях насоса будет возрастать с увеличением относительного объема полости ведомого ротора, относительной продолжительности совместного сжатия и давления нагнетания.

Продолжительность совместного сжатия составляла 60 % общей продолжительности внутреннего сжатия в полости ведущего ротора ($\Delta\varphi_1 \approx 70°$). При частоте вращения роторов 20 ... 22 $с^{-1}$ удельная эффективная мощность снижалась на 15 %, а быстрота действия насоса возрастала на 4,5 %. Изменения предельного остаточного давления практически не наблюдалось.

При снижении частоты вращения роторов ($n < 20$ $с^{-1}$) продолжительность совместного сжатия газа возрастает, но одновременно с этим увеличивается внутреннее перетекание газа и,

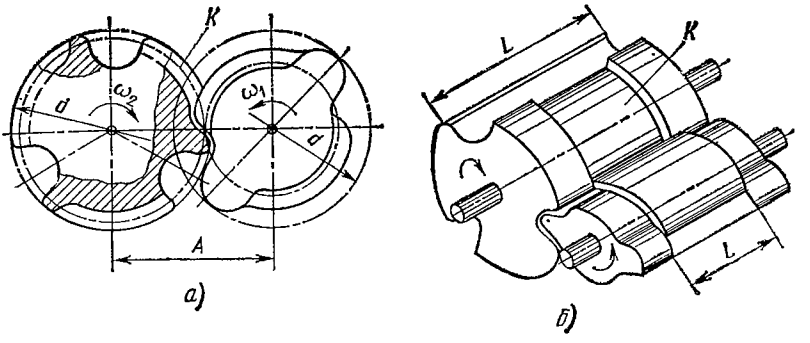


Рис. 99. Конструктивная схема двухроторного насоса с перепускным каналом, расположенным на поверхности ведомого ротора

следовательно, эффективность совместного сжатия невелика. С увеличением частоты вращения роторов ($n > 22$ с$^{-1}$) эффективность совместного сжатия газа также уменьшается, так как продолжительность объединения двух рабочих полостей насоса в одну полость сокращается и составляет менее 9 мс.

Объединение рабочих полостей с помощью канала, расположенного на поверхности ведомого ротора (рис. 99). На ведомом роторе, имеющем прямые зубья и впадины, выполнены каналы K, закрытые с обоих торцов кромками, а с передней стороны — кромкой зуба. Ведущий ротор имеет прямые зубья, форма которых удовлетворяет требованиям основного закона зацепления. На зубьях выполнены ответные под каналы выступы, высота которых равна глубине каналов. Такое конструктивное решение позволило осуществить полное внутреннее сжатие газа и повысить энергетические показатели насоса.

Окна нагнетания выполнены на торцовых поверхностях крышек корпуса. Синхронизирующие шестерни обеспечивают зазор между роторами в процессе вращения, не допуская их взаимного касания. Вначале сжатие газа происходит только во впадине ведущего ротора. Затем уравнительный канал на ведомом роторе открывается в полость впадины ведущего ротора и давления в полости впадины ведущего и ведомого роторов выравниваются. При дальнейшем вращении роторов суммарный объем впадин уменьшается, т. е. происходит совместное сжатие. Сжатие газа заканчивается в тот момент, когда щека зуба ведомого ротора начинает открывать нагнетательное окно. Процесс нагнетания заканчивается при таком положении роторов, когда передняя кромка зуба ведомого ротора перекрывает нагнетательное окно.

К одному из недостатков данного типа вакуумных насосов следует отнести относительно малую длину роторов $K_L = 0{,}42 \ldots 1{,}6$, обусловленную ограниченной площадью нагнетательных окон, расположенных лишь только в торцовых крышках корпуса. Это объясняется тем, что с увеличением длины роторов при дан-

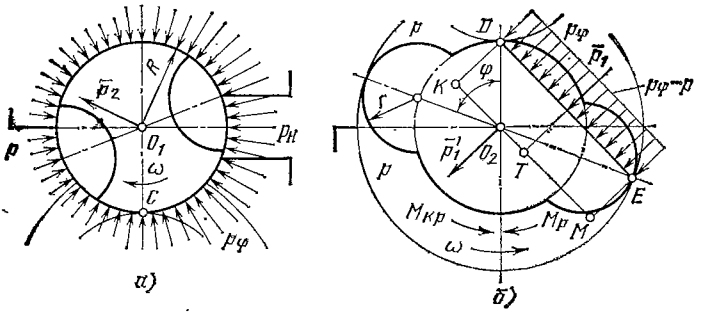


Рис. 100. Силы и моменты, действующие на ро оры ВНЧС:
а — ведомый ротор; *б* — ведущий ротор

ной окружной скорости их вращения возрастает прямо пропорционально скорость газа в нагнетательных окнах. Ширину уравнительного канала (рис. 99, *б*) выбирают в пределах $0{,}88L > l > 0{,}4L$. При этом потери на выравнивание давлений в полостях впадин ведущего и ведомого роторов составляют около 1 %.

На прямозубые роторы насосов, вращающиеся с равномерной окружной скоростью, кроме массовых сил и сил трения, действуют радиальные и осевые силы, а также крутящие и изгибающие моменты. Радиальные силы возникают вследствие неодинакового давления газа на отдельные участки профильной поверхности роторов. Осевые силы, действующие на роторы, появляются только при работе насоса с косозубыми синхронизирующими шестернями, так как осевая сила от сил давления газа равна нулю.

На профильные поверхности ведомого ротора в общем случае действуют силы со стороны давления p всасывания, $p_н$ нагнетания, непрерывно меняющегося давления $p_φ$ сжимаемого газа со стороны полости ведущего ротора, а также давления газа, находящегося в радиальном зазоре между ротором и цилиндром (рис. 100, *а*). Давление газа на поверхность впадины ведомого ротора равно давлению газа на соответствующую поверхность внешнего цилиндра, диаметр которого равен наружному диаметру ведомого ротора. Суммарная газовая сила $\bar{P}_2$, действующая на ведомый ротор, является радиальной силой и равна векторной сумме отдельных составляющих газовых усилий, проходящих через центр ведомого ротора. Следовательно, теоретически ведомый ротор для своего вращения не требует подвода механической энергии. А это означает, что синхронизирующая передача не передает крутящего момента, т. е. полностью разгружена. В действительности необходимую энергию для преодоления крутящего момента сопротивления вращению ведомый ротор получает от ведущего ротора через шестерни связи, но эта энергия составляет около 5 % энергии, подводимой к ведущему ротор насоса.

Переменный характер давлений, действующих на профильные поверхности ведомого ротора, и вращение самого ротора приводит к изменению величины и направления суммарной силы $\overline{P}_2$.

На профильные поверхности ведущего ротора, повернутого на угол φ (рис. 100, *б*), действуют навстречу одна другой две газовые силы с разных сторон: давления p всасывания и давления p_φ. Суммарную газовую силу определяют как произведение разности этих давлений на прямоугольную поверхность со сторонами DE и длину L роторов:

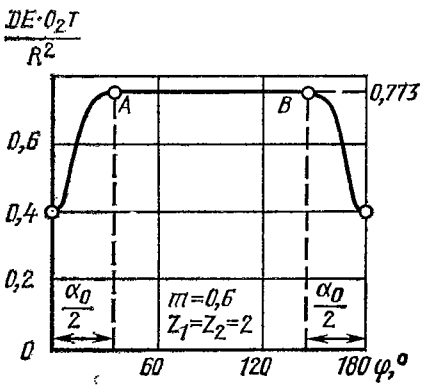


Рис. 101. Зависимость произведения $DE \cdot O_2T$ от угла φ поворота ротора

$$\overline{P}_1 = (p_\varphi - p)\, DE \cdot L.$$

В общем случае до начала сжатия давление газа в изолированной рабочей полости ведущего ротора, в которой происходит перемещение рабочего тела без сжатия, отличается от давления всасывания. Если при этом приток газа в рабочую полость будет преобладать над утечкой, то давление в полости будет несколько выше давления всасывания (линия *3—4* на рис. 90). В этом случае суммарная газовая сила, действующая на ведущий ротор, будет определяться не алгебраической, а векторной суммой, т. е. так же, как и для ведомого ротора. Однако это повышение давления весьма незначительно и им можно пренебречь.

Суммарная газовая сила $\overline{P}_1$ приводится к равнодействующей радиальной силе $\overline{P}_1'$ и к реактивному моменту (Н·м)

$$M_\text{р} = -M_\text{кр} = \overline{P}_1 O_2T = (p_\varphi - p)\, DE \cdot O_2T \cdot L,$$

где O_2T — плечо силы $\overline{P}_1$, м; $M_\text{кр}$ — крутящий момент, Н·м.

Размеры отрезков DE и O_2T зависят от размеров насоса, параметра m и угла φ поворота ротора. Произведение

$$DE \cdot O_2T = (MO_2 + KO_2)(MO_2 - MT) =$$

$$= (MO_2 + KO_2)(MO_2 - 0{,}5MK) =$$

$$= 0{,}5\,(MO_2 + KO_2)(MO_2 - KO_2) = 0{,}5\left(MO_2^2 - KO_2^2\right) =$$

$$= 0{,}5\left(EO_2^2 - DO_2^2\right) = 0{,}5\left[(R + r)^2 - R^2\right] = 0{,}5m\,(2 + m)\,R^2.$$

Таким образом, при выбранном параметре m произведение $DE \cdot O_2T$ постоянно и не зависит от угла поворота ротора (линия AB на рис. 101). В этом случае линия зацепления роторов находится соответственно в точках D и C (см. рис. 100). При входе выступа

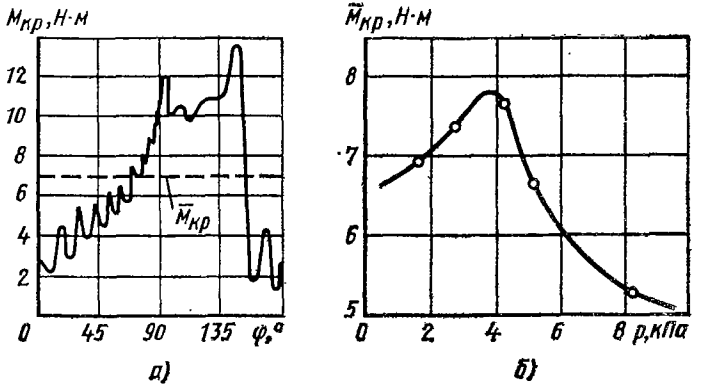


Рис. 102. Крутящий момент на ведущем валу насоса ($n = 49$ с$^{-1}$; $m = 0{,}6$; $Z_1 = Z_2 = 2$):
а — зависимость крутящего момента $M_{кр}$ от угла поворота ведущего ротора; *б* — зависимость среднего крутящего момента $\bar{M}_{кр}$ от давления p всасывании

ведущего ротора во впадину ведомого ротора линия зацепления будет перемещаться по эпициклоидному участку профиля ведущего ротора (см. ниже) и, следовательно, произведение $DE \cdot O_2T$ будет изменяться при углах поворота ротора от 0 до $\varphi = \alpha_0/2$ и от 180° — $\alpha_0/2$ до 180° (см. рис. 101). При $m = 0{,}6$ угол $\alpha_0/2 = 34°\ 55'$.

В качестве примера на рис. 102, *а* дана экспериментальная зависимость крутящего момента $M_{кр}$ в функции угла поворота ведущего ротора насоса при частоте вращения $n = 49$ с$^{-1}$, $m = 0{,}6$ и $Z_1 = Z_2 = 2$. Волнообразный характер этой зависимости объясняется колебательным процессом сжатия газа в рабочей полости ведущего ротора. На тот же график нанесена линия постоянного крутящего момента $M_{кр}$. Как видно из рис. 102, *б*, средний крутящий момент $\bar{M}_{кр}$ имеет максимум при отношении давлений $\tau \approx 4$, что хорошо согласуется с характером процесса сжатия газа в рабочей полости ведущего ротора.

3.2.5. Профилирование выступов и впадин роторов

Сопряженные профили выступов и впадин роторов насоса должны отвечать основному закону зацепления. Для обеспечения герметичности рабочих полостей профили должны образовывать неразрывную линию зацепления. Тип профиля выступов и впадин оказывает решающее влияние на технологичность, экономические показатели, а также на массу и размеры. Для современных насосов находит применение симметричный круговой и асимметричный профили. Симметричный круговой профиль имеет наиболее короткую линию зацепления и отличается технологичностью, так как роторы прямые. Асимметричные профили имеют большую герметичность рабочих полостей.

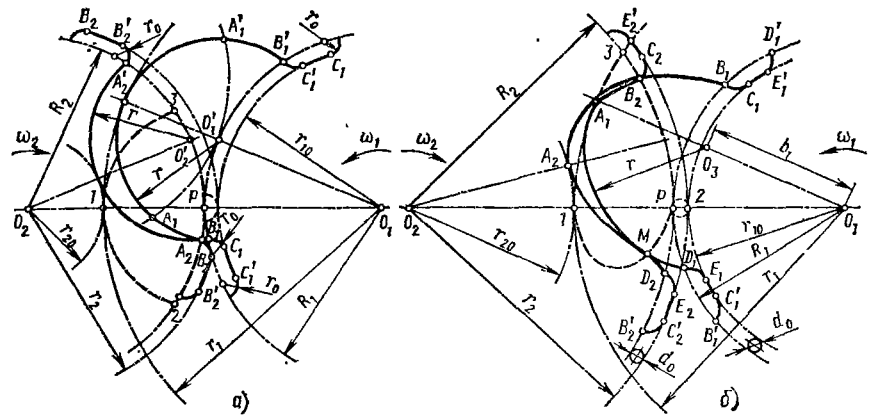


Рис. 103. Профилирование выступов и впадин роторов насоса:
а — симметричный циклоидально-круговой профиль; *б* — асимметричный профиль

Теоретические (беззазорные) круговые профили выступов и впадин роторов представлены на рис. 103, *а*.

Ведущий ротор: A_1A_1' — дуга окружности радиусом r, центр O_2' которой лежит на начальной окружности радиусом R_1; A_1B_1 ($A_1'B_1'$) — нормальная эпициклоида, образованная точкой A_2 (A_2') начальной окружности ведомого ротора при качении ее без скольжения по начальной окружности ведущего ротора; B_1C_1 ($B_1'C_1'$) — дуга окружности радиусом r_0, центр которой лежит на начальной окружности радиусом R_1; C_1C_1' ($C_1'C_1$) — дуга окружности радиусом $r_{10} = R_1 - r_0$.

Ведомый ротор: A_2A_2' — дуга окружности радиусом r, центр O_2' которой лежит на начальной окружности радиусом R_2; A_2B_2($A_2'B_2'$) — дуга окружности радиусом r_0, центр которой лежит на начальной окружности радиусом R_2; B_2B_2' ($B_2'B_2$) — дуга окружности радиусом $r_2 = R_2 + r_0$.

Линия зацепления состоит из трех окружностей: *1—2—P* ... *P—3—1* (штриховая линия). Точки в этой записи означают нарушение нормального зацепления (разрывы) во время прохождения участков фаски и галтели роторов. Участок *3—1—2* — дуга окружности радиусом r, участок *2—P—3* — дуга окружности радиусом R_2, участок вблизи точки P очерчивается дугой окружности радиусом r_0.

Практически применяют двусторонние профили. Относительную высоту головки выступа ведомого ротора, отнесенную к радиусу начальной окружности, выбирают возможно меньшей из технологических соображений, и она колеблется в пределах $r_0/R_1 \approx 0{,}03 \ldots 0{,}06$.

Теоретический асимметричный профиль показан на рис. 103, *б*.

Ведущий ротор: A_1D_1 — дуга окружности радиусом r, центр O_3 которой лежит внутри начальной окружности радиусом R_1 на расстоянии b_1 от центра ротора; D_1E_1 — гипоциклоида, образован-

ная точкой окружности, диаметром $d_0 = R_1 - r_{10}$, катящейся без скольжения по внутренней стороне начальной окружности ведущего ротора; E_1C_1' — дуга окружности радиусом r_{10}; A_1B_1 — нормальная эпициклоида, образованная точкой B_2 начальной окружности ведомого ротора при качении ее без скольжения по начальной окружности ведущего ротора; B_1C_1 — см. участок D_1E_1; C_1E_1' — см. участок E_1C_1'.

Ведомый ротор: A_2D_2 — участок профиля, сопряженный с дугой окружности A_1D_1 профиля выступа ведущего ротора; D_2E_2 — нормальная эпициклоида, образованная точкой окружности диаметром $d_0 = r_2 - R_2$, катящейся без скольжения по наружной стороне начальной окружности ведомого ротора; E_2C_2' — дуга окружности радиуса r_2; A_2B_2 — удлиненная эпициклоида, образованная точкой A_1 наружной окружности ведущего ротора при качении ее по начальной окружности ведомого ротора; B_2C_2 — см. участок D_2E_2; C_2E_2' — см. участок E_2C_2'.

Линия зацепления *1—M—P—2—P—3—1* (штриховая линия на рис. 103, *б*). Участок *1—3* — дуга окружности радиусом r_1, а участок *P—3* — дуга окружности радиусом R_2.

Действительные профили выступов и впадин роторов насосов отличаются от теоретических наличием минимальных безопасных эксплуатационных зазоров между роторами и между роторами и корпусом. Необходимые зазоры образуются в результате уменьшения размеров теоретического исходного профиля. По данным И. А. Сакуна, методы назначения рабочих зазоров различны: уменьшение размеров обоих роторов при изготовлении их профильных поверхностей, увеличение межосевого расстояния, сочетание некоторого уменьшения размеров роторов и увеличение межосевого расстояния; уменьшение теоретического профиля ведомого ротора при номинальном межосевом расстоянии [4]. В последнем случае действительный боковой профиль выступов ведущего ротора совпадает с теоретическим, галтель у впадины выступа ведущего ротора описывается гипоциклоидой, а впадины — дугой окружности.

Рабочие зазоры зависят от геометрических размеров деталей насоса, теплового режима, физических свойств материала корпуса и роторов, а также точности изготовления и деформации основных деталей насоса под действием нагрузок. Монтажные зазоры (м) для водоохлаждаемого корпуса с температурной разностью $T_р - T_к \approx 120 \ldots 150$ К, стальных роторов и чугунного корпуса выбирают в пределах: суммарный торцовой зазор $\sum\delta_т \approx \approx (0{,}004 \ldots 0{,}006)\ L$; радиальный зазор $\delta_р \approx (0{,}0008 \ldots 0{,}0015)\ R$.

3.2.6. Конструкции насосов. Рекомендации по их проектированию и эксплуатации

В корпусе *1* (рис. 104) двухступенчатого экспериментального насоса ВНЧС-2 с частичным внутренним сжатием расположены две изолированные между собой ступени сжатия с одинаковыми

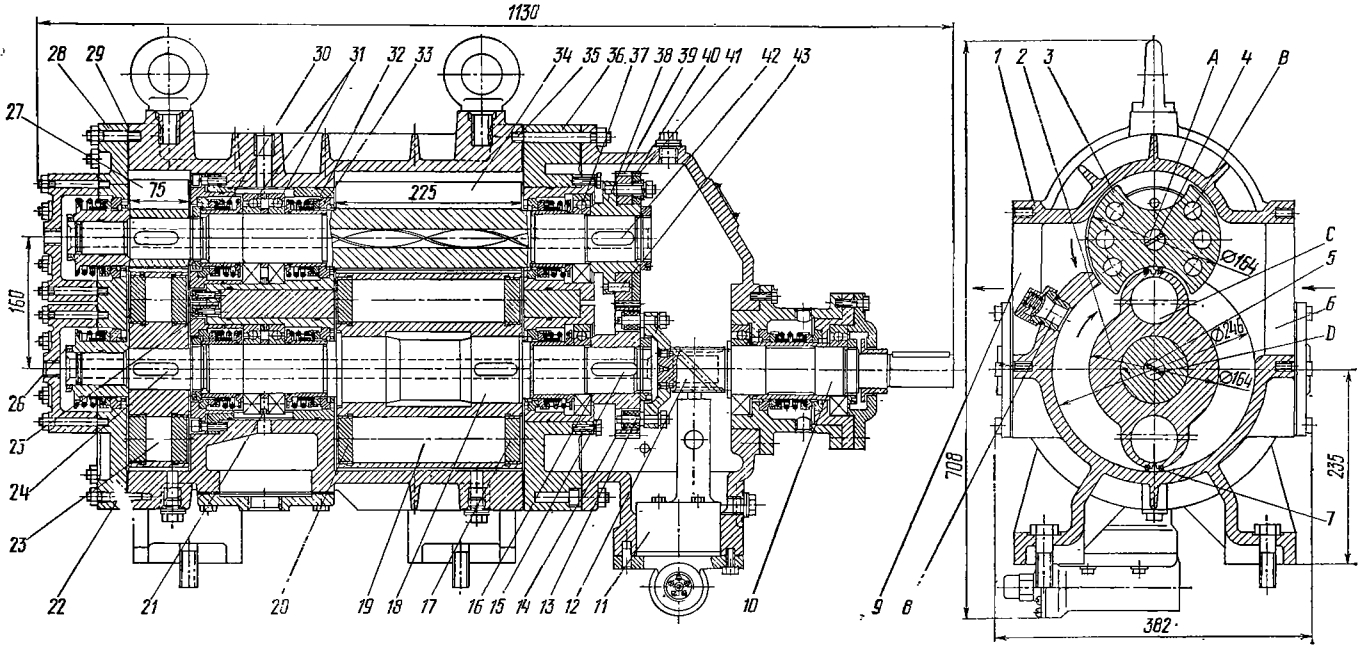


Рис. 104. Двухступенчатый экспериментальный вакуумный насос ВНЧС-2 с частичным внутренним сжатием

профилями и поперечными размерами роторов, но различной длины. Меньшая по длине роторов вторая ступень расположена консольно. Корпус, отлитый из чугуна, имеет внутреннюю поперечную перегородку между ступенями сжатия. Внутри корпуса выполнены две цилиндрические расточки разного диаметра под ведущий *2* и ведомый *3* роторы. Всасывающее окно *6* расположено в месте расточек корпуса, а нагнетательное *9* — только на цилиндрической поверхности ведомого ротора. Снаружи корпуса имеются продольно-поперечные ребра жесткости и штуцера для подвода и отвода масла к внутренним подшипникам. На цилиндрической расточке под ведущий ротор со стороны нагнетания расположены самодействующие нагнетательные клапаны *8*.

С торцов корпус закрыт крышками *28* и *36*. Между корпусом и крышками находятся уплотнительные прокладки *29* и *35*, предотвращающие натекание воздуха из атмосферы и обеспечивающие необходимый торцовый зазор. Положение торцовых крышек относительно корпуса фиксируется установочными коническими штифтами *22*.

Ведущий ротор *19* первой ступени изготовлен из стальной поковки и напрессован на вал *18*, а укороченный ротор *23* второй ступени закреплен на валу с помощью шпонки *24* и гайки *26* и может быть снят с вала при сборке и разборке насоса. Ведущий ротор имеет два прямозубых цилиндрических выступа. Профиль выступа циклоидально-круговой. Для снижения внутренних перетеканий сжимаемого газа между ротором и корпусом вершины выступов протачиваются с образованием кольцевого зазора при вершине. Вдоль образующей поверхности в вершину выступа запрессованы две фторопластовые полоски *7*, прирабатывающиеся в процессе работы. Для уменьшения момента инерции и массы роторов в выступах сделаны сверления *C*, закрытые резьбовыми крышками *17* и *20*.

Ведомый ротор *34* первой ступени изготовлен как одно целое с валом, а укороченный ротор *27* второй ступени закреплен на валу аналогично ведущему ротору. Ведомый ротор имеет форму цилиндра с двумя цилиндрическими впадинами, центры которых находятся на начальной окружности. Острые кромки ведомого ротора округлены фасками. В валах ведущего и ведомого роторов имеются центральные отверстия *A* и *D* для подачи охлаждающего масла. Для повышения коэффициента теплоотдачи в отверстия вставлены турбулизаторы *4* и *5*. Чтобы облегчить ведомый ротор, просверлены отверстия *B*. Профильные поверхности выступов и впадин роторов первой и второй ступеней обрабатывают в сборе.

Роторы вращаются в подшипниках качения. Со стороны привода установлены плавающие радиальные подшипники *37*, а со стороны фиксированной опоры — сдвоенные радиально-упорные шарикоподшипники *31*. Для подвода и отвода масла в радиально-упорные подшипники в распорном кольце *21* имеются отверстия.

Таблица 3.7

Показатель	ВНЧС-2		2ВД-12/2,5С
	Первая ступень	Вторая ступень	
Номинальная быстрота действия, отнесенная к условиям всасывания, $м^3/с$	0,0433	0,0125	0,2
Номинальное давление, кПа:			
всасывания	12,9	44,5	40 ... 100
нагнетания	46	106	100 ... 240
Температура всасываемого газа, К	293	303	243 ... 303
Потребляемая мощность, кВт:			
номинальная	25		36
максимальная	35		—
Частота вращения ротора, $с^{-1}$:			
ведущего	49		75
ведомого	49		50
Число ступеней сжатия	2		1
Число выступов + впадин	2+2	2+2	2+3
Диаметр ротора, мм:			
ведущего	246	246	250
ведомого	164	164	250
Длина роторов, мм	225	75	120
Параметр m	0,55	0,55	2/3
Расстояние между центрами, мм	160	160	200
Размеры насоса (установки), мм:			
длина	1130		1440
ширина	385		680
высота	708		1235
Масса, кг	470		285

Вращение роторов синхронизируется с помощью цилиндрических косозубых зубчатых колес. Ведущая шестерня *14* выполнена в виде полумуфты, которая соединена с промежуточным валом *10* с помощью пальцев *13*. Ведущая шестерня и ступица ведомой шестерни *38* зафиксированы на валах от поворота с помощью шпонок *15* и *42*. При таком взаимном положении ступицы ведомого ротора и венца *39* устанавливается боковой зазор между роторами и при сборке фиксируется двумя установочными цилиндрическими штифтами *43*. Более точно боковой зазор в зацеплении роторов регулируют с помощью прокладок *16* между подшипниками и синхронизирующей шестерней. Венец ведомой синхронизирующей шестерни разрезной, состоит из двух частей *39* и *41* с прокладкой *40* между ними для уменьшения бокового зазора в синхронизирующей передаче. Торцовые зазоры насоса регулируют с помощью регулировочных винтов *25*.

Для предотвращения попадания масла в рабочую полость поставлены торцовые контактные уплотнения, которые состоят из вращающихся стальных *32* и неподвижных бронзовых *33* колец, прижимаемых одно к другому пружинами *30*.

Привод насоса осуществляется непосредственно от электродвигателя.

Смазочная система подшипников и уплотнений работает под давлением от шестеренного масляного насоса *11*, приводимого в работу от промежуточного вала через пару винтовых шестерен *12* со скрещивающимися валами. Синхронизирующие шестерни и подшипники, установленные в передней крышке насоса, смазываются разбрызгиванием.

После первой ступени сжатия газ охлаждается в промежуточном холодильнике.

Техническая характеристика насоса ВНЧС-2 приведена в табл. 3.7.

В настоящее время отечественная промышленность осваивает и внедряет две базовые модели прямозубых роторных компрессоров, которые могут работать также и в вакуумном режиме. Базу определяет наружный диаметр роторов: первая база имеет диаметр 160 мм, а вторая — 250 мм.

Стационарный компрессор 2ВД-12/2,5С предназначен для подачи чистого, не загрязненного маслом воздуха в системы аэрозольтранспорта муки и других продуктов размола зерна.

В цилиндрических расточках корпуса *1* (рис. 105) роторного компрессора 2ВД-12/2,5 вращается ведущий *3* и ведомый *2* роторы. Роторы вращаются в подшипниках, смонтированных в торцовых крышках *8* и *11*. Взаимное положение корпуса и торцовых крышек фиксируется с помощью штифтов *9* и *10*. Радиальную нагрузку роторов воспринимают роликовые подшипники *6* и *12*, а осевую — шариковые однорядные упорные подшипники *13*.

Вращение роторов синхронизируется с помощью косозубых синхронизирующих шестерен, причем шестерня *5* ведущего ротора жестко посажена на вал. Шестерня ведомого ротора сделана составной, а взаимное положение ступицы *15* шестерни и разрезного венца *17* и *18* определяется при сборке с фиксацией цилиндрическими штифтами *16*. Конический штифт *19* забивается в шпонку *14* до исчезновения бокового зазора в шпоночном пазу между шестерней и валом.

Герметизация валов осуществляется с помощью уплотнений *7* контактного типа. Подшипники и синхронизирующие шестерни смазываются маслом, разбрызгиваемым с помощью двух вращающихся дисков *4*, которые укреплены на концах ведущего ротора.

Охлаждение корпуса воздушное. Компрессор приводится в работу через упругую муфту. Полумуфта *20* расположена на конце вала ведомого ротора.

Установка смонтирована на раме и приводится в работу от асинхронного обдуваемого пылезащитного электродвигателя.

Профиль выступа ведущего ротора — асимметричный. Отношение ширины b выступа к высоте h выступа на передней стороне профиля $b/h = 1$, а на тыльной стороне профиля $b'/h = 0{,}6$.

Различные значения быстроты действия в диапазоне от 0,16 до 0,25 м³/с могут достигаться изменением только длины нарезанной части роторов без изменения базовой конструкции машины.

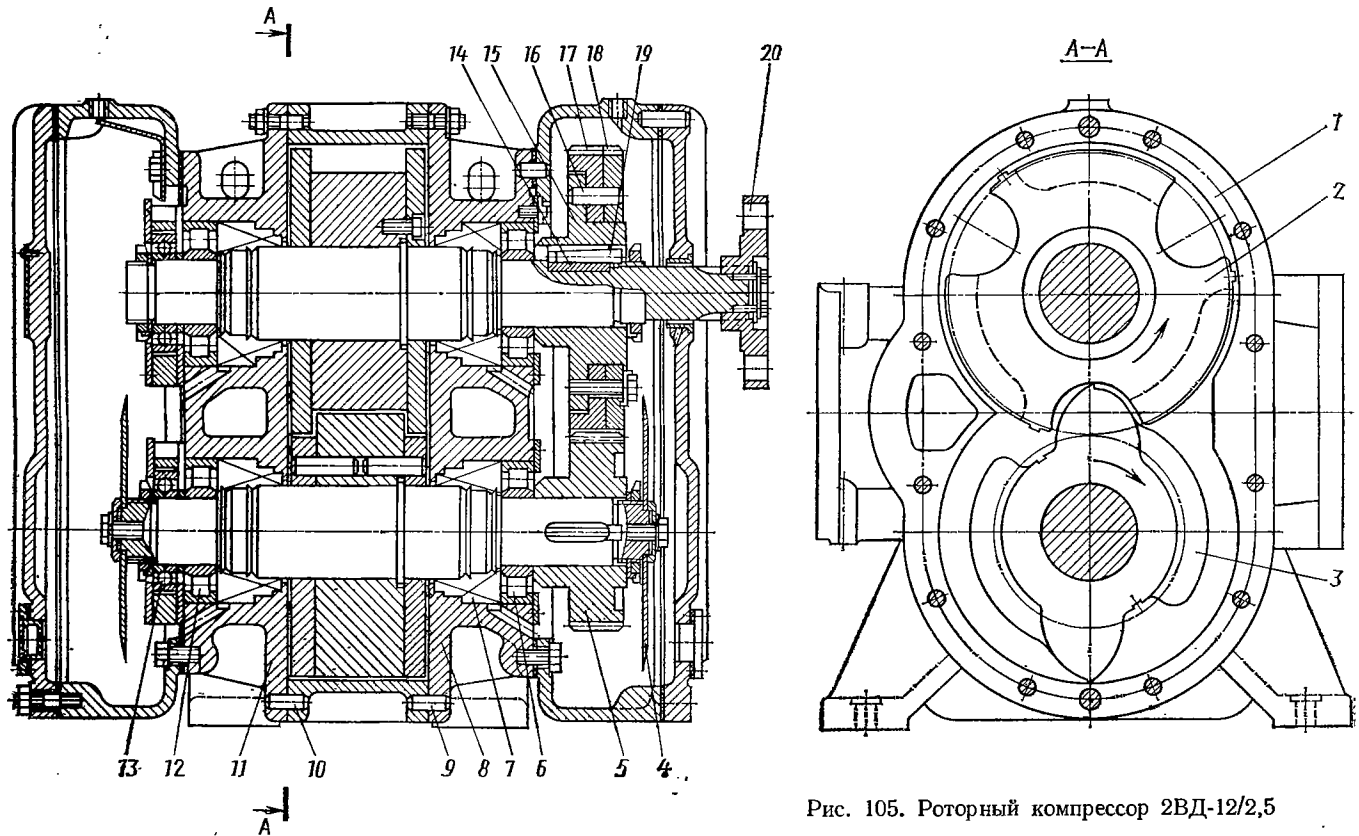


Рис. 105. Роторный компрессор 2ВД-12/2,5

Транспортный компрессор 1ВДТ-7,5/2,5 предназначен для пневмонагрузки и вакуумной самозагрузки пылевидными и сыпучими материалами специализированного автомобильного транспорта. Он имеет встроенный мультипликатор и привод через клиноременную передачу от коробки отбора мощности. Компрессор охлаждается потоком воздуха от вентилятора. Номинальная быстрота действия $S = 0{,}125$ м³/с. При уменьшении длины роторов можно получить различные значения быстроты действия 0,04; 0,063; 0,1 м³/с. В остальном этот компрессор по конструкции аналогичен компрессору 2ВД-12/2,5С.

3.2.7. Пример расчета

Определить основные размеры и потребляемую мощность насоса с быстротой действия $S = 0{,}2$ м³/с, отнесенной к условиям всасываиия. Давление всасывания $p = 40$ кПа. Давление нагнетания $p_н = 100$ кПа. Температура всасываемого воздуха $T = 300$ К. Профиль выступа ведущего ротора — циклоидально-круговой двусторонний.

Последовательность и данные расчета сведены в табл. 3.8.

Таблица 3.8

Показатель	Способ определения	Результат
Быстрота действия S, отнесенная к условиям всасывания, м³/с	Исходные данные по техническому заданию	0,2
Давление, Па:		
всасывания p	То же	$4 \cdot 10^4$
нагнетания $p_н$	»	$1 \cdot 10^5$
Температура всасываемого воздуха T, К	»	300
Окружная скорость ведущего ротора на окружности выступов u_1', м/с	Выбирают	48
Число Z_1 выступов ведущего ротора	Принимают	2
Число Z_2 впадин ведомого ротора	»	2
Параметр m	»	0,6
Относительная длина K_L роторов	»	3,5
Коэффициент λ откачки	»	0,6
Относительный радиус $\bar{r}_0$ скругления профиля	»	0,04
Показатель n политропы сжатия воздуха	»	1,4
Механический КПД $\eta_{мех}$	»	0,85
Геометрическая быстрота действия $S_г$, м³/с	$S_г = S/\lambda$	0,3333
Поправочный коэффициент ζ_χ	$\zeta_\chi \approx 1 + (1{,}5 - 1{,}25m)\,\bar{r}_0$	1,03
Коэффициент χ полезной площади торцового сечения впадин роторов с некорригированиым односторонним профилем	Формула (3.28)	0,4122

Продолжение табл. 3.8

Показатель	Способ определения	Результат
То же χ', двустороннего корригированного профиля	$\chi' = \chi\zeta_\chi$	0,4246
Окружная скорость ведущего ротора на начальном диаметре u_1, м/с	$u_1 = u_1'/(1+m)$	30
Радиус R начальной окружности, м	Формула (3.41)	0,0648 (округляют до 0,065)
Радиус r выступа ведущего ротора (впадины ведомого ротора), м	$r = mR$	0,039
Межосевое расстояние A, м	$A = 2R$	0,13
Длина L роторов, м	$L = K_L R$	0,2275 (округляют до 0,225)
Действительное значение относительной длины K_L роторов	Пересчет	3,462
Радиус r_1 выступов ведущего ротора, м	$r_1 = R + r$	0,104
Радиус r_0 скругления профиля, м	$r_0 = \bar{r}_0 R$	0,0026
Радиус r_{10} впадин ведущего ротора, м	$r_{10} = R - r_0$	0,0624
Радиус r_2 выступов ведомого ротора, м	$r_2 = R + r_0$	0,0676
Радиус r_{20} впадин ведомого ротора, м	$r_{20} = R - r$	0,026
Частота n вращения роторов, $с^{-1}$	$n = U_1/(2\pi R)$	73,76
Угловая скорость ω роторов, рад/с	$\omega = 2\pi n$	461,5
Действительное значение геометрической быстроты действия $S_г$, $м^3/с$	Пересчет	0,3316
Поправочный коэффициент ζ_K	$\zeta_K \approx 1 + \bar{r}_0$	1,04
Коэффициент K внешнего сжатия для некорригированных односторонних профилей	Формула (3.27)	0,2719
То же, K' для корригированного двустороннего профиля	$K' = K\zeta_K$	0,2828
Относительная площадь $\bar{F}_1$ впадин ведущего ротора	Формула (3.24)	1,8115
То же, для ведомого ротора $\bar{F}_2$	Формула (3.25)	0,4927
То же, для ведущего и ведомого роторов $\bar{F}$	Формула (3.26)	2,3042
Относительный изолированный объем K_0	Формула (3.29)	0,1366
Относительный объем K_c рабочей полости ведущего ротора в конце процесса сжатия	Формула (3.30)	0,2987
То же, в конце процесса поджатия $K_{под}$	Принимают	0,96
Относительное перекрытие $K_п$ ведущего ротора	»	0,01
Коэффициент α	Формула (3.32)	0,88
Коэффициент β	Формула (3.33)	0,12
Давление p_m выравнивания, Па	Формула (3.36)	$0{,}0472 \cdot 10^6$
Давленне p_c внутреннего сжатия в полости ведущего ротора (расчетное), Па	Формула (3.34)	$0{,}3065 \cdot 10^6$

Продолжение табл. 3.8

Показатель	Способ определения	Результат
Давление $p'_{н}$ в рабочих полостях в конце процесса перекрытия, Па	Формула (3.35)	$0{,}1104 \cdot 10^6$
Начальное давление $p_{п}$ сжатия в полостях ведущего и ведомого роторов, Па	Формула (3.37)	$0{,}0598 \cdot 10^6$
Среднее индикаторное давление p_{i1} рабочей полости ведущего ротора, Па	Формула (3.44)	$0{,}07099 \cdot 10^6$
То же, полости ведомого ротора p_{i2}, Па	Формула (3.45)	$0{,}06 \cdot 10^6$
Суммарное среднее индикаторное давление p_i рабочих полостей, Па	Формула (3.43)	$0{,}08796 \cdot 10^6$
Индикаторная мощность N_i, Вт	Формула (3.42)	$22{,}74 \cdot 10^3$
Мощность $N_{мех}$ механических потерь, Вт	$N_{мех} = \left(\frac{1}{\eta_{мех}} - 1\right) N_i$	$4{,}01 \cdot 10^3$
Эффективная мощность N_e, Вт	$N_e = N_i + N_{мех}$	$26{,}75 \cdot 10^3$

4. ЖИДКОСТНО-КОЛЬЦЕВЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

4.1. УСТРОЙСТВО, ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ, ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ

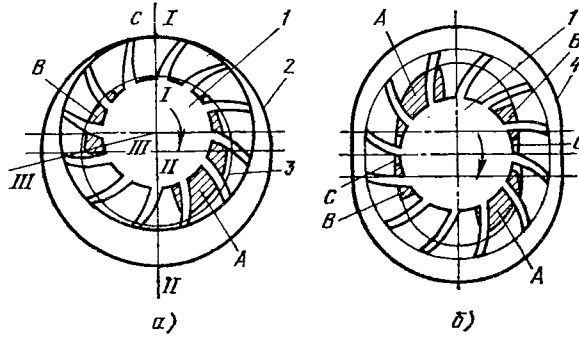
Жидкостно-кольцевые вакуумные насосы (ЖКВН) применяют в химической, целлюлозно-бумажной, горнодобывающей, текстильной, пищевой, металлургической и других отраслях промышленности.

Насосы отличаются простотой конструкции, надежностью в эксплуатации, низким уровнем шума. Протекание процесса сжатия в них с интенсивным теплообменом позволяет откачивать легко разлагающиеся, полимеризующиеся, воспламеняющиеся и взрывоопасные газы и смеси, а также откачивать газы, содержащие пары, капельную жидкость и даже твердые инородные включения. Соответствующий подбор рабочей жидкости обеспечивает откачивание агрессивных газов (например, для перекачивания хлора используют серную кислоту) и не загрязняет откачиваемые газы и объемы парами масел. Недостатками ЖКВН являются высокие затраты мощности на вращение жидкостного кольца и, как следствие, относительно низкий КПД; высокое предельное остаточное давление 2,66 ... 9,31 кПа для одноступенчатых вакуумных насосов и 0,133 ... 0,665 кПа для двухступенчатых; невысокая окружная скорость на периферии рабочих колес, что приводит к увеличению размеров.

В СССР ЖКВН выпускают производительностью от 0,0125 до 5 м³/с на давления всасывания 40, 30 и 20 кПа.

ЖКВН различают по числу рабочих циклов, по типу подвода и отвода газа, по используемой в кольце жидкости.

По числу рабочих циклов эти насосы разделяют на насосы простого (рис. 106, *а*) и двойного (рис. 106, *б*) действия. В насосе простого действия рабочее колесо *1*, состоящее из ступицы и лопаток, отлитых как одно целое, эксцентрично расположено в цилиндрическом корпусе *2*. Рабочая жидкость заливается в корпус до оси колеса. При вращении колеса жидкость центробежной силой отбрасывается к корпусу *2* и между ступицей колеса *1* и внутренней поверхностью жидкостного кольца *3* образуется серпообразная полость, которая лопатками делится на отдельные рабочие ячейки. От сечения *I—I* (рис. 106, *а*) до сечения *II—II* в направлении вращения колеса объем рабочих ячеек увеличивается и в них через всасывающее окно *А* поступает откачиваемый газ. От сечения *II—II* до сечения *III—III* объем рабочих ячеек умень-



а) б)

Рис. 106. Насос простого (*а*) и двойного (*б*) действия

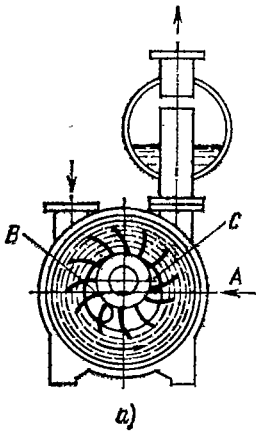
шается, и, так как они не соединены ни со всасывающим, ни с нагнетательными окнами, газ в них сжимается. Когда рабочие ячейки проходят мимо нагнетательного окна *B*, газ из них поступает в нагнетательное окно вследствие уменьшения объема рабочих ячеек. Часть газа, оставшаяся в ячейке, возвращается через зазор *C* на всасывание, где он расширяется до давления всасывания и занимает часть объема рабочих ячеек, что приводит к уменьшению производительности насоса.

В насосе двойного действия колесо *1* располагается в овальном корпусе *4* концентрично. При вращении колеса в насосе образуется две серпообразные полости, и соответственно необходимо выполнять два всасывающих *A* и нагнетательных *B* окна. Теоретически в насосе двойного действия быстрота действия должна быть в 2 раза выше, чем в насосе простого действия при одинаковых размерах рабочих колес и условиях эксплуатации. Однако вследствие потерь и особенно большого переноса газа в зазоре *C* с нагнетания на всасывание быстрота действия этих насосов на 40 ... 60 % выше быстроты действия насоса простого действия.

По типу подвода и отвода откачиваемого газа эти насосы делятся на насосы с осевым (рис. 107, *б*, *в*) и радиальным (рис. 107, *г*) подводом и отводом газа.

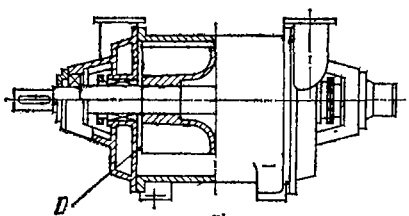
При осевом подводе газа в торцовых крышках выполняют всасывающие окна *B*, через которые откачиваемый газ подается в рабочие ячейки, и нагнетательные *C*, через которые газ отводится в нагнетательный патрубок. При радиальном подводе откачиваемого газа в торцовых крышках *2* (рис. 107, *г*) устанавливают неподвижные конусы *1*, в которых выполняют всасывающие *M* и нагнетательные окна. В ступице колеса *3* между лопатками выполняют отверстия *H*. Когда отверстия *H* располагаются над всасывающим окном *M*, газ через всасывающий патрубок, всасывающую полость *G* в торцовых крышках, полость *P* в конусах *15*, окна *M* и отверстия *H* поступает в рабочие ячейки. В то время, когда отверстия *H* располагаются над нагнетательным окном, газ вытесняется из рабочих ячеек в нагнетательные полости *F* конусов *15*, а оттуда — в нагнетательный патрубок.

Рис. 107. Насос (*а*) с осевым (*б*, *в*) и радиальным (*г*) подводом и отводом откачиваемого газа



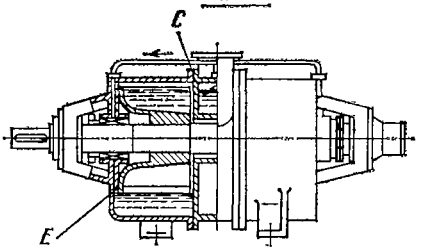
а)

Вид А

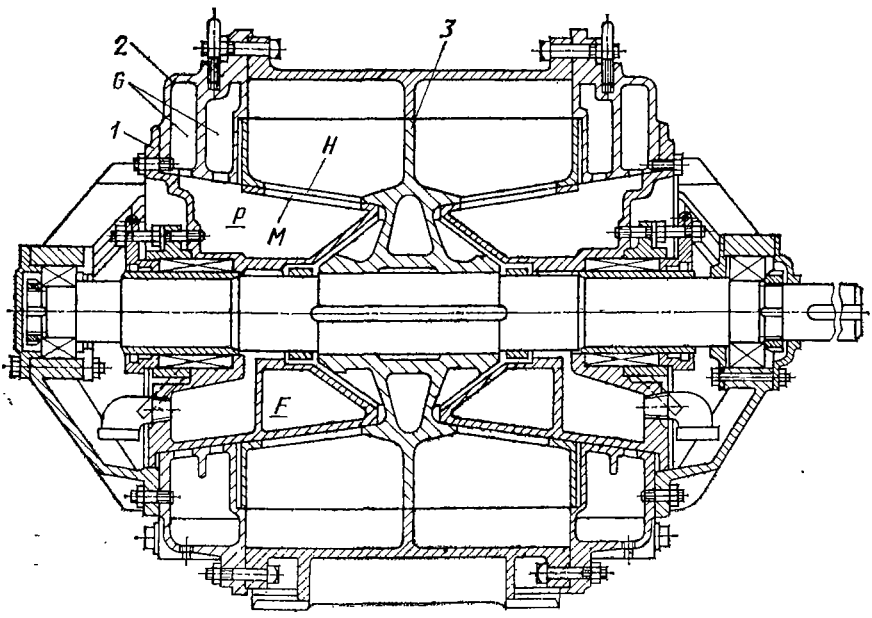


б)

Вид А



в)



г)

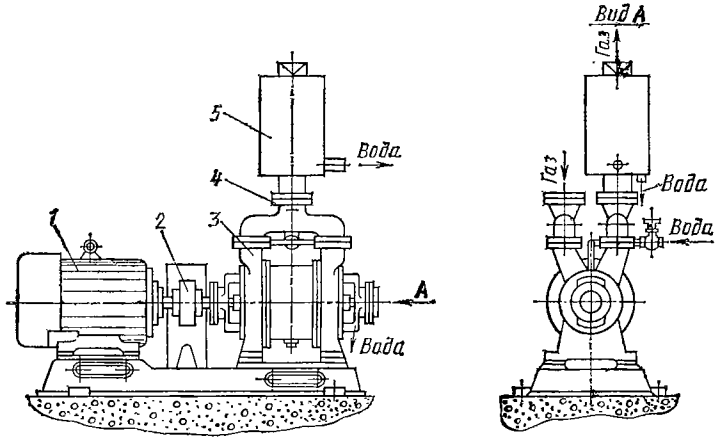


Рис. 108. Принципиальная схема установки насоса

Конструкция насоса с радиальным подводом газа сложнее, чем конструкция насоса с осевым подводом газа, но площадь проходных сечений всасывающих и нагнетательных окон и в них больше, чем в насосах с осевым подводом газа, что приводит к уменьшению потерь давления на всасывании и нагнетании.

По используемой в кольце жидкости насосы разделяют на водокольцевые и жидкостно-кольцевые. В водокольцевых насосах в качестве рабочей жидкости используется вода, в жидкостно-кольцевых — кислоты, щелочи, органические жидкости и др.

Благодаря наличию большой поверхности теплообмена между газом и жидкостным кольцом, процесс сжатия газа в насосе близок к изотермическому. Обычно показатель n политропы сжатия в водокольцевых вакуумных насосах не превышает значений 1,1 ... 1,15. Температура жидкости в кольце поддерживается в заданных пределах, благодаря подводу в него охлажденной и отводу нагретой жидкости. В кольцо жидкость обычно подводится через торцовые зазоры D (рис. 107, *б*) или через всасывающее окно; из кольца жидкость отводится через нагнетательное окно, нагнетательные полости в торцовых крышках *3* (рис. 108) и нагнетательный патрубок *4*. Для того чтобы отделить откачиваемый газ от жидкости, за нагнетательным патрубком *4* устанавливают сборник жидкости *5*. Насос соединяют непосредственно с электродвигателем *1* через упругую муфту *2*.

4.2. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ БЫСТРОТЫ ДЕЙСТВИЯ

При расчете насоса принимают следующие допущения: движение жидкости в насосе установившееся; вследствие неразрывности потока расход жидкости в любом сечении кольца постоянен; давление газа на внутреннюю поверхность кольца на стороне вса-

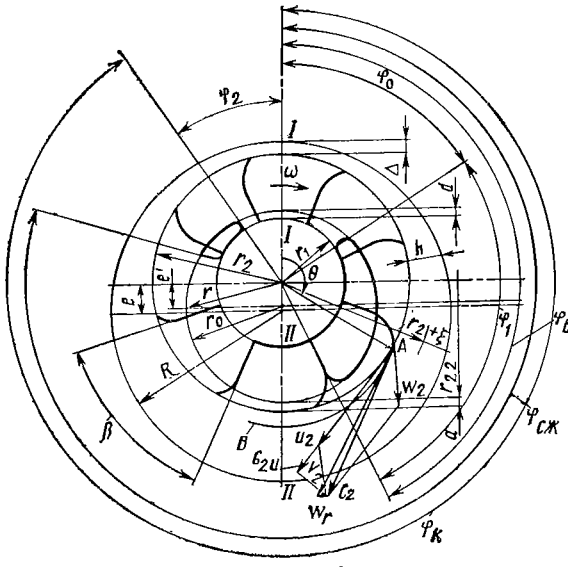


Рис. 109. Принципиальная схема насоса

сывания ($0° \leqslant \theta \leqslant 180°$) постоянно и равно давлению всасывания (θ — угол поворота ротора); давление газа на внутреннюю поверхность кольца в пределах нагнетательного окна постоянно и равно давлению нагнетания; жидкость не отрывается от внутренней поверхности корпуса и в насосе нет обратных потоков; лопатки рабочего колеса погружаются в кольцо или касаются его при любом угле поворота; осевая составляющая скорости потока жидкости в безлопаточном пространстве мала и на характер течения жидкости не оказывает существенного влияния.

Геометрический объем насоса — объем газа, подаваемый насосом со стороны всасывания на сторону нагнетания в единицу времени при отсутствии потерь. Геометрический объем определяется максимальным объемом рабочей ячейки (сечение *II—II*, рис. 109), т. е. при угле поворота рабочего колеса $\theta = 180°$. Приняв, что в пределах рабочей ячейки внутренняя поверхность жидкостного кольца цилиндрическая и описана радиусом r_2, получим геометрический объем (м³/с)

$$S_г = \pi r_2^2 b_0 \psi (1 - \nu^2) n, \qquad (4.1)$$

где r_2 — наружный радиус рабочего колеса, м; b_0 — ширина рабочего колеса, м (рис. 110); ψ — коэффициент, учитывающий уменьшение объема рабочей ячейки за счет толщины лопаток, $\psi = [\pi r_2^2 (1 - \nu^2) - sz]/[\pi r_2^2 (1 - \nu^2)]$ [$\nu = r_1/r_2$ (r_1 — средний радиус ступицы рабочего колеса, м; s — толщина лопатки рабочего колеса, м; z — число лопаток рабочего колеса)]; n — частота вращения колеса, с$^{-1}$.

Действительная быстрота действия насоса (м³/с)

$$S = S_г \lambda. \qquad (4.2)$$

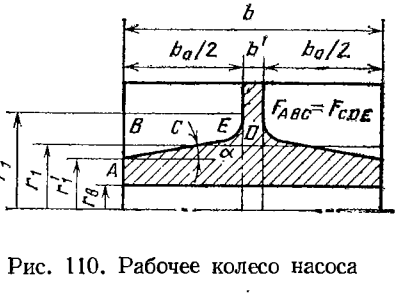


Рис. 110. Рабочее колесо насоса

Коэффициент откачки

$$\lambda = \lambda_1\lambda_д\lambda_т - \lambda_0' - \lambda_п' - \lambda_н' - \lambda_и', \qquad (4.3)$$

где $\lambda_1 = S_т/S_г$ — отношение теоретической быстроты действия $S_т$, м³/с, к геометрическому объему $S_г$, которое учитывает уменьшение производительности насоса вследствие погружения лопаток в жидкостное кольцо в сечении *II—II* и отхода жидкости от ступицы рабочего колеса в сечении *I—I*; коэффициенты $\lambda_д$ и $\lambda_т$ определяются так же, как и в двухроторных вакуумных насосах (см. п. 3.1.3); коэффициенты λ_0', $\lambda_п'$, $\lambda_н'$ и $\lambda_и'$, учитывающие относительные потери производительности, обусловленные переносом газа в рабочих ячейках со стороны нагнетания на сторону всасывания, перетеканиями и натеканиями газа и испарением рабочей жидкости в ячейки всасывания, должны быть отнесены к теоретической быстроте действия $S_т$, так как данные потери характеризуют работу насоса, в котором лопатки в сечении *II—II* входят в жидкостное кольцо, а в сечении *I—I* жидкостное кольцо отходит от ступицы колеса, т. е. $\lambda_0' = m_{30}/(S_т\rho)$; $\lambda_п' = m_п/(S_т\rho)$; $\lambda_н' = m_н/(S_т\rho)$; $\lambda_и' = m_и/(S_т\rho)$ (m_{30} — массовый расход газа, переносимого со стороны нагнетания на сторону всасывания, кг/с; $m_п$ — массовый расход газа, перетекающего в ячейки всасывания, кг/с; $m_н$ — массовый расход газа, натекающего из окружающей среды в ячейки всасывания, кг/с; $m_и$ — массовое количество пара, испаряющегося с поверхности жидкостного кольца в ячейки всасывания, кг/с; ρ — плотность откачиваемого газа в условиях всасывания, кг/м³).

В реальных насосах лопатки рабочего колеса в сечении *II—II* (см. рис. 109) обычно входят в жидкостное кольцо на глубину $a = 2 \ldots 7$ мм. Кроме того, в сечении *I—I* внутренняя поверхность жидкостного кольца отходит от ступицы рабочего колеса на d (м).

Погружение лопаток в жидкостное кольцо и отход внутренней поверхности кольца от ступицы колеса влияют на объем рабочей ячейки в сечении *II—II*. Для определения объема рабочей ячейки в сечении *II—II* допустим, что внутренняя поверхность жидкостного кольца в пределах рабочей ячейки цилиндрическая и описана радиусом r_{22}.

В сечении *I—I* безлопаточного пространства высотой Δ 1 ... 5 мм скорость изменяется от значения u_2 на радиусе r_2 до нуля на корпусе. Предположив, что на данной высоте эпюра скоростей имеет треугольную форму, среднюю скорость жидкости в зазоре Δ получают равной $0{,}5\omega r_2$, м/с, где ω — угловая скорость колеса, рад/с, $\omega = 2\pi n$. Скорость жидкости при переносном движении в лопаточном пространстве кольца на любом радиусе равна скорости лопатки на этом радиусе, и, следовательно, средняя скорость жидкости в переносном движении в лопаточном пространстве в сечении *I—I* равна $[\omega(r_1 + d) + \omega r_2]/2$, а в сечении *II—II* $(\omega r_{22} + \omega r_2)/2$. Среднюю скорость жидкости в безлопаточном пространстве сечения *II—II* обозначим $v_{II\,ср}$.

Тогда, воспользовавшись уравнением неразрывности, для сечений *I—I* и *II—II* можно написать

$$0{,}5\omega r_2\,\Delta b + 0{,}5\,[\omega\,(r_1 + d) + \omega r_2]\,[r_2 - (r_1 + d)]\,b_0\psi = 0{,}5\,(\omega r_{22} + \omega r_2)\,(r_2 - r_{22})\,b_0\psi + v_{II\,\text{ср}}\,(2e + \Delta)\,b$$

или

$$0{,}5\omega r_2^2 b_0\psi\,(1 - \nu^2)/k_1^2 + \delta\zeta/\psi = \\ = 0{,}5\omega r_2^2 b_0\psi\,[1 - r_{22}^2/r_2^2 + 2k_2\zeta\,(2\varepsilon + \delta)/\psi],$$

откуда

$$r_{22} = r_2\sqrt{\nu^2/k_1^2 + 4\zeta\varepsilon k_2/\psi + 2\zeta\delta\,(k_2 - 0{,}5)/\psi}, \qquad (4.4)$$

где b — ширина корпуса насоса, м; e — эксцентриситет, м; $\delta = \Delta/r_2$; $\zeta = b_0/b$; $\varepsilon = e/r_2$; $k_1 = r_1/(r_1 + d)$; $k_2 = v_{II\,\text{ср}}/u_2$; u_2 — окружная скорость на периферии колеса, м/с, $u_2 = \omega r_2$.

Это выражение имеет физический смысл в интервале $r_1 \leqslant r_{22} \leqslant r_2$. Коэффициенты k_1 и k_2 определяются экспериментально.

Установлено, что внутренние поверхности жидкостных колец в геометрически подобных насосах при одних и тех же отношениях давлений нагнетания и всасывания подобны при соблюдении условия

$$\text{Eu} = (p_\text{н} - p)/(\rho_\text{ж} u_2^2) = \text{idem},$$

где $p_\text{н}$, p — давление соответственно в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса, Па; $\rho_\text{ж}$ — плотность рабочей жидкости, кг/м³.

Экспериментальные зависимости коэффициента k_1 от критерия Eu для различных отношений давления τ приведены на рис. 111. Эти зависимости получены на вакуумном насосе с относительными геометрическими размерами ($\nu = 0{,}5$; $\delta = 0{,}0083$; $\varepsilon = 0{,}153$; $\zeta = 1$; $\psi = 0{,}75$), колесом с цилиндрической ступицей и углами наклона лопаток $\beta_2 = 90$, 135, 150°. В качестве рабочей жидкости использовали жидкости с плотностью порядка 1000 кг/м³ и вязкостью $1 \cdot 10^{-3}$ ... $40 \cdot 10^{-3}$ Па·с.

Для определения скоростного коэффициента k_2 трубками Пито—Прандтля замерялась скорость жидкости на различных радиусах сечения *II—II* вакуумного насоса ВВН-12. Трубки Пито—Прандтля монтировали в корпусе насоса на расстоянии 50 и 70 мм от торцовой крышки и перемещали по высоте безлопаточного пространства. При замере скоростей первой трубкой Пито—Прандтля вторая трубка из безлопаточного пространства жидкостного кольца удалялась и наоборот. Скорости замерялись при различных давлениях всасывания, различных окружных скоростях u_2, которые изменялись от 12 до 20 м/с, и использовании в кольце жидкостей с различной вязкостью (рис. 112).

Анализ полученных данных показывает, что скорость течения жидкости уменьшается при приближении к торцовым крышкам (рис. 113). Это приводит к тому, что по длине насоса радиусы-

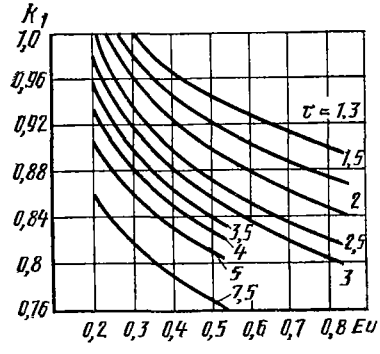


Рис. 111. Зависимость коэффициента k_1 от критерия Eu для различных τ

векторы r_{22} внутренней поверхности жидкостного кольца уменьшаются от середины к торцовым крышкам, т. е. форма внутренней поверхности жидкостного кольца по длине имеет бочкообразную форму. С увеличением давления всасывания средние по радиусу скорости уменьшаются, что приводит к увеличению глубины погружения лопаток в жидкостное кольцо в сечении *II—II*, так как расход жидкости через безлопаточное пространство сечения *II—II* уменьшается.

В радиальном направлении скорость жидкости вначале увеличивается, затем падает до нуля на поверхности корпуса насоса. При этом градиент скорости зависит от вязкости $\mu_ж$ рабочей жидкости и угла β_2 наклона лопаток колеса.

При обработке экспериментальных данных была получена следующая эмпирическая зависимость:

$$k_2 = \frac{(1-\nu^2+\delta\zeta/\psi)\,\psi}{2\zeta\,(2\varepsilon+\delta)}\{[(8{,}3696 - 0{,}465\,\mathrm{ctg}\,\beta_2)\,\varepsilon - 0{,}4851] - 3{,}59\mu_ж\}, \quad (4.5)$$

которая справедлива для жидкостей плотностью порядка 1000 кг/м^3 и вязкостью $1\cdot10^{-3}$ ... $80\cdot10^{-3}$ Па·с.

При расчете коэффициента k_2 вязкость рабочей жидкости определяют по температуре жидкости в жидкостном кольце $T_{ж.к}$. Эксперименты показывают, что при постоянном расходе жидкости ее температура в жидкостном кольце постоянна, не зависит от угла θ поворота рабочего колеса и практически не зависит от давления всасывания (рис. 114). Температуру $T_{ж.к}$ жидкости в кольце определяют из уравнения теплового баланса

$$N_I = N_{II} + N_{III} + Q,$$

где N_I — мощность, подводимая к насосу, кВт; N_{II}— мощность, отводимая от насоса рабочей жидкостью, кВт; N_{III}— мощность, отводимая от насоса газом, кВт; Q — количество теплоты в единицу времени, отводимое от насоса в результате теплообмена между поверхностью вакуумного насоса и окружающей средой, кВт.

Экспериментально установлено, что сумма $N_{III} + Q$ составляет 10 % мощности N_e на валу насоса, а N_I с достаточной точностью можно принять равной N_e. Мощность (кВт), передаваемая от насоса рабочей жидкостью,

$$N_{II} = m_ж c_ж (T_{ж.к} - T_{ж.вх}),$$

где $m_ж$ — массовый расход жидкости через жидкостное кольцо, кг/с; $c_ж$ — средняя удельная теплоемкость рабочей жидкости, Дж/(кг·К); $T_{ж.вх}$— температура рабочей жидкости на входе в жидкостное кольцо ,К.

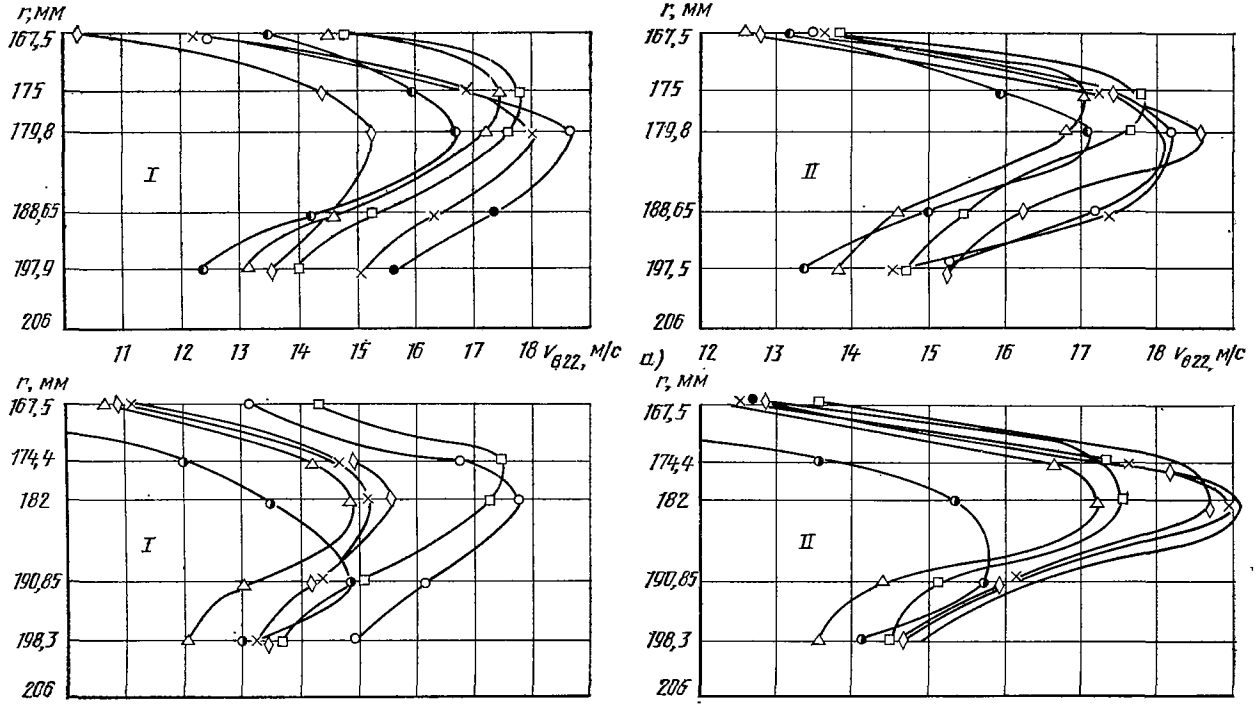


Рис. 112. Эпюры скоростей жидкости в безлопаточном пространстве сечения II—II (рабочая жидкость — вода; $p_н = 98$ кПа): ● — $p = 3{,}2$ кПа; × — $p = 6{,}65$ кПа; ◇ — $p = 13{,}0$ кПа; □ — $p = 26{,}5$ кПа; △ — $p = 39{,}6$ кПа; ◑ — $p = 73{,}2$ кПа; *а* — $u_2 = 14{,}75$ м/с; *б* — $u_2 = 16{,}5$ м/с; *I* — первая трубка Пито—Прандтля; *II* — вторая трубка Пито—Прандтля

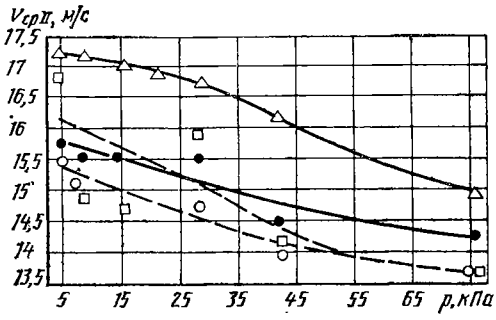


Рис. 113. Изменение средней по радиусу скорости жидкости в сечении II—II в зависимости от давления всасывания:

——— — первая трубка Пито—Прандтля; △ — $u_2 = 16{,}5$ м/с; ● — $u_2 = 14{,}75$ м/с; — · — · — вторая трубка Пито—Прандтля; □ — $u_2 = 16{,}5$ м/с; ○ — $u_2 = 14{,}75$ м/с

Тогда

$$T_{ж.\,к} = (0{,}9N_e + m_ж c_ж T_{ж.\,вх})/(m_ж c_ж).$$

Учитывая, что теоретическая быстрота действия $S_т$ определяется объемом рабочей ячейки, ось которой повернута на угол $\theta = 180°$ (сечение *II—II*), и полагая, что поверхность кольца в пределах этой ячейки цилиндрическая, описанная радиусом r_{22}, находим

$$S_т = \pi (r_{22}^2 - r_1^2)\, b_0 \psi n$$

и коэффициент

$$\lambda_1 = S_т/S_г = \{[\nu^2 (1 - k_1^2)]/k_1^2 + 4k_2\zeta\varepsilon/\psi + 2\zeta\delta\,(k_2 - 0{,}5)/\psi\}/(1 - \nu^2).$$

Для определения коэффициента λ_1' необходимо рассчитать массовый расход, переносимый в рабочих ячейках со стороны нагнетания на сторону всасывания (кг/с)

$$m_{з.\,о} = S_{з.\,о}\rho_н,$$

где $S_{з.\,о}$ — расход газа, переносимого со стороны нагнетания на сторону всасывания, м³/с; $\rho_н$ — плотность газа при нагнетании, кг/м³.



Рис. 114. Зависимости:

а — температуры $T_{ж.\,к}$ жидкости в жидкостном кольце, температуры $T_{ж.\,вх}$ жидкости на входе, температуры T газа на всасывании и температуры $T_н$ газа на нагнетании от давления всасывания; *б* — температуры $T_{ж.\,к}$ жидкости в жидкостном кольце от угла поворота рабочего колеса; ○ — T; □ — $T_н$; ● — $T_{ж.\,к}$; △ — $T_{ж.\,вх}$;

——— — дибутилфталат; — — — — вода

Объемный расход газа

$$S_{з.\,о} = f_{з.\,о} b_0 n,$$

где $f_{з.\,о}$ — площадь рабочей ячейки, расположенной непосредственно за окном нагнетания, м².

При определении площади рабочей ячейки $A'B'BA$ (рис. 115) полагают, что внутренняя поверхность жидкостного кольца в пределах рабочей ячейки, расположенной непосредственно за нагнетательным окном, очерчена дугой окружности BB'. Радиус этой окружности

$$r_0 = 0{,}5\,[r_{22} + (r_1 + d)],$$

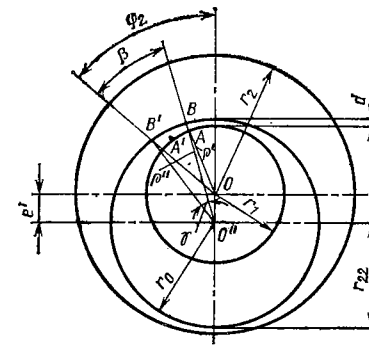


Рис. 115. Схема к расчету объема рабочей ячейки, расположенной непосредственно за окном нагнетания

а эксцентриситет

$$e' = 0{,}5\,[r_{22} - (r_1 + d)].$$

Тогда

$$f_{з.\,о} = f_{O''B'BO''} + f_{\triangle O''BO} - f_{OA'AO} - f_{\triangle B'OO''}.$$

Для определения данных площадей необходимо рассчитать радиусы $\rho' = BO$, $\rho'' = O''B$ и угол $\gamma = \angle B'O''B$.

Из треугольников $O''BO$ и $O''B'O$ по теореме косинусов

$$\rho' = -e' \cos(\varphi_2 - \beta) + \sqrt{r_0^2 - (e')^2 \sin^2(\varphi_2 - \beta)};$$

$$\rho'' = -e' \cos\varphi_2 + \sqrt{r_0^2 - (e')^2 \sin^2\varphi_2},$$

где φ_2 — угол закрытия нагнетательного окна, обычно задается в пределах $\beta \ldots 2\beta$, рад; β — угол между лопатками рабочего колеса, рад, $\beta = 2\pi/z$.

Угол γ (рад):

$$\gamma = \angle B'O''O - \angle BO''O;$$

$$\angle B'O''O = \arccos\{[(e')^2 + r_0^2 - (\rho'')^2]/(2e'r_0)\};$$

$$\angle BO''O = \arccos\{[(e')^2 + r_0^2 - (\rho')^2]/(2e'r_0)\}.$$

Обозначив $m = 0{,}5\,(e' + r_0 + \rho')$, $c = 0{,}5\,(e' + r_0 + \rho'')$, получают

$$f_{з.\,о} = \pi r_0^2 \gamma/(2\pi) + \sqrt{m(m - e')(m - r_0)(m - \rho')} -$$

$$- \pi r_1^2 \beta/(2\pi) - \sqrt{c(c - e')(c - r_0)(c - \rho'')}.$$

Для определения коэффициента $\lambda_п'$ необходимо определить массу газа, поступающего из ячеек сжатия и нагнетания в ячейки всасывания через торцовые зазоры.

Если жидкость в кольцо насоса подводится через всасывающее окно или подается в него через отверстия, выполненные в кор-

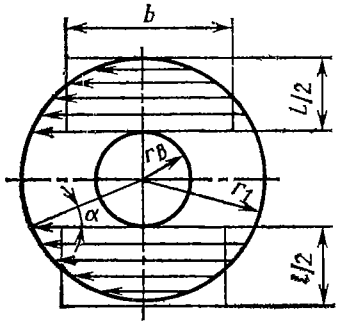


Рис. 116. Торцовый зазор в насосе

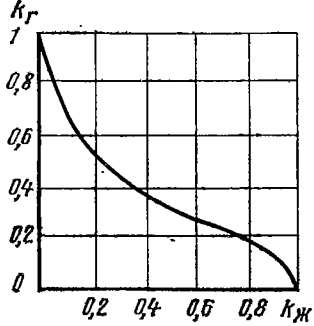


Рис. 117. Зависимость коэффициента $k_г$ от коэффициента $k_ж$

пусе, то полагают, что в торцовых зазорах жидкость отсутствует. Тогда массовый расход газа через сухие торцовые зазоры при вязкостном режиме течения газа находят по методике, рассмотренной И. А. Сакуном и изложенной в п. 3.1.3. При этом форма сечения торцового зазора приводится к прямоугольной по формулам (рис. 116)

$$b = [r_1^2(\pi/2 - \alpha) - r_1 r_в \cos\alpha]/(r_1 - r_в);$$

$$\alpha = \arccos(r_в/r_1); \quad l = 2(r_1 - r_в).$$

Если жидкость в кольцо насоса подводится через торцовые зазоры, частично уплотняя их, то массовый расход газа через них уменьшается по сравнению с массовым расходом газа через сухие зазоры. Это уменьшение расхода газа оценивается коэффициентом уплотнения [8]

$$k_г = m_{п.ж}/m_п,$$

где $m_{п.ж}$ — массовый расход газа через частично заполненный жидкостью зазор, кг/с.

Коэффициент наполнения

$$k_ж = m_{т.ж}/m_{ж.пр},$$

где $m_{т.ж}$ — массовый расход жидкости через торцовую щель, кг/с; $m_{ж.пр}$ — массовый расход жидкости, необходимый для полного уплотнения торцовой щели, кг/с.

Зависимость между коэффициентом $k_г$ уплотнения и коэффициентом наполнения получена экспериментально [8]:

$$k_г/(1 - k_г) = 0{,}416/[k_ж/(1 - k_ж)]^{0{,}708}.$$

Эта же зависимость в графической форме приведена на рис. 117.

При выбранном коэффициенте надежности 0,9 коэффициент, рассчитанный по данной зависимости, имеет относительную погрешность $\pm 8{,}5$ % при $k_ж = 0 \ldots 0{,}4$ и $\pm 19{,}5$ % при $k_ж = 0{,}4 \ldots 0{,}7$. Предложенная зависимость коэффициентов $k_г$ и $k_ж$ не зависит от физических свойств рабочей жидкости и откачиваемого газа и геометрической формы и размеров зазоров.

Массовый расход, необходимый для полного уплотнения зазора, определяют по методам теории течения вязкой жидкости по капиллярным каналам:

при $\mathrm{Re} < 2000$ $m_{\text{ж. пр}} = [f(p_2 - p)\delta\rho_{\text{ж}}]/(12b\mu_{\text{ж}}/\delta)$; (4.6)

при $\mathrm{Re} \geqslant 2000$ $m_{\text{ж. пр}} = [f\sqrt{2\rho_{\text{ж}}(p_2 - p)}]/\sqrt{[\lambda_{\text{тр}}b/(2\delta)] + \zeta_{\text{м}}}$; (4.7)

при $\mathrm{Re} = 2$ $m_{\text{ж. пр}}/(l\mu_{\text{ж}})$, (4.8)

где f — площадь проходного сечения торцового зазора, м^2; p_2 — давление перед торцовым зазором, принимаем $p_2 = (p_{\text{н}} + p)/2$, Па; p — давление за торцовым зазором, равное давлению всасывания, Па; δ — высота торцового зазора, м; $\rho_{\text{ж}}$ — плотность рабочей жидкости, кг/м^3; $\mu_{\text{ж}}$ — динамическая вязкость рабочей жидкости, Па·с; $\lambda_{\text{тр}}$ — коэффициент гидравлического трения при течении рабочей жидкости в торцовом зазоре, $\lambda_{\text{тр}} = 0{,}9/\mathrm{Re}^{0{,}368}$; $\zeta_{\text{м}}$ — коэффициент местных сопротивлений при входе жидкости в торцовый зазор, для этих насосов $\zeta_{\text{м}} \approx 0{,}1$.

Массовый расход жидкости через торцовый зазор равен половине массовой подачи жидкости в насосе, так как жидкость подается в два торцовых зазора, т. е. $m_{\text{т. ж}} = m_{\text{ж}}/2$.

Величину $m_{\text{ж. пр}}$ определяют методом последовательных приближений. В первом приближении принимают $\mathrm{Re} < 2000$ и рассчитывают $m_{\text{ж. пр}}$ по формуле (4.6). Затем по полученному расходу $m_{\text{ж. пр}}$ определяют критерий Рейнольдса по формуле (4.8). Если $\mathrm{Re} < 2000$, то значение $m_{\text{ж. пр}}$, определенное по формуле (4.6), и есть расход, необходимый для уплотнения торцовых щелей. Если критерий Рейнольдса в первом приближении больше или равен 2000, то после определения коэффициентов $\lambda_{\text{тр}}$ и $\zeta_{\text{м}}$ рассчитывают расход $m_{\text{ж. пр}}$ во втором приближении по формуле (4.7). По рассчитанному расходу определяют критерий Рейнольдса во втором приближении по формуле (4.8) и по нему определяют новые значения коэффициентов $\lambda_{\text{тр}}$ и $\zeta_{\text{м}}$. Если они отличаются от ранее полученных значений менее чем на 5 %, то расчет заканчивают. Если расхождение коэффициентов $\lambda_{\text{тр}}$ и $\zeta_{\text{м}}$ значительное, то производят расчет в третьем приближении и т. д.

Коэффициент $\lambda_{\text{п}}'$ при течении газа через частично заполненные жидкостью зазоры

$$\lambda_{\text{п}}' = m_{\text{п. ж}}/(S_{\text{т}}\rho).$$

Для расчета $\lambda_{\text{п}}'$ определяют массовый расход пара, испарившегося из жидкости в рабочие ячейки всасывания, $m_{\text{и}}$.

Полагая, что в ячейках всасывания находится смесь газа и насыщенного пара и давление в рабочих ячейках всасывания — давление смеси, а температура смеси $T_{\text{см}} = (T + T_{\text{ж. к}})/2$ (K), найдем плотность насыщенного пара в рабочих ячейках всасывания (кг/м^3)

$$\rho_{\text{н. п}} = p_{\text{н. п}}/(R_{\text{н. п}}T_{\text{см}}),$$

где $p_{\text{н. п}}$ — давление насыщенного пара во всасывающей полости, определенное при температуре $T_{\text{см}}$, Па; $R_{\text{н. п}}$ — газовая постоянная пара, Н·м/(кг·К).

Тогда массовый расход пара, испарившегося в рабочие ячейки на всасывании,

$$m_{\text{и}} = S_{\text{т}}\rho_{\text{н. п}}.$$

Температура нагнетания газа в насосе определяется температурой жидкости в жидкостном кольце, т. е. $T_н = T_{ж.к}$, что объясняется хорошими условиями теплообмена между жидкостью и газом в процессах всасывания, сжатия и нагнетания (см. рис. 114).

Как показывает практика, для этих насосов с достаточной точностью можно принять $\lambda_д = 0{,}98 \ldots 1$, $\lambda_т = 1$ при использовании в качестве рабочей жидкости воды, подогрев которой в жидкостном кольце не превышает 3 ... 7 К, и $\lambda'_н = 0$.

4.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ НАСОСА

Основные размеры насоса вычисляются исходя из формулы (4.1). Предварительно задавшись коэффициентом откачки $\lambda = 0{,}4 \ldots 0{,}7$ и основными конструктивными соотношениями [относительной длиной колеса $\varkappa = b_0/r_2$, относительным радиусом ступицы $\nu = r_1/r_2$, окружной скоростью на периферии рабочего колеса $u_2 = 2\pi r_2 n$ (см. далее п. 4.5) и коэффициентом ψ, учитывающим влияние толщины лопаток], определяют радиус r_2 (м):

$$r_2 = \sqrt{2S/[\varkappa\psi(1-\nu^2)u_2]}.$$

Для литых колес $\psi = 0{,}65 \ldots 0{,}85$; для сварных колес с лопатками из листовой конструкционной стали $\psi = 0{,}85 \ldots 0{,}9$. Определив r_2, b_0, r_1, n, рассчитывают радиус r_{22} по формуле (4.4). При определении радиуса r_{22} задают следующие основные конструктивные соотношения: относительный эксцентриситет $\varepsilon = e/r_2$, относительный зазор $\delta = \Delta/r_2$, выходной угол наклона лопаток рабочего колеса β_2 и отношение $\zeta = b/b_0$ (см. п. 4.5). Для колес без ребра жесткости отношение $\zeta = 1$, для колес с ребром жесткости $\zeta = 1{,}03 \ldots 1{,}04$.

В связи с возможным колебанием давления в сети рабочей жидкости, что может привести к изменению ее расхода через кольцо, в насосе обеспечивают гарантированное погружение лопаток в кольцо в сечении II—II $a = r_2 - r_{22}$ в пределах 2 ... 7 мм (большие значения относятся к насосам большей быстроты действия). Если по расчету требуемое погружение лопаток в жидкостное кольцо в сечении II—II отличается от рекомендуемых значений, то изменяют относительный эксцентриситет ε, относительный радиус ν ступицы колеса или относительный зазор δ.

Затем по уравнению (4.3) рассчитывают коэффициент откачки и сравнивают его с заданным значением. Если различие в значениях больше 5 %, то изменяют длину b_0 рабочего колеса так, чтобы получить требуемую быстроту действия S.

4.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ

Эффективная мощность N_e на валу насоса складывается из мощности $N_{сж}$, затрачиваемой на сжатие парогазовой смеси; мощности $N_г$, затрачиваемой на перемещение жидкостного кольца,

и мощности $N_{тр}$, затрачиваемой на преодоление трения в сальниках и подшипниках, т. е.

$$N_e = N_{сж} + N_г + N_{тр}.$$

Процесс сжатия в насосе протекает с условным показателем n политропы сжатия, равным 1,05 ... 1,1.

Тогда мощность сжатия газа в насосе

$$N_{сж} = pS \frac{n}{n-1} [(p_н/p)^{(n-1)/n} - 1] \lambda',$$

где λ' — коэффициент, учитывающий мощность, возвращаемую на вал насоса при обратном расширении, $\lambda' = 1 - a [(p_н/p)^{1/n} - 1]$, $a = S_{з.о}/S_т$.

В насосе, как правило, применяют подшипники качения, а сальники — торцового типа или с гидрозатвором. В них мощность $N_{тр}$, затрачиваемая на преодоление сил трения, не превышает 1—1,5 % эффективной мощности N_e на валу.

Мощность, затрачиваемая на перемещение жидкостного кольца, складывается из мощности $N_{бл}$, затрачиваемой на преодоление сил трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве, и мощности $N_к$, затрачиваемой на преодоление сил трения и потерь на вход и выход жидкости при движении ее в колесе.

При расчете мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения при движении жидкости в безлопаточном пространстве кольца, скорость жидкости в угле θ поворота осредняют как в радиальном, так и в осевом направлении и обозначают $v_{\theta\,ср}$. Принимают, что внутренняя поверхность кольца в произвольном сечении, перпендикулярном оси рабочего колеса, представляет собой окружность радиусом $r_0 = [r_{22} + (r_1 + d)]/2$, смещенную относительно оси рабочего колеса на эксцентриситет $e' = [r_{22} - (r_1 + d)]/2$. Радиус этой окружности относительно центра колеса O (см. рис. 109) рассчитывают по формуле $r = r_0 - e' \cos\theta$.

Потери мощности в безлопаточном пространстве складываются из потерь мощности, затрачиваемой на преодоление сил трения кольца о внутреннюю поверхность корпуса, и потерь мощности, затрачиваемой на преодоление сил внутреннего трения жидкости в кольце.

В безлопаточном пространстве принимают течение эквивалентным течению в открытом криволинейном замкнутом канале прямоугольного сечения. Смачиваемый периметр такого канала — $2h + b$ (h — высота безлопаточного пространства при угле поворота рабочего колеса θ, м, $h = e + \Delta - e\cos\theta$), а коэффициент гидравлического трения для турбулентного режима течения определяют по формуле Альтшуля

$$\lambda_т = 0{,}11 [k_э/(4R_г) + 68/\mathrm{Re}]^{0{,}25},$$

где $k_э$ — эквивалентная шероховатость внутренней поверхности корпуса, м; $R_г$ — гидравлический радиус, м, $R_г = hb/(2h + b)$; $\mathrm{Re} = 4v_{\theta ср}R_г\rho_ж/\mu_ж$.

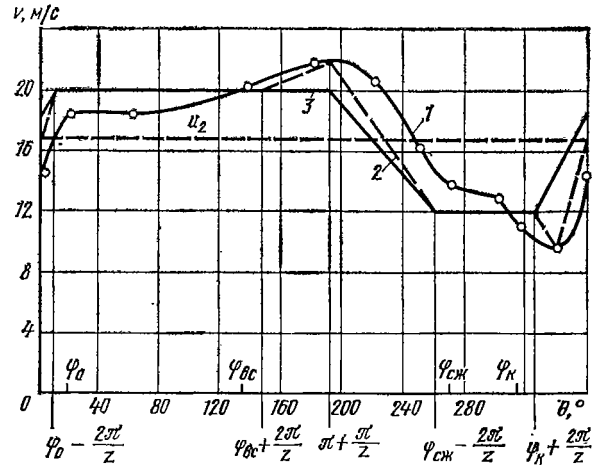


Рис. 118. Изменение средних скоростей жидкости по углу поворота в безлопаточном пространстве насоса

Для ЖКВН $k_э = (0{,}1 \ldots 0{,}2)\ 10^{-3}$ м.

Касательные напряжения (Па) на единичной поверхности жидкостного цилиндра радиусом $r = r_2 + \xi$ (см. рис.109), произвольно выделенной из кольца,

$$\tau = [\rho_ж (r_2 + \xi)\, v_{\theta\,ср} \lambda_г]/(8R_г).$$

Коэффициент $\lambda_г$ гидравлического трения зависит от угла θ поворота рабочего колеса. Для расчета используют среднее арифметическое значение $\bar{\lambda}_г$.

Сила сопротивления на поверхности поперечного сечения кольца (Н)

$$P = \int_0^h \tau b\, d\xi = \rho_ж v_{\theta\,ср}^2 \left(r_2 h + h^2/2\right) b \bar{\lambda}_г/(8R_г).$$

Полагая, что сила P сопротивления приложена относительно оси рабочего колеса на плече $r_2 + h/2$, определяют момент сил трения жидкости в безлопаточном пространстве кольца (Н·м)

$$M = \int_0^{2\pi} P\,(r_2 + h/2)\, d\theta = \int_0^{2\pi} \frac{\rho_ж v_{\theta\,ср}^2 \bar{\lambda}_г}{8} (r_2 + h/2)\,(2h + b)\, d\theta.$$

Для того чтобы проинтегрировать данное выражение, необходимо знать закон изменения скорости $v_{\theta\,ср}$ от угла θ поворота рабочего колеса. С достаточной для практики точностью этот закон можно сформулировать так: в пределах всасывающих и нагнетательных окон скорости $v_в$ и $v_н$ постоянны, на остальных углах скорости изменяются по линейному закону.

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 $v_в$, а на углах поворота рабочего колеса $(\varphi_{сж} - 2\pi/z) < \theta < (2\pi + 2\pi/z - \varphi_2)$ будет $v_н$.

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

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 $\varphi_к + 2\pi/z$ 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 ... 7°. 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

$$M = M_в + M_н + M_I + M_{II}.$$

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

$$M_в = (\rho_ж v_в^2 \bar{\lambda}_т/8) \int\limits_{\varphi_0 - 2\pi/z}^{\pi + \pi/z} (0{,}5h^3 + h^2 a + hd + br_2^2)\, d\theta =$$

$$= (\rho_ж v_в^2 \bar{\lambda}_т/8) \{[d(e + \Delta) + br_2^2](\pi - \varphi_0 - 2\pi/z) +$$

$$+ de[\sin(\pi/z) + \sin(\varphi_0 - 2\pi/z)]\}; \qquad (4.9)$$

$$M_н = (\rho_ж v_н^2 \bar{\lambda}_т/8) \int\limits_{\varphi_{сж} - 2\pi/z}^{2\pi - \varphi_2 + 2\pi/z} (0{,}5h^3 + h^2 a + hd + br_2^2)\, d\theta =$$

$$= (\rho_ж v_н^2 \bar{\lambda}_т/8) \{[d(e + \Delta) + br_2^2](\varphi_к - \varphi_{сж} - 2\pi/z) -$$

$$- de[\sin(\varphi_к + 2\pi/z) - \sin(\varphi_{сж} - 2\pi/z)]\}, \qquad (4.10)$$

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

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

$$M_{I} = (\rho_{ж}\bar{\lambda}_{г}/8)\int_{\alpha}^{\beta}(0{,}5h^3 + h^2a + hd + br_2^2)\left[v_{в} - \frac{\theta-\alpha}{\beta-\alpha}(v_{в} - v_{н})\right]^2 d\theta =$$

$$= (\bar{\lambda}_{г}\rho_{ж}/8)\{v_{в}^2 G_{I} + [(v_{в}v_{н} - v_{в}^2)R_{I}]/\gamma + [(v_{в} - v_{н})^2 T_{I}]/\gamma^2\}, \quad (4.11)$$

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 $\alpha = \varphi_0 - \pi/z$, $\beta = \varphi_0 - \varphi_{к} - (2\pi/z) + 2\pi$, $\gamma = \varphi_0 + \varphi_{к} + 2\pi$, $\delta = \varphi_{к} + \pi/z$, $\chi = \varphi_0 - \pi/z + 2\pi$, получим

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

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

$$= (\bar{\lambda}_{г}\rho_{ж}/8)\left[v_{н}^2 G_{II} + \frac{v_{н}v_{в} - v_{н}^2}{\beta}R_{II} + \frac{v_{в} - v_{н}}{\beta^2}T_{II}\right], \quad (4.12)$$

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 $v_{в}$ на всасывании принимают равной $v_{II\,ср}$, а скорость на нагнетании $v_{н}$ равной (0,63 ... 0,69) u_2. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения жидкости в безлопаточном пространстве $N_{бл} = M\omega/1000$ 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 w_2 жидкости. Наиболее значительны потери, обусловленные входом жидкости в колесо и выходом из него.

Выпускаемые в СССР ЖКВН имеют сходную конструкцию рабочего колеса и 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), Струхаля (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 $d_у = 1$ м и работающая при напоре $H_у = 1$ 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:

$$Q' = Q_ж/D^2\sqrt{H} = Q_ж/(4r_2^2\sqrt{H_т});$$

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

где $Q_ж$ — расход жидкости через рабочее колесо насоса, м³/с, $Q_ж = \pi\,[r_{22}^2 - (r_1 + d)^2]\,b_0 n\psi$; $D = (2r_2)/d_у = 2r_2$; $H = H_т/H_у = H_т$; $H_т$ — теоретический напор, создаваемый колесом насоса, м, $H_т = H_{т\infty}/(1 + n_л)$ ($H_{т\infty}$ — теоретический напор, создаваемый рабочим колесом, имеющим бесконечное число лопаток, м, $H_{т\infty} = u_2c_{2u}/g = \left(u_2^2/g\right) - [2\omega^2 e' r_0 \operatorname{ctg}\beta_2/(\pi g)]$; $n_л$ — коэффициент, учитывающий влияние конечного числа лопаток на напор).

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

$$П = H_т/H_{т\infty} = 1/(1 + n_л);$$

здесь

$$n_л = \psi_л r_2/(zJ),$$

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

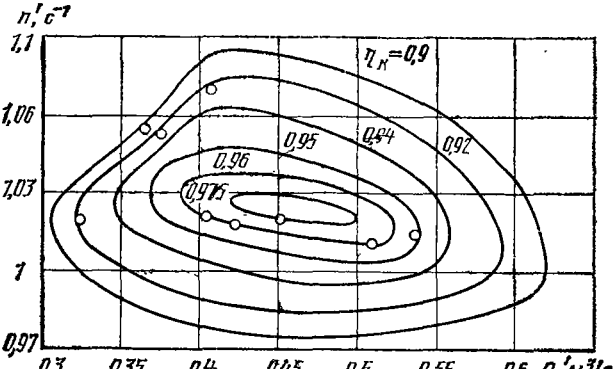


Рис. 119. Зависимость КПД $\eta_к$ колеса от приведеиного расхода Q жидкости и приведенной частоты вращения n' для давлений всасывания $p = 30$ кПа, нагнетания $p_н = 98$ кПа и $n'_s = 2{,}75^{-1}$

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

Тогда

$$1 + n_л = 1 + 2\psi_л/[z\,(1 - \nu^2)].$$

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 $\eta_к$ для насосов (выпускаемых в СССР), полученные при $p = 30$ кПа, $p_н = 98$ 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:

$$n_S = 3{,}65n\sqrt{Q_ж}/H_т^{3/4}.$$

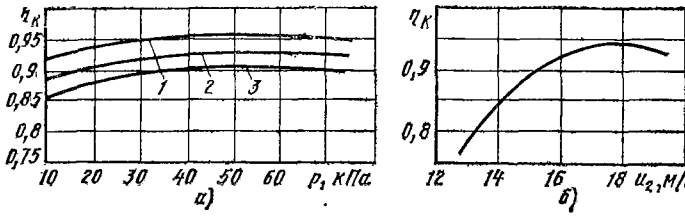


Рис. 120. Зависимость КПД колеса:
а — от давления всасывания для различных коэффициентов быстроходности n_S при $p_н$ = 98 кПа; *б* — от окружной скорости u_2 при p = 30 кПа и $p_н$ = 98 кПа; *1* — n_S = = 1,2 с$^{-1}$; *2* — n_S = 2,27^{-1}; *3* — n_S = 2,75 с$^{-1}$

Для отечественных насосов значения коэффициента быстроходности n_s находятся в пределах 1,2 ... 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 $p_н$ = 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,

$$\mathrm{Re} = Q_ж \rho_ж / (\mu_ж \sqrt{8 r_2 b_0 \psi}).$$

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

$$N_к = Q_ж H_т (1 - \eta_н k_\eta) \rho_ж / 102.$$

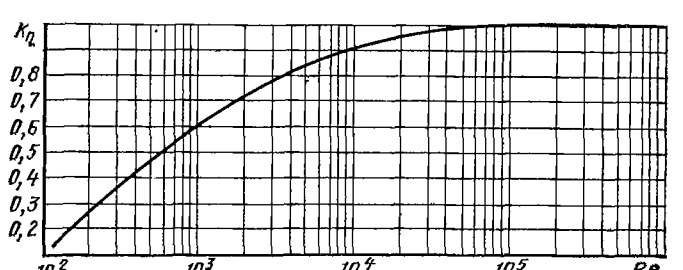


Рис. 121. Зависимость коэффициента k_η пересчета от критерия Рейнольдса Re

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 ... 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 ... 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.

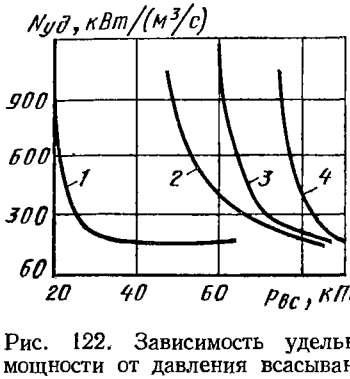


Рис. 122. Зависимость удельной мощности от давления всасывания при различных относительных эксцентриситетах ε (выходной угол лопаток $\beta_2 = 150^\circ$, $p_н = 98$ кПа):
1 — ε = 0,153; *2* — ε = 0,12; *3* — ε = 0,21; *4* — ε = 0,097

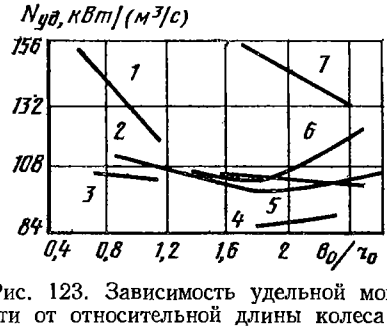


Рис. 123. Зависимость удельной мощности от относительной длины колеса для насоса с различными диаметрами рабочих колес машин:
1 — фирмы «Сименс» (ФРГ), $D = 141$ мм; *2* — то же, $D = 222$ мм; *3* — то же, $D = 218$ мм; *4* — то же, $D = 452$ мм; *5* — то же, $D = 372$ мм; *6* — фирмы «Брюрихардт» (Швейцария), $D = 340$ мм; *7* — то же, $D = 460$ мм

Относительный радиус ступицы колеса $\nu = r_1/r_2$ принимают в пределах 0,4 ... 0,55. При $\nu \geqslant 0,5$ увеличиваются размеры насоса, а при $\nu < 0,4$ 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 ... 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

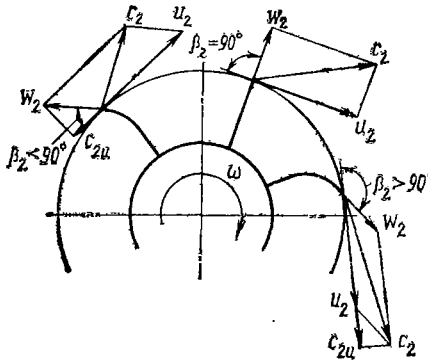


Рис. 125. Абсолютная скорость c_2 жидкости при различных углах наклона лопаток рабочего колеса

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

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

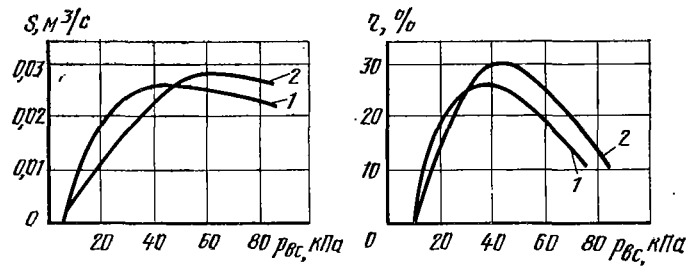


Рис. 126. Зависимости от давления всасывания:

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

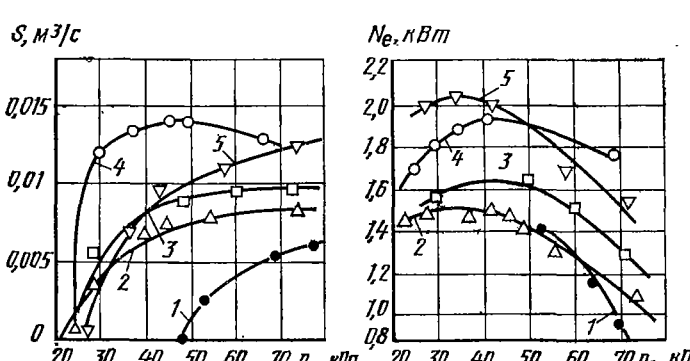


Рис. 127. Зависимости для насоса от давления всасывания при различных углах β_2 наклона лопаток рабочего колеса (рабочая жидкость — вода, $p_н = 98$ кПа):

а — быстроты действия; *б* — эффективной мощности; *1* — $\beta_2 = 45°$; *2* — $\beta_2 = 90°$; *3* — $\beta_2 = 135°$; *4* — $\beta_2 = 150°$; *5* — $\beta_2 = 168°$

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 бóльшую быстроту действия и больший изотермический КПД, чем насосы с рабочими колесами, имеющими наклонные вперед прямые лопатки (рис. 126, кривые *1*).

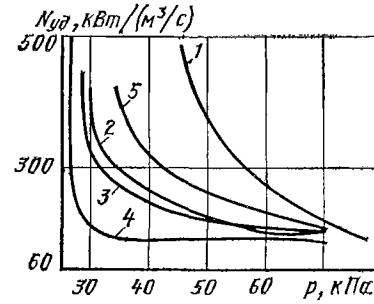


Рис. 128. Зависимость удельной мощности насоса от давления всасывания для различных углов β_2 наклона лопаток рабочего колеса ($p_н$ = 98 кПа; рабочая жидкость — вода):

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

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.

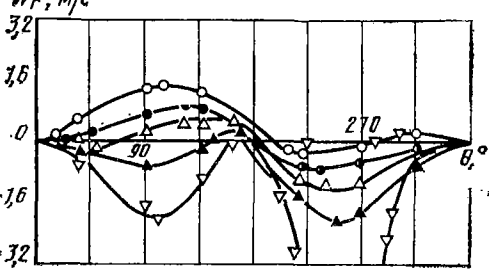


Рис. 129. Зависимость радиальной скорости w_r от угла поворота рабочего колеса θ для различных углов наклона лопаток рабочего колеса:

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

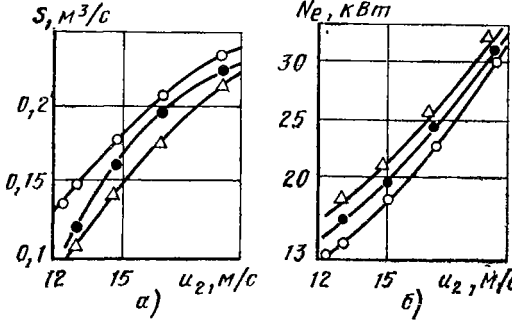


Рис. 130. Зависимости для насоса ($p = 26{,}6$ кПа, $p_н = 98$ кПа) от окружной скорости u_2 для различных рабочих жидкостей:

а — быстроты действия; *б* — эффективной мощности; ○ — вода; ● — дибутилфталат; △ — масло ВМ-4

Наличие радиальной скорости w_r вызывает образование вихрей при выходе жидкости с лопаток в безлопаточное пространство, что увеличивает затраты мощности на перемещение жидкостного кольца. Наименьшая скорость w_r на стороне всасывания ($0° \leqslant \theta \leqslant 180°$) будет в интервале углов $\beta_2 = 135 \ldots 150°$ (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

$$u_2 = \sqrt{3p_н/\rho_ж - 2p/\rho_ж}/\varphi, \qquad (4.13)$$

где φ — коэффициент, учитывающий форму и число лопаток, $\varphi = \{[1 - (1 - \nu)/(\pi \operatorname{tg} \beta_2)]\,\mu_z\}^{0{,}5}$; 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, *а*), что объясняется зависимостью формы внутренней поверхности жидкостного кольца и относительных перетеканий от скорости u_2.

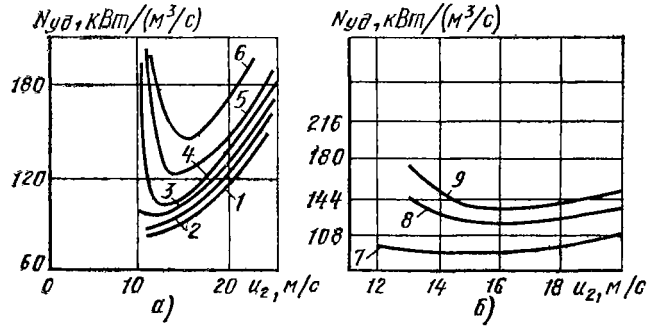


Рис. 131. Зависимость удельной мощности насоса от окружной скорости u_2:

а — для различных давлений на всасывании; *б* — для рабочих жидкостей ($p = 26{,}6$ кПа, $p_н = 98$ 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

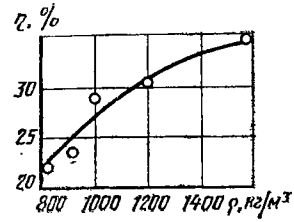


Рис. 132. Зависимость КПД насоса от плотности рабочей жидкости

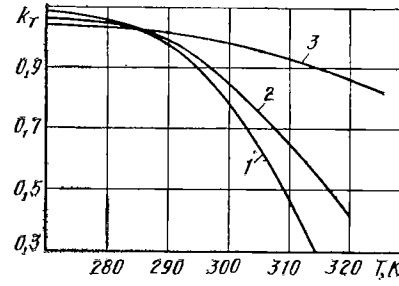


Рис. 133. Зависимость коэффициента $k_т$ от температуры T рабочей жидкости на входе в насос: *1* — $p = 0{,}01$ МПа; *2* — $p = 0{,}02$ МПа; *3* — $p = 0{,}04$ МПа

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 $\tau = p_н/p = 3{,}7$ 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 ... 7 мм; окружную скорость u_2 на периферии рабочего колеса увеличивать с 12 ... 14 м/с на воде до 15 ... 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} (м³/с) при температуре воды 288 К (15 °С): $S_{288} = S/k_т$, где $k_т$ — 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 ... 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. $p_{нI} = p_{II}$, где $p_{нI}$ — давление нагнетания первой ступени, Па; p_{II} — давление всасывания во вторую ступень, Па.

При минимизации удельной мощности

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

где $N_{уд}$ — удельная мощность двухступенчатого насоса, кВт/м³; N_{eI} и N_{eII} — эффективные мощности соответственно первой и второй ступеней насоса, кВт; S — быстрота действия двухступенчатого насоса, м³/с.

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

$$\tau_I = 4{,}19 + 0{,}07\tau_{уст},$$

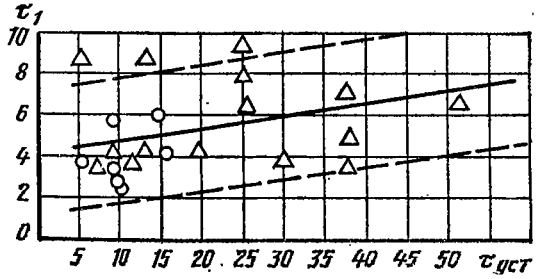


Рис. 134. Зависимость τ_1 от $\tau_{уст}$:
△ — масло ВМ-4; ○ — вода

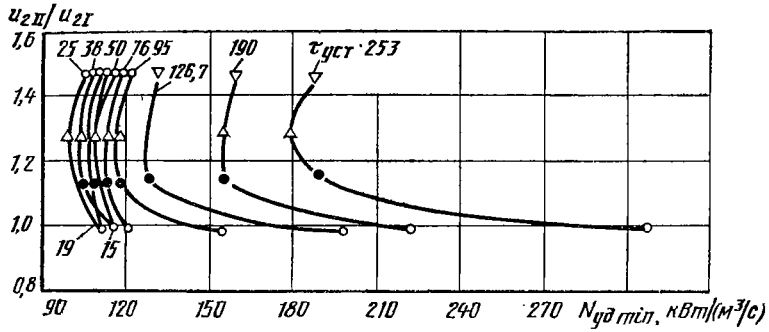


Рис. 135. Зависимость удельной мощности $N_{уд\,min}$ от отношения скоростей u_{2II}/u_{2I}:

○ — 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 $\tau_{уст} = 5 \ldots 16{,}2$ и на масле ВМ-4 при отношении давлений $\tau_{уст} = 5 \ldots 50{,}7$ [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 $\tau_I = 2 \ldots 3{,}5$ [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 $u_{2II}/u_{2I} = 1{,}15 \ldots 1{,}35$ (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 быстроте 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 быстроту 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	4А90L4У3	4А112М4У3	4А132S4У3	4А132S4У3 (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

Продолжение табл. 4.1

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

Таблица 4.2

Показатель	УНВ-01	УНВ-02	УНВ-03	УНВ-04	УНВ-05
Производительность (по свободному воздуху при вакууме 0 %), приведенная к условиям всасывания, м³/с, (м³/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	А02-72-6	4А25-0S8	4А315S10	4А-315М-10	4А-355М-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

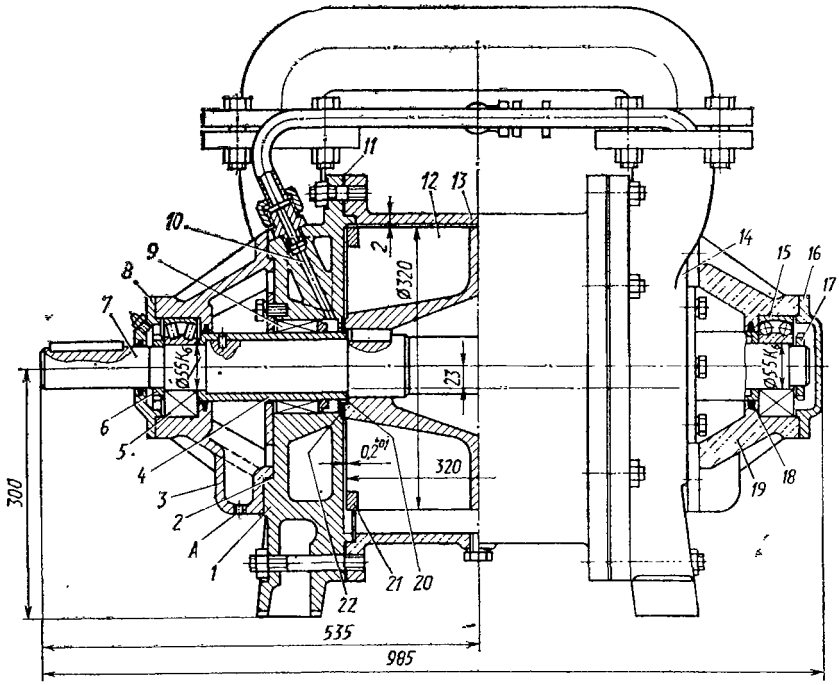


Рис. 136. Вакуумный насос ВВН1-12

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*.

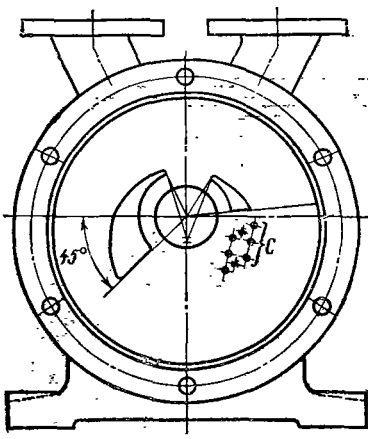


Рис. 137. Вид на торцовую крышку со стороны рабочего колеса

Между втулками *4* и *18* и колесом *12* проложены прокладки *20*, исключающие 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 *B* выполнены отверстия *C*, 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 *E*, 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 быстротой 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 $0{,}75 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Последовательность и данные расчета сведены в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Показатель	Способ определения	Результат
Быстрота действия S, м³/с	Исходные данные по техническому заданию	0,2
Давление p всасывания, МПа	То же	0,02
Температура T воздуха на всасывании, К	»	293
Давление $p_н$ нагнетания, МПа	»	0,1013
Коэффициент λ откачки	Принимают	0,8
Геометрический объем $S_г$, м³/с	$S_г = S/\lambda$	0,25
Относительная ширина $\varkappa$ 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	$r_2 = \sqrt{S_г/[\psi u_2 \varkappa (1-\nu^2)]}$	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	$N_{из} = pS_г \ln(p_н/p)$	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/м³	Исходные данные по техническому заданию	1000
Вязкость $\mu_ж$ рабочей жидкости, Па·с	То же	$1 \cdot 10^{-3}$
Критерий Эйлера Eu	$\mathrm{Eu} = (p_н - p)/(\rho_ж u_2^2)$	0,32
Отношение τ давлении нагнетания к давлению всасывания	$\tau = p_н/p$	5,1
Коэффициент k_1	См. рис. 111	0,85
Коэффициент k_2	$k_2 = \frac{(1-\nu^2+\delta\zeta/\psi)\psi}{2\zeta(2\varepsilon+\delta)} \times \{[(8{,}3696 - 0{,}465 \operatorname{ctg}\beta_2)\varepsilon - 0{,}4851] - 3{,}59\mu_ж\}$	0,85

Показатель	Способ определения	Результат
Радиус r_{22}, м	$r_{22} = r_2 \sqrt{\frac{\overrightarrow{\nu^2}}{k_1^2} + \cdots}$	0,153
	$\cdots \overleftarrow{+\frac{4\zeta\varepsilon k_2}{\psi} + \frac{2\zeta\delta(k_2-0{,}5)}{\psi}}$	
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
Раднус 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 $S_т$, м^3/с	$S_т = \pi\left(r_{22}^2 - r_1^2\right) b_0 \psi n$	0,226
Коэффициент λ_1	$\lambda_1 = S_т/S_Г$	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, °	Прииимают	22,5
Радиус ρ', м	$\rho' = -e' \cos(\varphi_2 - \beta) +$	0,074
	$+ \sqrt{r_0^2 - (e')^2 \sin^2(\varphi_2 - \beta)}$	
Раднус ρ'', м	$\rho'' = -e' \cos\varphi_2 +$	0,076
	$+ \sqrt{r_0^2 - (e')^2 \sin^2\varphi_2}$	
Угол $B'O''O$, °	$\angle B'O''O =$	15,27
	$= \arccos\{[(e')^2 +$	
	$+ r_0^2 - (\rho'')^2]/(2e'r_0)\}$	

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	$f_{з.о} = \frac{\pi r_0^2 \gamma}{360} + \sqrt{(m-e')\times\cdots\times(m-r_0)(m-\rho')} - \frac{\pi r_1^2 \beta}{2} - \sqrt{c(c-e')\times\cdots\times(c-r_0)(c-\rho')}$	0,0003546
Расход газа $S_{з.о}$, переносимого с нагнетания на всасывание, м³/с	$S_{з.о} = f_{з.о} b_0 z$	0,00175
Плотность ρ воздуха при условиях всасывания, кг/м³	Исходные данные по техническому заданию	0,238
Плотность $\rho_н$ воздуха при условиях нагнетания, кг/м³	Исходные данные по техническому заданию	1,205
Коэффициент λ_0'	$\lambda_0' = (S_{з.о}\rho_н)/(S_1\rho)$	0,038
Высота $\delta_т$ торцового зазора, м	Принимают	$0{,}2\cdot10^{-}$
Наружный радиус $r_н$ торцового зазора, м	$r_н = r_1$	0,065
Внутренний радиус $r_{вн}$ торцового зазора (радиус вала под колесом), м	Выбирают	0,04
Длина l эквивалентного зазора, м	$l = 2(r_н - r_{вн})$	0,03
Угол α, °	$\alpha = \arcsin(r_{вн}/r_н)$	38
Ширина b эквивалентного зазора, м	$b = \frac{r_н\left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) - r_{вн}\cos\alpha}{r_н - r_{вн}}$	0,118
Эквивалентный зазор δ, м	$\delta = \delta_т$	$0{,}2\cdot10^{-3}$
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	$t_{ж.к} = \frac{0{,}9N_e - m_ж c_ж t_{ж.вх}}{m_ж c_ж}$	21,2
Температура $T_н$ воздуха на нагнетании, К	$T_н = 273 + t_{ж.к}$	294,2
Универсальная газовая постоянная R для воздуха, Н·м/(кг·К)	Исходные данные по техническому заданию	287

Показатель	Способ определения	Результат
Удельный объем $V'_н$ воздуха при условиях перед торцовой щелью (условнях нагнетания), м³/кг	$V'_н = RT_н/(p_н \cdot 10^6)$	0,834
Удельный критический расход $q_{кр}$ газа через щель, кг/с·м²	$q_{кр} = \sqrt{\frac{2k}{k-1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{2/(k-1)}\frac{p_н}{V'_н}}$	234
Вязкость μ воздуха при условиях нагнетанння, Па·с	Исходные данные по техническому заданию	$1{,}9 \cdot 10^{-6}$
Критерий Рейнольдса Re_* для критического расхода	$Re_* = 2q_{кр}\delta/\mu$	5027
Коэффициент c_R сопротивления	См. рис. 67	2,8
Параметр s_* сопротивления при критическом расходе	$s_* = bc_R/(2\delta\sqrt{Re_*})$	11,634
Коэффициент $k'_р$ расхода	См. рнс. 68	0,21
Удельный расход q газа в первом приближенни, кг/(м²·с)	$q = k'_р\sqrt{(p_н^2 - p^2)/(RT_н)}$	68,36
Критерий Рейнольдса Re в первом приближении	$Re = 2q\delta/\mu$	1469
Коэффициент c_R сопротнвления в первом приближении	См. рис. 67	2,1
Параметр s сопротивления в первом приближении	$s = (bc_R)/(2\delta\sqrt{Re})$	16,133
Коэффициент $k_р$ расхода в первом приблнжении	См. рис. 66	0,23
Удельный расход q воздуха во втором приближенин, кг/(м²·с)	$q = k_р\sqrt{(p_н^2 - p^2)/(RT_н)}$	74,86
Критерий Рейнольдса Re во втором приближенин	$Re = 2q\delta/\mu$	1605
Коэффнцнент c_R сопротивления во втором приближении	См. рис. 67	2,2
Параметр s сопротивления во втором приближении	$s = bc_R/(2\delta\sqrt{Re})$	16,2
Коэффнцнент $k_р$ расхода во втором приблнжении	См. рис. 66	0,23
Удельный расход q воздуха в третьем прнближенни, кг/(м²·с)	$q = k_р\sqrt{(p_н^2 - p^2)/(RT_н)}$	74,86
Расход $m_п$ воздуха через сухой торцовый зазор, кг/с	$m_п = 2ql\delta$	$0{,}98 \cdot 10^{-3}$
Удельный расход $q'_ж$ воды, уплотняющей торцовый зазор при $Re < 2000$, кг/(м²·с)	$q'_ж = (p_н - p)\delta\rho \times \left(24\frac{b}{2\delta}\mu\right)$	2297
Критерий Рейнольдса Re	$Re = 2q'_ж\delta/\mu$	918,8<2000
Расход $m_{ж.\,пр}$ воды, необходнмой 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 $k_г$ уплотнения	См. рис. 117	0,6
Расход $m_{п.ж}$ воздуха через уплотненные водой зазоры, кг/с	$m_{п.ж} = k_г m_п$	$0{,}588 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент $\lambda'_п$	$\lambda'_п = m_{п.ж}/(S_т \rho_н)$	0,011
Давление $p_{н.п}$ насыщенного пара при условиях всасывания в насос, Па	Исходные данные по техническому заданию	$20{,}5 \cdot 10^2$
Универсальная газовая постоянная R для насыщенного пара, Н·м/(кг·К)	То же	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/м³	$\rho_{н.п} = p_{н.п}/(RT_{н.п})$	0,0095
Количество пара $m_и$, испарившегося в рабочие ячейки всасывания, кг/с	$m_и = S_т \rho_{н.п}$	0,0022
Коэффициент $\lambda'_н$	$\lambda'_н = m_и/(S_т \rho_н)$	0,04
Расчетный коэффициент $\lambda_р$ откачки	$\lambda_р = \lambda_1 - \lambda'_п - \lambda'_и - \lambda'_0$	0,815
Расчетная быстрота действия $S_р$ насоса, м³/с	$S_р = \pi r_2^2 b_0 \psi n \left(1 - \nu^2\right) \lambda$	0,202
Ошибка E в определении производительности, %	$E = \dfrac{S_р - S}{S} 100$	1,0
Угловая скорость ω колеса, с$^{-1}$	$\omega = 2\pi n$	100,48
Момент $M_в$	Формула (4.9)	46
Момент $M_н$	Формула (4.10)	2,1
Момент M_I	Формула (4.11)	2,4
Момент M_{II}	Формула (4.12)	1,13
Момент M	$M = M_в + M_н + M_I + M_{II}$	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, м³/с	$Q_ж = \pi\left[r_{22}^2 - (r_1 + d)^2\right] b_0 n \psi$	0,208
Теоретический напор $H_{т\infty}$, создаваемый рабочим колесом, имеющим бесконечное число лопаток, м	$H_{т\infty} = \dfrac{u_2^2}{g} - \dfrac{2\omega^2 e' r_0 \operatorname{ctg} \beta_2}{\pi g}$	31,45
Коэффициент $\psi_л$	$\psi_л = 0{,}6 + 0{,}6 \sin \beta_2$	0,3
Поправка Пфлейдерера $П$	$П = 1/\{1 + 2\psi_л/[z\,(1 - \nu^2)]\}$	1,045
Теоретический напор $H_т$, создаваемый колесом, м	$H_т = H_{т\infty} П$	32,86
Приведенный расход Q', м³/с	$Q' = Q_ж/\left(4r_2^2 \sqrt{H_т}\right)$	0,354
Приведенная частота вращения n', с$^{-1}$	$n' = 2nr_2/\sqrt{H_т}$	53,4
Коэффициент n_s быстроходности	$n_s = 3{,}65 n \sqrt{Q_ж}/H_т^{3/4}$	1,94
КПД колеса $\eta_к$	См. рис. 120, *а*	0,86

Продолжение табл. 4.3

Показатель	Способ определения	Результат
Потери мощности $N_к$ в рабочем колесе, кВт	$N_к = Q_ж H_т (1 - \eta_к) \rho_ж / 102$	9,41
Мощность $N_г$ гидродинамических потерь, кВт	$N_г = N_{бл} + N_к$	14,6
Показатель n политропы сжатия	$n = \frac{\ln (p_н/p)}{\ln (p_н/p) - \ln (T_н/T)}$	1
Относительный мертвый объем a	$a = S_{з.о}/S_т$	0,0077
Коэффициент λ'	$\lambda' = 1 - a[(p_н - p)^{1/n} - 1]$	0,97
Мощность $N_{сж}$, затрачиваемая на сжатие, кВт	$N_{сж} = N_{из}\lambda'$	7,37
Эффективная мощность N_e на валу насоса, кВт	$N_e = N_{сж} + N_г$	21,97
Удельная мощность $N_{уд}$, кВт/(м³/с)	$N_{уд} = N_e/S$	108,76

5. ПЛУНЖЕРНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

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 ... 0,1 Па; быстрота действия в диапазоне от атмосферного давления до 150 Па в пределах 20 ... 500 дм³/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

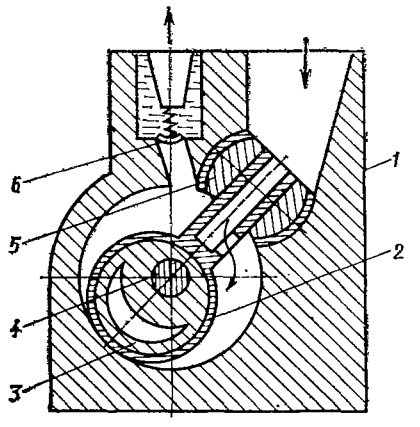


Рис. 138. Конструктивная схема плунжерного насоса:
1 — корпус; *2* — плунжер; *3* — эксцентрик; *4* — вал; *5* — направляющие плунжера; *6* — нагнетательный клапан

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 быстроте 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

$$V_г = \pi L (R^2 - r^2), \qquad (5.1)$$

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

$$V_г = \pi (R^2 - r^2) Ln, \qquad (5.2)$$

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

Действительная быстрота действия насоса

$$S = V_г\lambda,$$

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

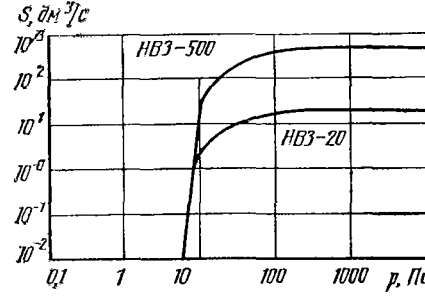


Рис. 139. Откачные характеристики плунжерных вакуумных насосов

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 $S_г$ для заданного значения S. Частоту вращения ротора плунжерных насосов выбирают в интервале $n = 10 \ldots 20$ с$^{-1}$. Задаются относительными параметрами: отношением радиуса плунжера к радиусу цилиндра $r/R = 0{,}7 \ldots 0{,}85$; относительным эксцентриситетом $e/R = 0{,}2 \ldots 0{,}3$; относительной длиной плунжера в ступени $L/R = 1{,}5 \ldots 3{,}0$ [11].

По выбранным значениям относительных параметров r/R, e/R, L/R и определенной по формуле (5.2) геометрической быстроте действия $S_г$ 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 $p = 22 \ldots 30$ КПа.

Эффективная мощность на валу

$$N_e = \frac{pS}{\eta} \ln \frac{p_н}{p},$$

где $p_н$ — давление газа на нагнетании насоса, Па; η — условный общий изотермический КПД, $\eta = \eta_{из}\eta_{пер}\eta_{мех}$ ($\eta_{из}$ — изотермический КПД, характеризующий степень термодинамического совершенства рабочего процесса; $\eta_{пер}$ — коэффициент, учитывающий влияние перетеканий; $\eta_{мех}$ — 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 изготовляют одноступенчатыми параллельного действия, когда в одном корпусе объединены две рабочие камеры, и двухступенчатыми.

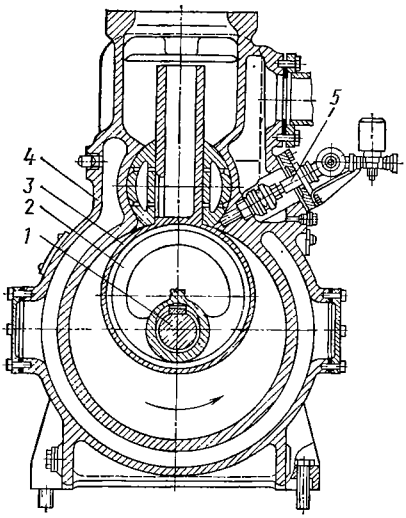


Рис. 140. Вакуумный насос НВЗ-500 с водяным охлаждением

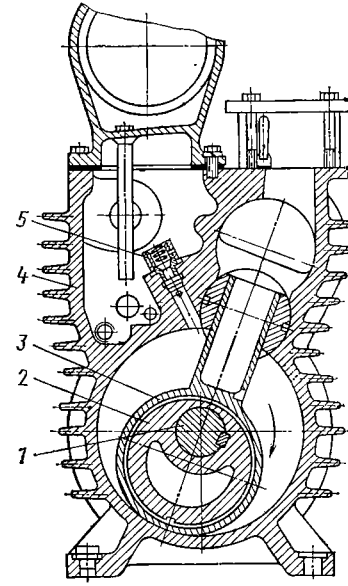


Рис. 141. Вакуумный насос НВЗ-20 с воздушным охлаждением:

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.

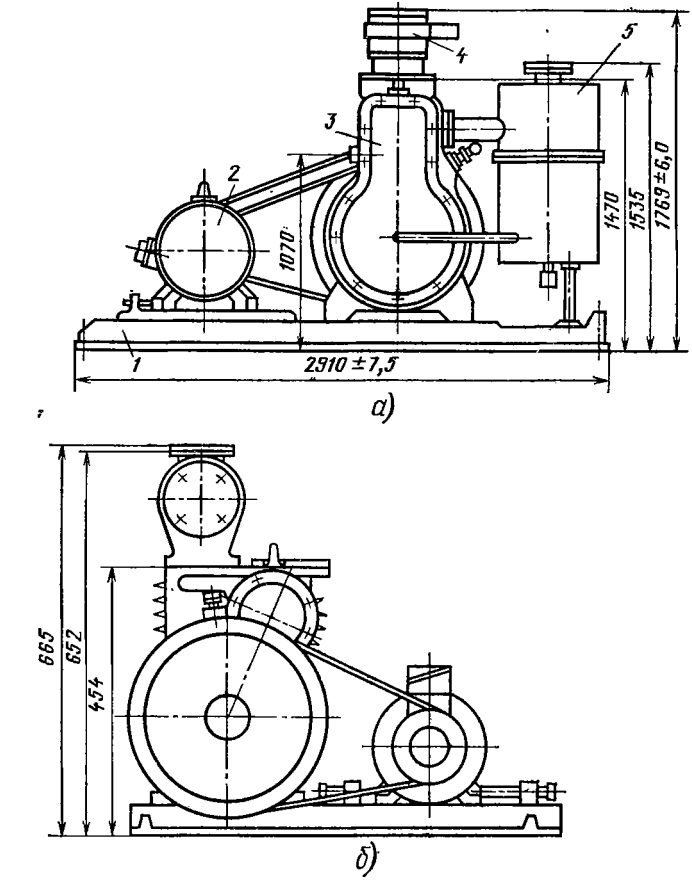


Рис. 142. Вакуумные установки:
а — с насосом НВЗ-500; *б* — с насосом НВЗ-20

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].

Таблица 5.1

Показатель	НВЗ-20	НВЗ-500	НВЗ-75	НВЗ-100	НВЗ-150	НВЗ-300	НВЗ-500
Быстрота действия при давлении всасывания более 0,13 кПа, $дм^3/с$	20	50	75	100	150	300	500
Предельное остаточное давление, Па:							
парциальное без газобалласта	$6{,}7\cdot10^{-1}$	$9{,}1\cdot10^{-3}$	$6{,}7\cdot10^{-1}$	$9{,}1\cdot10^{-3}$	$6{,}7\cdot10^{-1}$	1,3	1,3
полное без газобалласта	6,7	$6{,}7\cdot10^{-1}$	6,7	$6{,}7\cdot10^{-1}$	6,7	6,7	6,7
полное с газобалластом	$4\cdot10^2$	6,7	$4\cdot10^2$	6,7	$4\cdot10^2$	$4\cdot10^2$	$4\cdot10^2$
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, $м^3/ч$	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 $p_{нас}$ 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]

$$Q_б \geqslant S p_п \left[\left(\frac{p_н}{p_{нас}} - 1 \right) - \frac{p_г}{p_п} \right],$$

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

Если в парогазовой смеси преобладают пары ($p_г \ll p_п$), то

$$Q_б \geqslant S p_п \left(\frac{p_н}{p_{нас}} - 1 \right).$$

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.

Таблица 5.2

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

6. МОЛЕКУЛЯРНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

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 $10^6 \ldots 10^7$) при относительно небольшой быстроте действия $10^{-4} \ldots 10^{-1}$ м^3/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, поступая 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-

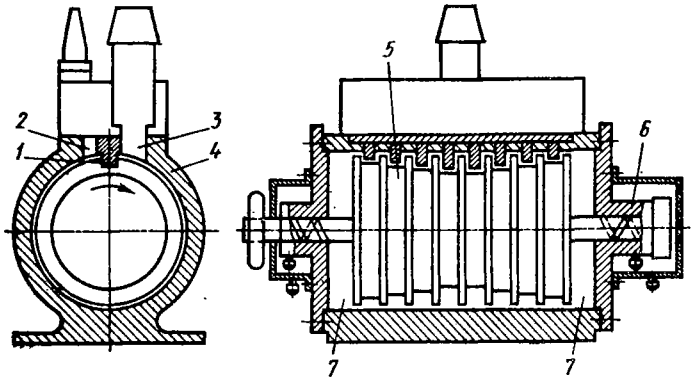


Рис. 143. Схема молекулярного вакуумиого насоса Геде

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 отсекателей. Газ, поступая через всасывающий патрубок *5* в полость *4* в центре насоса, попадает в винтовые канавки *3* и,

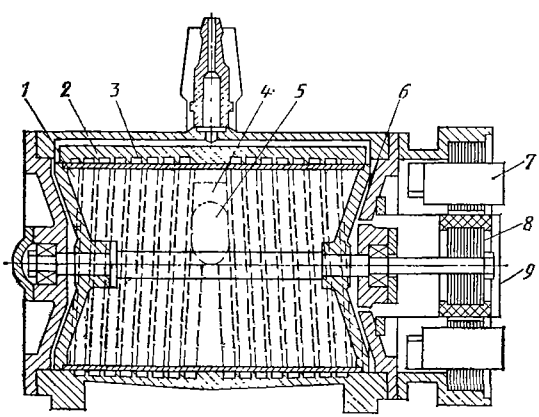


Рис. 144. Схема молекулярного вакуумного насоса Хольвека

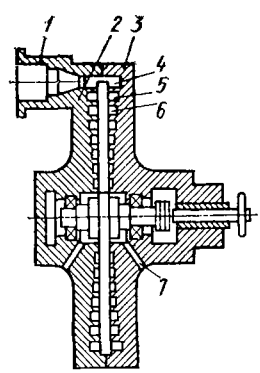


Рис. 145. Схема молекулярного вакуумного насоса Зигбана

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. 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.

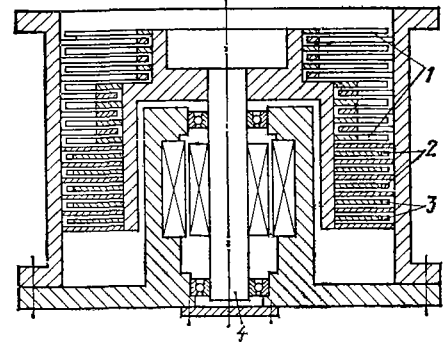


Рис. 146. Схема комбинированного турбомолекулярного вакуумного насоса

Основной недостаток приведенных конструкций молекулярных вакуумных насосов заключается в высокой точности изготовления и сборки. При увеличении зазоров между вращающимся ротором и корпусом более (2 ... 5) 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.

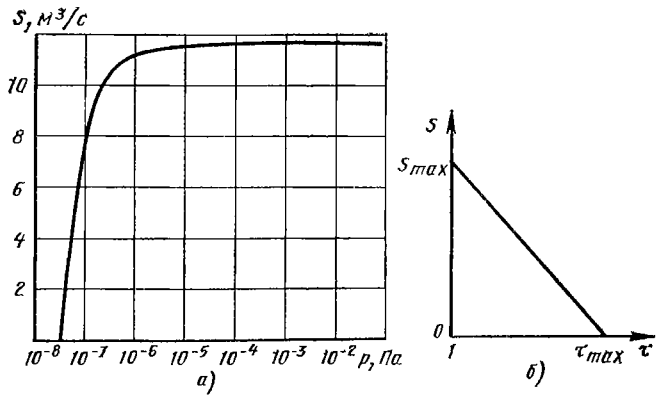


Рис. 147. Откачные характеристики:

а — комбинированного турбомолекулярного насоса; *б* — молекулярной ступени

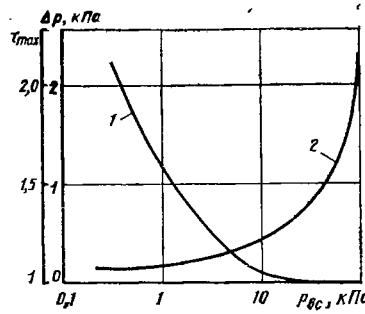


Рис. 148. Зависимость от давления всасывания молекулярной ступени: *1* — максимального отношения давлений; *2* — разности давлений

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*. Работающие в качестве второго пакета молекулярные ступени в диапазоне 0,1 ... 10^3 Па создают отношение давления 10^3 ... 10^4 и при сравнительно небольшой быстроте 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 ... 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 быстрота откачки S_{max} при отношении давлений на ступени, равном единице, и максимальное отношение давлений τ_{max} при быстроте откачки, равной нулю.

Изменения максимального отношения *1* (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

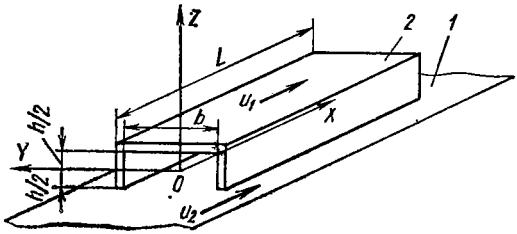


Рис. 149. Принцип действия молекулярного вакуумного насоса

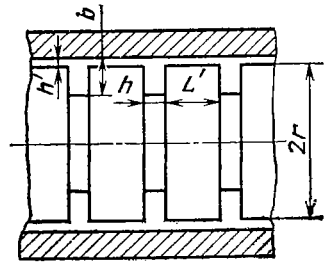


Рис. 150. Расчетная схема молекулярного насоса Геде

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

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

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

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

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, $R = 8314$ Дж $\times$ $\times$ кмоль$^{-1}\cdot$К$^{-1}$; 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 $\theta = 1{,}61\cdot10^{-4}$ 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:

$$x_1 - x_2 = \frac{h^2}{6\eta(u_1 + u_2)}(p_1 - p_2) + \left[\frac{h}{\theta(u_1 + u_2)} + \frac{mRTh}{Mb3\eta(u_1 + u_2)^2}\right] \times$$

$$\times \ln\frac{p_1 - 2mRT/Mbh(u_1 + u_2)}{p_2 - 2mRT/Mbh(u_1 + u_2)}. \qquad (6.2)$$

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

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

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 $u_1 = 0$

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

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 $A = (2\pi r h')^3/L'b\,(2{,}303h)^2$; $B = S'wh'\theta\,(2\pi r)^3/b\,(2{,}303h)^2$ [w — частота вращения ротора; $S' = (2b + h)/(2\pi r)$]; $C = (u_1 + u_2)\,2\pi r\theta/2{,}303h$ [$u_1 = u_2 = 2\pi\,(r - b/2)\,w$]; 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 $S_{\max} > (5 \ldots 10)\,S$ 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-

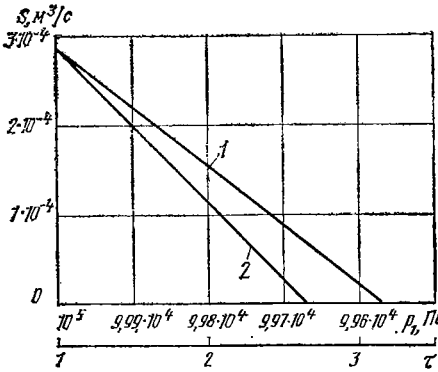


Рис. 151. Откачиая характеристика молекулярной ступени $S = f(p)$:
1 — при давлении нагиетания 10^5 Па; *2* — при давлеиии нагиетания 0,1 Па

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

6.3. ПРИМЕР РАСЧЕТА

Задан каиал молекулярной ступени. Диаметр ротора $2r = 9 \cdot 10^{-2}$ м, длина каиала $L = 7 \cdot 10^{-2}$ 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 ($\eta = 1{,}812 \cdot 10^{-5}$ 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).

Порядок расчета представлен в виде табл. 6.1.

Таблица 6.1

Показатель	Способ определеиия	Результат
Скорость вращения ротора u, м/с	$u = nr$	57
Максимальная разность давлений иа канале $(p_1 - p_2)_{max}$, Па	$(p_1 - p_2)_{max} = 6\eta Lu/h^2$	433,8
Максимальиая быстрота откачки канала S_{max}, м^3/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) Задаваясь значеиием в пределах от 0 до S_{max}, определяем $(p_1 - p_2)$ и p_2	S, м^3/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}, м^3/с	См. выше	$2{,}85 \cdot 10^{-4}$
Максимальиое отношеиие давлений τ_{max}	Формула (6.4)	2,68
Построеиие откачной характеристики $S = f(\tau)$ (рис. 151, кривая *2*)	Построеиие прямой по двум точкам: $S = S_{max}$, $\tau = 1$ и $S = 0$, $\tau = \tau_{max}$	См. рис. 151, кривая *2*

7. ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНЫЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

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} ... 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 пазами 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-

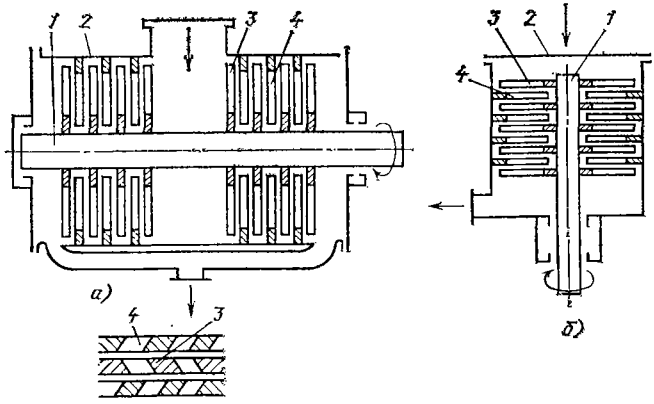


Рис. 152. Конструктивные схемы турбомолекулярного вакуумного насоса

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 A (рис. 153) молекулы газа рассеиваются в соответствии с диффузным законом. По принятой Крюгером и Шапиро теорети-

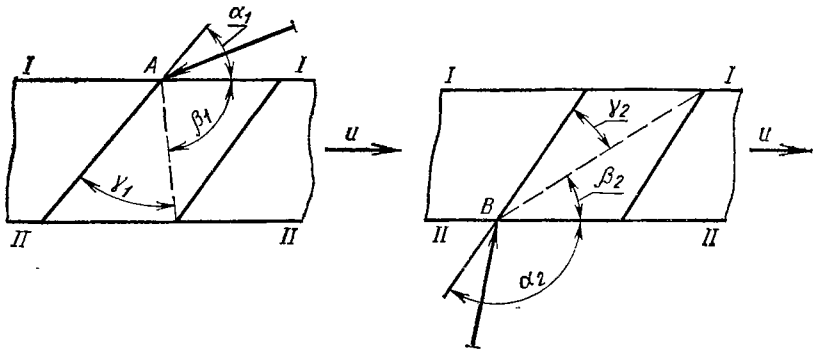


Рис. 153. Модель перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса

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 α_2, γ_2, β_2. Сопоставление соответствующих углов α_1, γ_1, β_1 и α_2, γ_2, β_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 быстроте 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-

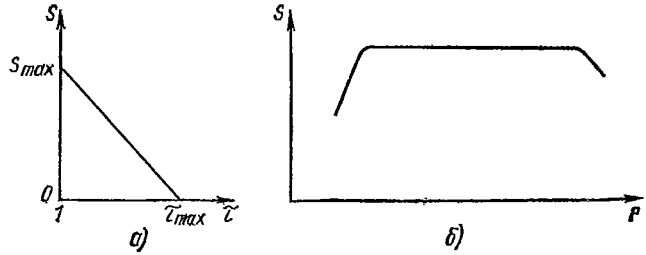


Рис. 154. Откачные характеристики:
а — рабочего колеса; *б* — насоса

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

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

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 быстроте 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 быстроте откачки S_{max} (м³/с), соответствует отношению давлений на рабочем колесе $\tau = 1{,}0$, причем

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

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

Максимальное отношение давлений при $S = 0$

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

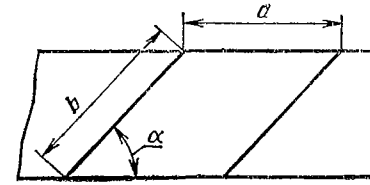


Рис. 155. Геометрическая структура межлопаточного канала

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].

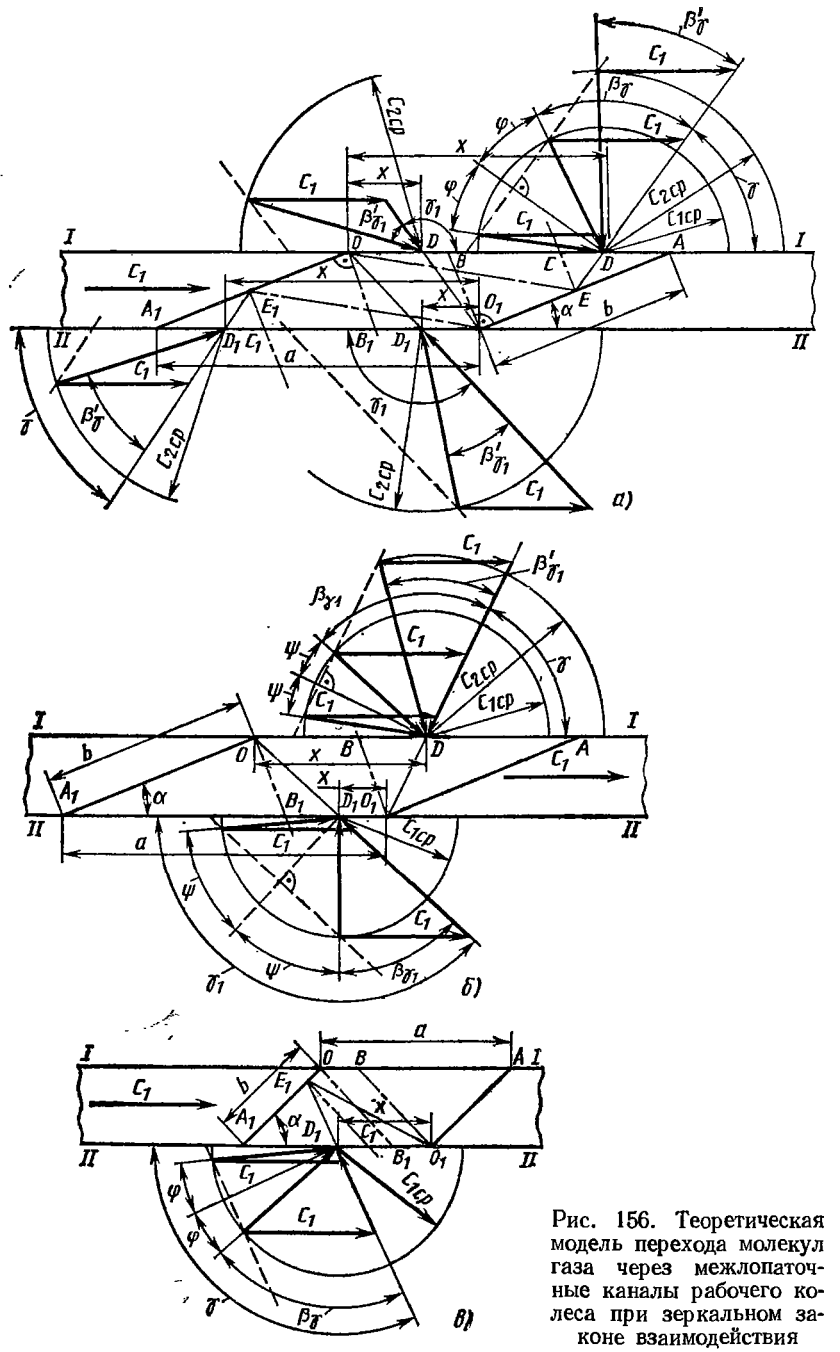


Рис. 156. Теоретическая модель перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса при зеркальном законе взаимодействия

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

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

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

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

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

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

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

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

где $p\,(0 \leqslant c \leqslant c_1) = \int\limits_0^{c_1} f\,(c)\,dc$; 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):

$$x_1 = \begin{cases} a \text{ при } \alpha \geqslant \dfrac{\pi}{4}; \\ a \text{ при } \alpha < \dfrac{\pi}{4}, \quad A_1 \geqslant a; \\ A_1 \text{ при } \alpha < \dfrac{\pi}{4}, \quad a > A_1 > B_1; \\ B_1 \text{ при } \alpha < \dfrac{\pi}{4}, \quad A_1 \leqslant B_1 \end{cases}$$

(A_1 — значение x, при котором $c_{1\text{ср}} = c_1 \sin\gamma$, т. е. при всех $x \leqslant A_1$ 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 $A_1 \leqslant B_1$ и $x < B_1$, то молекула, попавшая в окрестность dx точки $D \in (x_1x_2)$, 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 $x \leqslant B_1$ (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_1x_2, перейдет со стороны $I—I$ на сторону $II—II$,

$$K_{\text{I2}} = p\,(0 \leqslant c \leqslant c_1)\,\frac{1}{\pi a}\left(\int\limits_{x_2}^{x_1} \pi dx - \int\limits_{x_2}^{x_1} 2\psi\,dx\right),$$

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

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

(A_2 — значение x, при котором $c_{1\,\text{ср}} = c_1 \sin\gamma_1$, т. е. при всех $x \leqslant A_2$ 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_2O 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

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

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 $(\gamma + \beta'_\gamma)$;

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

Вероятность перехода молекулы со средней относительной скоростью $c_{2\,\text{ср}}$, попавшей на участок ax_3,

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

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_3O входа в межлопаточный канал OA (рис. 156, *б*),

$$K_{I5} = p\,(c_1 < c < \infty)\,\frac{1}{\pi a}\int\limits_{0}^{x_3}(\gamma_1 + \beta'_{\gamma 1})\,dx,$$

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 $II—II$

$$K_{I\,\text{зер}} = K_{I1} + K_{I2} + K_{I3} + K_{I4} + K_{I5} =$$

$$= p\,(0 \leqslant c \leqslant c_1)\,\frac{1}{\pi a}\left[\int\limits_{0}^{a}\pi\,dx - \int\limits_{x_1}^{a}2\varphi\,dx - \int\limits_{x_2}^{x_1}2\psi\,dx\right] +$$

$$+ p\,(c_1 < c < \infty)\,\frac{1}{\pi a}\left[\int\limits_{x_3}^{a}(\gamma + \beta'_\gamma)\,dx + \int\limits_{0}^{x_3}(\gamma_1 + \beta'_{\gamma 1})\,dx\right].$$

Аналогично определяется вероятность $K_{\text{II зер}}$ 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 $D_1 \in (x_4x_5)$ входа в межлопаточный канал O_1A_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_4x_5 со средней относительной скоростью $c_{1\,\text{ср}}$, перейдет со стороны *II—II* на сторону *I—I*,

$$K_{\text{III}} = p\,(0 \leqslant c \leqslant c_1)\,\frac{2}{\pi a}\int\limits_{x_5}^{x_4} \varphi\,dx,$$

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

$$x_4 = \begin{cases} a & \text{при} \quad A_4 \geqslant a; \\ A_4 & \text{при} \quad a > A_4 > B_1; \\ x_5 & \text{при} \quad A_4 \leqslant B_1 \end{cases}$$

(A_4 — значение x, при котором $c_{1\text{ср}} = c_1 \sin\gamma$, т. е. при всех $x \geqslant A_4$ 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:

$$x_5 = \begin{cases} B_1 & \text{при} \quad A_4 \geqslant B_1; \\ A_5 & \text{при} \quad A_4 < B_1; \\ 0 & \text{при} \quad A_4 \leqslant 0 \end{cases}$$

(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_5O_1 входа в межлопаточный канал O_1A_1 со средней скоростью $c_{1\,\text{ср}}$, то вероятность ее перехода на сторону *I—I* (см. рис. 156, *б*)

$$K_{\text{II2}} = p\,(0 \leqslant c \leqslant c_1)\,\frac{2}{\pi a}\int\limits_{0}^{x_5} \psi\,dx.$$

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_1A_1, перейдут со стороны *II—II* на сторону *I—I*, если векторы их скоростей $c_{2\,\text{ср}}$ будут принадлежать области, ограниченной углом γ—β'_γ, а молекулы, попавшие на участок x_3O, перейдут на сторону *I—I*, если векторы их скоростей будут лежать в плоскости угла γ_1—$\beta'_{\gamma 1}$.

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

$$K_{\text{II3}} = p\,(c_1 < c < \infty)\,\frac{1}{\pi a}\left[\int\limits_{x_3}^{a}(\gamma - \beta'_\gamma)\,dx + \int\limits_{0}^{x_3}(\gamma_1 - \beta'_{\gamma 1})\,dx\right].$$

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

$$K_{\text{II зер}} = K_{\text{III}} + K_{\text{II2}} + K_{\text{II3}} = p\,(0 \leqslant c \leqslant c_1)\,\frac{2}{\pi a} \times$$

$$\times \left(\int\limits_{x_5}^{x_4} \varphi\, dx + \int\limits_{0}^{x_5} \psi\, dx \right) + p\,(c_1 < c < \infty)\,\frac{1}{\pi a} \times$$

$$\times \left[\int\limits_{x_3}^{a} (\gamma - \beta'_\gamma)\, dx + \int\limits_{0}^{x_2} (\gamma_1 - \beta'_{\gamma 1})\, dx \right].$$

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 $K_{\text{I зер}}$ и $K_{\text{II зер}}$ соответственно равны:

$$K_{\text{I зер}} = p\,(0 \leqslant c \leqslant c_1)\,\frac{1}{\pi a} \left(\pi\alpha - 2 \int\limits_{x_1}^{a} \varphi\, dx \right) +$$

$$+ p\,(c_1 < c < \infty)\,\frac{1}{\pi a} \int\limits_{0}^{a} (\gamma + \beta'_\gamma)\, dx;$$

$$K_{\text{II зер}} = p\,(0 \leqslant c \leqslant c_1)\,\frac{2}{\pi a} \int\limits_{0}^{x_4} \varphi\, dx +$$

$$+ p\,(c_1 < c < \infty)\,\frac{1}{\pi a} \int\limits_{0}^{a} (\gamma - \beta'_\gamma)\, dx.$$

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

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

а максимальное отношение давлений

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

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*): $b/\cos\alpha \geqslant a \geqslant b\cos\alpha$.

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

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

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 $II—II$

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

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

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

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

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

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

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

Если молекула попала в окрестность dx точки $C \in (x_0x_4)$ со скоростью $c_{1\text{ср}}$, то молекула перейдет со стороны $I—I$ на сторону $II—II$ при условии, что вектор ее средней скорости будет лежать в плоскости угла 2φ.

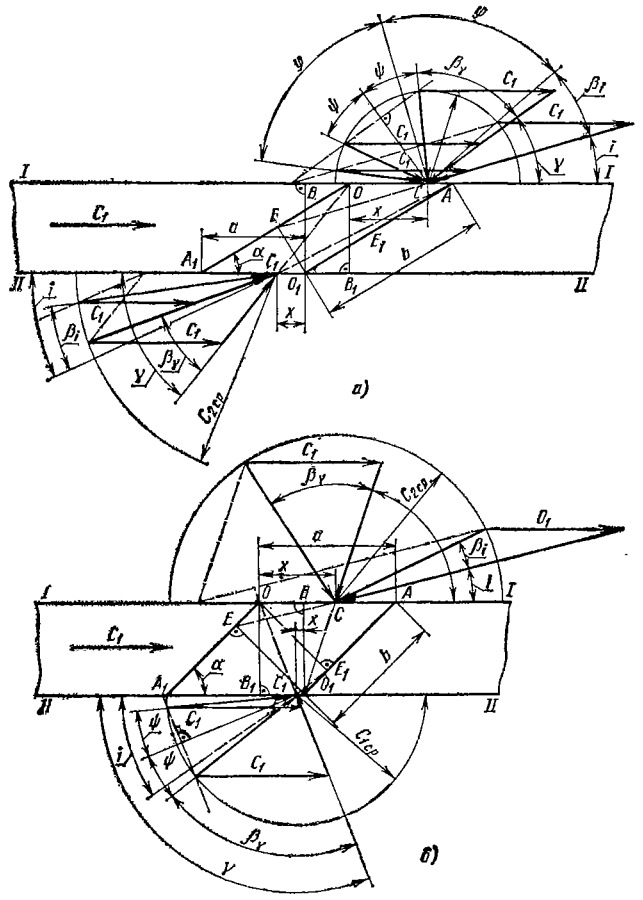


Рис. 157. Теоретическая модель перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса с учетом диффузного закона взаимодействия

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

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

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

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

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

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

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

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*

$$K_{\text{I3}} = p\,(c_1 \leqslant c < \infty)\frac{1}{\pi a}\int\limits_{x_3}^{x_1}(\gamma + \beta_\gamma - i - \beta_i)\,dx,$$

где $p\,(c_1 \leqslant c < \infty) = \int\limits_{c_1}^{\infty} f(c)\,dc$; $x_1 = a$; $x_2 = a - b\cos\alpha$; $x_3 = 0$; $\beta_i =$

$$= \arcsin\left(\frac{c_1}{c_{2\,\text{ср}}}\sin i\right);\ \beta_\gamma = \arcsin\left(\frac{c_1}{c_{2\,\text{ср}}}\sin\gamma\right).$$

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

$$K_{\text{I3}} = p\,(c_1 \leqslant c < \infty)\frac{1}{\pi a}\left[\int\limits_{x_3}^{x_1}(\beta_\gamma - i - \beta_i)\,dx + \right.$$

$$\left. + \int\limits_{x_3}^{x_1}\gamma\,dx + \int\limits_{x_3}^{x_2}(\pi - \gamma)\,dx\right].$$

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*

$$K_{\text{III}} = p\,(c_1 \leqslant c < \infty)\frac{1}{\pi a}\int\limits_{x_3}^{x_1}(\gamma - \beta_\gamma - i + \beta_i)\,dx,$$

где $x_1 = a$; $x_3 = 0$,

или

$$K_{\text{III}} = p\,(c_1 \leqslant c < \infty)\frac{1}{\pi a}\left[\int\limits_{x_3}^{x_1}(\beta_i - i - \beta_\gamma)\,dx + \right.$$

$$\left. + \int\limits_{x_2}^{x_1}\gamma\,dx + \int\limits_{x_3}^{x_2}(\pi - \gamma)\,dx\right].$$

Если молекула, обладающая скоростью $0 \leqslant c < c_1$, среднее значение отношения к $v_н$ 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 $I—I$

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

где x_0 — значение x, при котором $c_{1\,ср} = c_1 \sin\gamma$;

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

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

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

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

$$K_{IN} = K_{I1} + K_{I2} + K_{I3} \text{ и } K_{IIN} = K_{II1} + K_{II2}.$$

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

$$K_{II\,2} = 0.$$

При этом

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

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

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

Тогда

$$K_{IN} = K_{I1} + K_{I2} + K_{I3} \text{ и } K_{IIN} = K_{II1}.$$

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

$$K_{I1} = p\,(0 \leqslant c \leqslant c_1)\,\frac{2}{\pi a}\int\limits_{x_0}^{x_1}\left(\frac{\pi}{2} - \psi\right)dx,$$

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

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

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

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

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

При $\gamma > 90°$

$$K_{I3} = p\,(c_1 \leqslant c < \infty)\frac{1}{\pi a}\left[\int\limits_{x_3}^{x_1}\beta_\gamma\,dx + \int\limits_{x_2}^{x_1}\gamma\,dx + \int\limits_{x_3}^{x_2}(\pi-\gamma)\,dx;\right.$$

$$K_{II1} = p\,(0 \leqslant c < \infty)\frac{1}{\pi a}\int\limits_{x_3}^{x_1}(\gamma - \beta_\gamma)\,dx.$$

При $\gamma > 90°$

$$K_{II1} = p\,(c_1 \leqslant c < \infty)\frac{1}{\pi a}\left[\int\limits_{x_2}^{x_1}\gamma\,dx + \int\limits_{x_3}^{x_2}(\pi-\gamma)\,dx - \int\limits_{x_3}^{x_1}\beta_\gamma\,dx\right];$$

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

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

$x_0 = x_3$ 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 торцовой 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

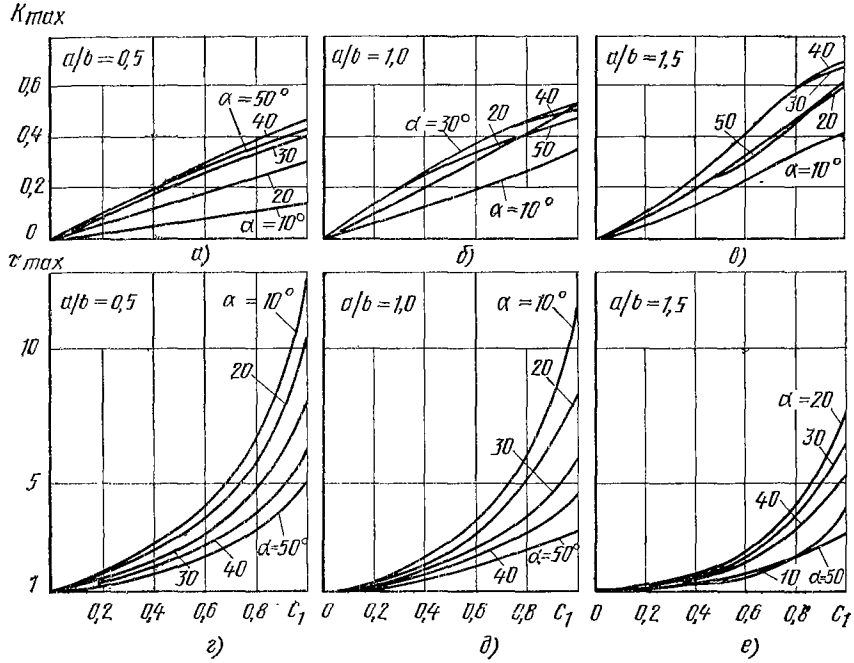


Рис. 158. Теоретические характеристики рабочего колеса насоса, определенные с учетом зеркального и диффузного законов взаимодействия молекул газа со стенками межлопаточного канала:

$а-в$ — $K_{max} = f\,(u/v_н)$; $г-е$ — $\tau_{max} = f\,(u/v_н)$

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

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

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

$$K_{max} = K_I - K_{II}, \tag{7.3}$$

а максимальное отношение давлений в рабочем колесе

$$\tau_{max} = K_I / K_{II}. \tag{7.4}$$

Здесь

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

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

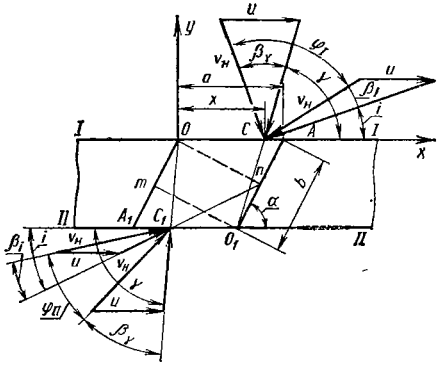


Рис. 159. Теоретическая модель перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса при постоянстве их скорости и отражении от поверхности каналов по нормали

где K_I, K_{II} — вероятность перехода молекул газа через межлопаточный канал со стороны *I—I* на сторону *II—II* и обратно; σ_{IN} и $\sigma_{II\,N}$ — коэффициенты, учитывающие долю молекул, переходящих через рабочее колесо насоса 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 $\sigma_{II\,N}$ приведены в работе [14]. На рис. 158, *а—в* приведены зависимости результирующей вероятности K_{max} от $u/v_н$ при различных значениях α и a/b, определенные по уравнению (7.3), а на рис. 158, *г—е* — зависимости τ_{max} от $u/v_н$, 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 $v_н$ теплового движения молекул.

В этом случае результирующая вероятность перехода молекул через рабочее колесо

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$K_\text{max} = 2\beta_{\gamma\,\text{ср}}/\pi. \qquad (7.7)$$

Максимальную быстроту откачки колеса определяют по уравнению (7.2).

Максимальное отношение давлений в рабочем колесе насоса

$$\tau_\text{max} = \varphi_{I\,\text{ср}}/\varphi_{II\,\text{ср}}. \qquad (7.8)$$

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

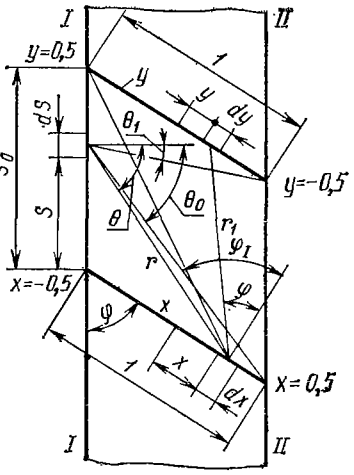
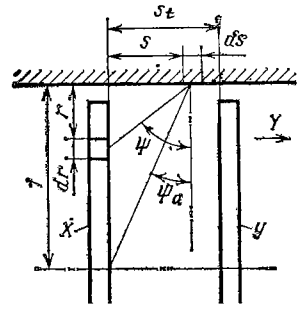


Рис. 160. Теоретическая модель перехода молекул через межлопаточный канал рабочего колеса

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

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

где $\sin\theta_1 = -(s+\cos\alpha-s_0)/r_1$; $\cos\theta_1 = \sin\alpha/r_1$; $\sin\theta_0 = -(s+\cos\alpha)/r_0$;

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

$$r_0 = \sqrt{(s+\cos\alpha)^2+\sin^2\alpha}.$$

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,

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

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

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

Вероятность $m_{y2} = 1 - m_{x2}$.

Произведение

$$u_x\,dx = \frac{1}{s_0}\int\limits_{\varphi=\varphi_0}^{\pi}\left\{\frac{c}{\sqrt{\pi}}\,e^{-c^2}\sin(\varphi+\alpha) + e^{-c^2\cos^2(\varphi+\alpha)}\times\right.$$

$$\left.\times\left[c^2\sin^2(\varphi+\alpha)+\frac{1}{2}\right]\left(1+\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int\limits_0^{c\sin(\varphi+\alpha)} e^{-t^2}\,dt\right)\right\}\cos\varphi\,d\varphi\,dx,$$

где $s_0 = \operatorname{arctg}\{[(x+0{,}5)+s_0\cos\alpha]/(s_0\sin\alpha)\}$.

Заменив в выражении для $u_x dx$ значения $c = v/v_н$, α и x соответственно на $-c$, $\pi-\alpha$, $-y$, получим выражение для $u_x dy$.

Таким образом, вероятность перехода молекул газа через рабочее колесо со стороны I—I на сторону II—II при определенной относительной скорости $c_1 = u/v_н$ складывается из вероятности безударного прохода через канал и вероятности перехода молекул после соударений со стенками межлопаточного канала.

Вероятность перехода молекул со стороны I—I на сторону II—II для рабочего колеса с конечной длиной лопатки

$$M_{12} = m_{12} + \left(1-\frac{\Delta}{2}\right)\left(\int\limits_{-0,5}^{+0,5} m_{x2}u_x\,dx + \right.$$

$$\left. + \int\limits_{-0,5}^{+0,5} m_{y2}u_y\,dy + \frac{\Delta}{2}\int\limits_{-0,5}^{+0,5} m^*_{x2}\,(u_x+u_y)\right)dx,$$

где Δ — коэффициент, учитывающий разность между числами столкновений молекул, отраженных от корпуса насоса, и столкновений молекул с элементарными площадками поверхностей x и y межлопаточного канала в единицу времени; m^*_{x2} — вероятность того, что молекулы, попавшие после соударения с корпусом насоса на участок dx и отраженные от него, перейдут на сторону повышенного давления II—II.

Коэффициент

$$\Delta = \sin\alpha\int\limits_{s=0}^{s_t}\left(\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int\limits_0^{c} e^{-t^2}\,dt + \sin\psi_0 e^{-c^2\cos^2\psi_0}\frac{2}{\sqrt{\pi}}\int\limits_0^{-c\sin\psi_0} e^{-t^2}\,dt\right)ds,$$

где $\sin\psi_0 = -s/(s^2+1)^{1/2}$; $\cos\psi_0 = 1/(s^2+1)^{1/2}$ (рис. 161).

Вероятность

$$m^*_{12} = \frac{D^*_{x2}}{D^*_{x1}+D^*_{x2}}.$$

Здесь

$$D^*_{x1} = \frac{1}{2}(-\sin\varphi_1+1);\quad D^*_{x2} = \frac{1}{2}(\sin\varphi_2+1),$$

где

$$\sin\varphi_1 = \frac{x+0{,}5+s_0\cos\alpha}{\left[(x+0{,}5+s_0\cos\alpha)^2+s_0^2\sin^2\alpha\right]^{1/2}},$$

$$\sin\varphi_2 = -\frac{1-(x+0{,}5+s_0\cos\alpha)}{\left\{[1-(x+0{,}5+s_0\cos\alpha)]^2+s_0^2\sin^2\alpha\right\}^{1/2}}.$$

Таблица 7.1

Величины	Отношение a/b								
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
	$\alpha = 10°, \quad c_1 = 0,2$								
K_I	0,0565	0,0831	0,1171	0,1714	0,2634	0,3557	0,4314	0,4922	0,5416
K_{II}	0,0344	0,0515	0,0738	0,1104	0,1908	0,2855	0,3668	0,4332	0,4877
K_{max}	0,0221	0,0316	0,0433	0,0610	0,0725	0,0702	0,0645	0,0590	0,0538
τ_{max}	1,641	1,615	1,588	1,552	1,380	1,246	1,176	1,136	1,110
	$\alpha = 10°, \quad c_1 = 0,4$								
K_I	0,0715	0,1042	0,1452	0,2081	0,3024	0,3917	0,4638	0,5215	0,5682
K_{II}	0,0269	0,0405	0,0584	0,0872	0,1589	0,2525	0,3355	0,4043	0,4611
K_{max}	0,0446	0,0637	0,0868	0,1209	0,1435	0,1392	0,1283	0,1173	0,1072
τ_{max}	2,656	2,572	2,488	2,386	1,903	1,551	1,382	1,290	1,233
	$\alpha = 10°, \quad c_1 = 0,6$								
K_I	0,0893	0,1288	0,1772	0,2477	0,3420	0,4275	0,4959	0,5506	0,5944
K_{II}	0,0213	0,0323	0,0465	0,0689	0,1305	0,2214	0,3054	0,3760	0,4348
K_{max}	0,0680	0,0965	0,1305	0,1788	0,2115	0,2061	0,1905	0,1743	0,1596
τ_{max}	4,184	3,986	3,803	3,595	2,620	1,931	1,624	1,461	1,367
	$\alpha = 10°, \quad c_1 = 0,8$								
K_I	0,1097	0,1565	0,2124	0,2891	0,3815	0,4628	0,5272	0,5784	0,6199
K_{II}	0,0173	0,0263	0,0379	0,0550	0,1062	0,1928	0,2768	0,3488	0,4092
K_{max}	0,0924	0,1302	0,1746	0,2342	0,2754	0,2700	0,2504	0,2297	0,2107
τ_{max}	6,344	5,948	5,611	5,262	3,594	2,401	1,905	1,659	1,515
	$\alpha = 10°, \quad c_1 = 1,0$								
K_I	0,1324	0,1868	0,2501	0,3311	0,4204	0,4971	0,5575	0,6056	0,6445
K_{II}	0,0144	0,0220	0,0315	0,0447	0,0858	0,1667	0,2498	0,3226	0,3844
K_{max}	0,1179	0,1648	0,2185	0,2865	0,3346	0,3304	0,3078	0,2830	0,2601
τ_{max}	9,183	8,492	7,937	7,414	4,900	2,982	2,232	1,877	1,677
	$\alpha = 10°, \quad c_1 = 1,2$								
K_I	0,1570	0,2192	0,2893	0,3728	0,4582	0,5301	0,5868	0,6317	0,6680
K_{II}	0,0124	0,0189	0,0269	0,0373	0,0693	0,1434	0,2247	0,2978	0,3605
K_{max}	0,1446	0,2002	0,2623	0,3356	0,3889	0,3868	0,3621	0,3339	0,3076
τ_{max}	12,65	11,58	10,74	10,01	6,61	3,700	2,612	2,122	1,853
	$\alpha = 10°, \quad c_1 = 1,4$								
K_I	0,1831	0,2529	0,3291	0,4135	0,4945	0,5619	0,6148	0,6567	0,6906
K_{II}	0,0110	0,0167	0,0237	0,0320	0,0562	0,1228	0,2014	0,2742	0,3376
K_{max}	0,1721	0,2362	0,3054	0,3815	0,4383	0,4391	0,4134	0,3825	0,3530
τ_{max}	16,63	15,11	13,91	12,93	8,799	4,577	3,053	2,395	2,046

Величины	Отношение a/b								
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
				$\alpha = 10°, \quad c_1 = 1,6$					
K_I	0,2103	0,2875	0,3687	0,4527	0,5291	0,5921	0,6414	0,6687	0,7120
K_{II}	0,0100	0,0152	0,0213	0,0282	0,0461	0,1047	0,1800	0,2630	0,3157
K_{max}	0,2002	0,2723	0,3474	0,4245	0,4830	0,4873	0,4614	0,4058	0,3963
τ_{max}	20,98	18,97	17,35	16,05	11,48	5,653	3,563	2,543	2,255
				$\alpha = 20°, \quad c_1 = 0,2$					
K_I	0,1509	0,2042	0,2578	0,3181	0,3850	0,4519	0,5097	0,5578	0,5983
K_{II}	0,0958	0,1327	0,1706	0,2158	0,2750	0,3426	0,4058	0,4611	0,5084
K_{max}	0,0551	0,0716	0,0872	0,1023	0,1104	0,1092	0,1035	0,0967	0,0899
τ_{max}	1,575	1,450	1,511	1,474	1,400	1,319	1,255	1,210	1,177
				$\alpha = 20°, \quad c_1 = 0,4$					
K_I	0,1862	0,2490	0,3105	0,3765	0,4449	0,5076	0,5609	0,6051	0,6417
K_{II}	0,0763	0,1065	0,1378	0,1750	0,2278	0,2924	0,3563	0,4169	0,4638
K_{max}	0,1100	0,1425	0,1728	0,2015	0,2171	0,2153	0,2045	0,1912	0,1779
τ_{max}	2,442	2,337	2,254	2,151	1,953	1,736	1,574	1,462	1,384
				$\alpha = 20°, \quad c_1 = 0,6$					
K_I	0,2259	0,2983	0,3671	0,4367	0,5036	0,5621	0,6106	0,6504	0,5832
K_{II}	0,0614	0,0864	0,1120	0,1419	0,1866	0,2467	0,3100	0,3687	0,4206
K_{max}	0,1644	0,2119	0,2551	0,2948	0,3170	0,3154	0,3007	0,2817	0,2626
τ_{max}	3,677	3,452	3,277	3,078	2,699	2,278	1,970	1,764	1,624
				$\alpha = 20°, \quad c_1 = 0,8$					
K_I	0,2685	0,3503	0,4253	0,4965	0,5604	0,6139	0,6575	0,6930	0,7221
K_{II}	0,0505	0,0714	0,0925	0,1162	0,1525	0,2065	0,2675	0,3263	0,3795
K_{max}	0,2180	0,2789	0,3328	0,3804	0,4078	0,4073	0,3900	0,3667	0,3426
τ_{max}	5,314	4,907	4,597	4,275	3,673	2,972	2,458	2,124	1,903
				$\alpha = 20°, \quad c_1 = 1,0$					
K_I	0,3125	0,4030	0,4828	0,5539	0,6136	0,6620	0,7009	0,7329	0,7578
K_{II}	0,0427	0,0604	0,0782	0,0969	0,1254	0,1223	0,2295	0,2873	0,3409
K_{max}	0,2698	0,3425	0,4047	0,4571	0,4882	0,4897	0,4713	0,4449	0,4169
τ_{max}	7,317	6,667	6,177	5,718	4,894	3,842	3,054	2,549	2,223
				$\alpha = 20°, \quad c_1 = 1,2$					
K_I	0,3563	0,4544	0,5375	0,6070	0,6624	0,7059	0,7402	0,7677	0,7901
K_{II}	0,0372	0,0526	0,0678	0,0828	0,1045	0,1438	0,1962	0,2519	0,3051
K_{max}	0,3191	0,4018	0,4697	0,5242	0,5579	0,5620	0,5440	0,5159	0,485
τ_{max}	9,581	8,637	7,932	7,333	6,340	4,908	3,772	3,043	2,590

Величины	Отношение a/b								
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
				$\alpha = 20°$, $c_1 = 1,4$					
K_I	0,3982	0,5027	0,5877	0,6550	0,7061	0,7451	0,7754	0,7994	0,8189
K_{II}	0,0333	0,0470	0,0603	0,0727	0,0889	0,1208	0,1676	0,2202	0,2722
K_{max}	0,3650	0,4557	0,5274	0,5823	0,6172	0,6243	0,6077	0,5792	0,5467
τ_{max}	11,96	10,69	9,750	9,013	7,945	6,167	4,625	3,630	3,008
				$\alpha = 20°$, $c_1 = 1,6$					
K_I	0,4369	0,5464	0,6323	0,6972	0,7445	0,7796	0,8065	0,8274	0,8320
K_{II}	0,0305	0,0430	0,0548	0,0654	0,0775	0,1026	0,1435	0,1924	0,2570
K_{max}	0,4064	0,5034	0,5774	0,6319	0,6671	0,6770	0,6629	0,6350	0,5750
τ_{max}	14,32	12,720	11,531	10,66	9,611	7,598	5,621	4,302	3,237
				$\alpha = 30°$, $c_1 = 0,2$					
K_I	0,2493	0,3194	0,3810	0,4392	0,4945	0,5448	0,5888	0,6264	0,6585
K_{II}	0,1672	0,2191	0,2664	0,3142	0,3654	0,4176	0,4669	0,5112	0,5502
K_{max}	0,0821	0,1003	0,1146	0,1250	0,1291	0,1272	0,1219	0,1152	0,1083
τ_{max}	1,491	1,459	1,430	1,398	1,353	1,305	1,261	1,225	1,197
				$\alpha = 30°$, $c_1 = 0,4$					
K_I	0,2978	0,3771	0,4449	0,5058	0,5602	0,6074	0,6473	0,6808	0,7090
K_{II}	0,1361	0,1800	0,2202	0,2614	0,3078	0,3581	0,4079	0,4542	0,4957
K_{max}	0,1617	0,1972	0,2247	0,2444	0,2524	0,2493	0,2394	0,2266	0,2133
τ_{max}	2,188	2,096	2,020	1,935	1,820	1,696	1,587	1,499	1,430
				$\alpha = 30°$, $c_1 = 0,6$					
K_I	0,3483	0,4363	0,5088	0,5707	0,6228	0,6660	0,7015	0,7309	0,7552
K_{II}	0,1117	0,1488	0,1827	0,2172	0,2575	0,3042	0,3529	0,3999	0,4430
K_{max}	0,2366	0,2784	0,3261	0,3534	0,3653	0,3618	0,3486	0,3310	0,3120
τ_{max}	3,119	2,931	2,784	2,627	2,418	2,189	1,988	1,828	1,705
				$\alpha = 30°$, $c_1 = 0,8$					
K_I	0,3979	0,4934	0,5693	0,6307	0,6798	0,7187	0,7500	0,7753	0,7962
K_{II}	0,0933	0,1250	0,1536	0,1819	0,2157	0,2573	0,3034	0,3496	0,3934
K_{max}	0,3046	0,3684	0,4157	0,4488	0,4641	0,4615	0,4466	0,4257	0,4027
τ_{max}	4,265	3,947	3,706	3,467	3,152	2,794	2,472	2,218	2,024
				$\alpha = 30°$, $c_1 = 1,0$					
K_I	0,4437	0,5454	0,6233	0,6835	0,7293	0,7643	0,7916	0,8134	0,8312
K_{II}	0,0799	0,1073	0,1317	0,1549	0,1822	0,2179	0,2600	0,3044	0,3478
K_{max}	0,3638	0,4380	0,4916	0,5286	0,5471	0,5464	0,5316	0,5090	0,4834
τ_{max}	5,553	5,081	4,732	4,413	4,002	3,508	3,044	2,672	2,390

Величины	Отношение a/b								
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
				$\alpha = 30°, \quad c_1 = 1,2$					
K_I	0,4831	0,5896	0,6688	0,7276	0,7704	0,8021	0,8262	0,8451	0,8602
K_{II}	0,0703	0,0946	0,1157	0,1348	0,1564	0,1859	0,2233	0,2647	0,3066
K_{max}	0,4128	0,4951	0,5531	0,5927	0,6140	0,6162	0,6029	0,5804	0,5536
τ_{max}	6,870	6,236	5,780	5,396	4,925	4,314	3,700	3,193	2,805
				$\alpha = 30°, \quad c_1 = 1,4$					
K_I	0,5143	0,6245	0,7046	0,7623	0,8030	0,8321	0,8537	0,8703	0,8834
K_{II}	0,0635	0,0854	0,1042	0,1203	0,1372	0,1608	0,1928	0,2305	0,2702
K_{max}	0,4508	0,5392	0,6005	0,6420	0,6658	0,6713	0,6609	0,6398	0,6132
τ_{max}	8,095	7,317	6,765	6,339	5,853	5,174	4,427	3,776	3,269
				$\alpha = 30°, \quad c_1 = 1,6$					
K_I	0,5362	0,6494	0,7306	0,7880	0,8275	0,8549	0,8747	0,8896	0,9012
K_{II}	0,0587	0,0787	0,0958	0,1097	0,1231	0,1416	0,1682	0,2016	0,2385
K_{max}	0,4775	0,5707	0,6348	0,6782	0,7044	0,7134	0,7065	0,6888	0,6628
τ_{max}	9,138	8,250	7,629	7,180	6,720	6,039	5,199	4,412	3,779
				$\alpha = 40°, \quad c_1 = 0,2$					
K_I	0,3369	0,4165	0,4804	0,5348	0,5820	0,6228	0,6578	0,6877	0,7133
K_{II}	0,2401	0,3030	0,3558	0,4040	0,4500	0,4935	0,5336	0,5696	0,6016
K_{max}	0,0968	0,1135	0,1247	0,1308	0,1320	0,1293	0,1242	0,1181	0,1117
τ_{max}	1,403	1,375	1,350	1,324	1,293	1,262	1,233	1,207	1,186
				$\alpha = 40°, \quad c_1 = 0,4$					
K_I	0,3883	0,4754	0,5433	0,5986	0,6444	0,6823	0,7139	0,7404	0,7624
K_{II}	0,2001	0,2550	0,3014	0,3446	0,3877	0,4303	0,4712	0,5090	0,5443
K_{max}	0,1882	0,2205	0,2419	0,2540	0,2567	0,2520	0,2427	0,2312	0,2191
τ_{max}	1,940	1,865	1,803	1,737	1,662	1,586	1,515	1,454	1,403
				$\alpha = 40°, \quad c_1 = 0,6$					
K_I	0,4366	0,5302	0,6009	0,6561	0,6997	0,7345	0,7627	0,7856	0,8047
K_{II}	0,1675	0,2151	0,2554	0,2931	0,3318	0,3721	0,4123	0,4508	0,4865
K_{max}	0,2691	0,3151	0,3459	0,3630	0,3679	0,3625	0,3503	0,3349	0,3182
τ_{max}	2,607	2,465	2,353	2,238	2,109	1,974	1,850	1,743	1,654
				$\alpha = 40°, \quad c_1 = 0,8$					
K_I	0,4781	0,5769	0,6495	0,7041	0,7456	0,7775	0,8026	0,8227	0,8391
K_{II}	0,1421	0,1836	0,2184	0,2507	0,2843	0,3207	0,3589	0,3968	0,4330
K_{max}	0,3360	0,3933	0,4311	0,4535	0,4614	0,4568	0,4437	0,4259	0,4061
τ_{max}	3,364	3,142	2,973	2,809	2,623	2,424	2,236	2,073	1,938

Продолжение табл. 7.1

Величины	Отношение a/b								
	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
				$\alpha = 40°, \quad c_1 = 1{,}0$					
K_{I}	0,5099	0,6128	0,6868	0,7409	0,7807	0,8104	0,8331	0,8510	0,8654
K_{II}	0,1232	0,1597	0,1900	0,2172	0,2455	0,2774	0,3123	0,3484	0,3840
$K_{\max}$	0,3867	0,4530	0,4968	0,5237	0,5352	0,5330	0,5208	0,5026	0,4814
$\tau_{\max}$	4,138	3,836	3,615	3,411	3,180	2,922	2,668	2,443	2,253
				$\alpha = 40°, \quad c_1 = 1{,}2$					
K_{I}	0,5301	0,6363	0,7118	0,7660	0,8049	0,8332	0,8545	0,8708	0,8839
K_{II}	0,1095	0,1422	0,1688	0,1919	0,2153	0,2421	0,2730	0,3064	0,3404
$K_{\max}$	0,4206	0,4941	0,5430	0,5741	0,5897	0,5911	0,5815	0,5645	0,5434
$\tau_{\max}$	4,842	4,478	4,216	3,992	3,739	3,441	3,130	2,842	2,596
				$\alpha = 40°, \quad c_1 = 1{,}4$					
K_{I}	0,5326	0,6474	0,7249	0,7801	0,8191	0,8470	0,8675	0,8831	0,8953
K_{II}	0,0997	0,1294	0,1534	0,1732	0,1924	0,2144	0,2409	0,2708	0,3025
$K_{\max}$	0,4369	0,5180	0,5720	0,6069	0,6267	0,6326	0,6266	0,6123	0,5928
$\tau_{\max}$	5,404	5,002	4,726	4,504	4,258	3,950	3,602	3,261	2,960
				$\alpha = 40°, \quad c_1 = 1{,}6$					
K_{I}	0,5362	0,6476	0,7275	0,7846	0,8247	0,8531	0,8736	0,8890	0,9010
K_{II}	0,0926	0,1202	0,1421	0,1596	0,1754	0,1933	0,2153	0,2417	0,2702
$K_{\max}$	0,4436	0,5274	0,5854	0,6250	0,6493	0,6598	0,6583	0,6477	0,6308
$\tau_{\max}$	5,789	5,387	5,119	4,916	4,701	4,414	4,058	3,683	3,334

Вероятность M_{21} перехода молекул через межлопаточный канал рабочего колеса на сторону пониженного давления определяется по уравнению для определения M_{12} при изменении знака относительной скорости на обратный.

Коэффициент, характеризующий максимальную быстроту откачки рабочего колеса при $\tau = 1$ (максимальный скоростной фактор),

$$\theta_{p_1=p_2} = M_{12} - M_{21}; \; K_{\max} = K_I - K_{II}, \tag{7.9}$$

а максимальное отношение давлений при $\theta = 0$

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{\theta=0} = \tau_{\max} = \frac{M_{12}}{M_{21}}; \quad \tau_{\max} = K_I/K_{II}. \tag{7.10}$$

Значения результирующей вероятности $K_{\max}$ перехода молекул газа через межлопаточные каналы, имеющие различные геометрические параметры α и a/b при различных отношениях скоростей движения канала к наиболее вероятному значению тепловой скорости, а также максимального отношения давлений $\tau_{\max}$, определенные по уравнениям (7.9), (7.10), приведены в табл. 7.1 [6].

7.3. РАБОЧАЯ СТУПЕНЬ НАСОСА

Ступень турбомолекулярного вакуумного насоса состоит из вращающегося рабочего колеса и расположенного за ним неподвижного статорного колеса, имеющего, как правило, те же геометрические размеры, что и роторные колеса; угол установки лопаток или наклона паза статорного колеса принимают зеркальным по отношению к углу установки лопаток или наклона паза роторного колеса.

Основными параметрами характеристики статорного и роторного колеса являются максимальная быстрота откачки при $\tau_{max} = 1$ и максимально создаваемое отношение давлений при быстроте откачки, равной нулю.

Рассматривая процесс перехода молекул газа через межлопаточные каналы или пазы статорного колеса, учитывают воздействие на скорость теплового движения молекул вращающихся роторных колес, расположенных по обе стороны от статорного колеса.

Потоки молекул газа, проходящие через межлопаточные каналы или пазы статорного колеса на его противоположные стороны, определяют так же, как и для роторного колеса с учетом влияния окружной скорости роторных колес, т. е. по уравнениям (7.3) или (7.5) или по табл. 7.1 в зависимости от геометрических параметров межлопаточных каналов и относительной скорости c_1.

Если с какой-либо стороны статорного колеса отсутствует роторное колесо (в начале или конце пакета рабочих колес), то при определении результирующей вероятности перехода молекул газа с этой стороны угол $\varphi_{ср}$ полагают равным $\gamma_{ср}$, т. е.

$$K_{max} = \beta_{\gamma\, ср}/\pi.$$

В том случае, если после статорного колеса нет роторного,

$$\tau_{max} = (\gamma_{ср} + \beta_{\gamma\, ср})/\gamma_{ср},$$

если же перед статорным колесом нет роторного, то

$$\tau_{max} = \gamma_{ср}/(\gamma_{ср} - \beta_{\gamma\, ср}).$$

Зазоры осевые δ_{01} между колесами и радиальные $\delta_{р.рот}$ между колесом и корпусом насоса и $\delta_{р.\,ст}$ между колесом и валом существенно влияют на откачную характеристику колеса, ступени и насоса в целом.

Статорное колесо работает в оптимальных условиях, когда расположено в рабочем пакете между роторными колесами, обеспечивающими перенос молекул газа через его межлопаточные каналы или пазы в направлении откачки (рис. 162). В этом случае эффективность воздействия зависит от расстояния между торцовыми поверхностями: при увеличении δ_{01} влияние рабочего колеса, отражающего молекулы в сторону статорного колеса, уменьшается, так как повышается вероятность столкновения молекул с неподвижной поверхностью корпуса насоса, вследствие

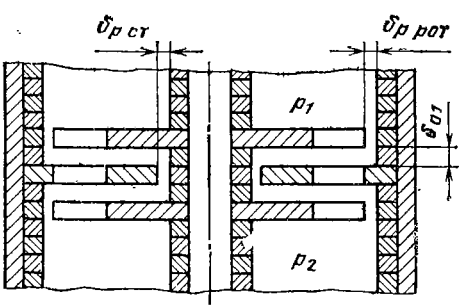


Рис. 162. Схема экспериментального трехколесного пакета

чего вероятность перехода их через каналы или пазы статорного колеса уменьшается.

Таким образом, при увеличении зазора δ_{01} ослабевает воздействие на статорное колесо роторного колеса, расположенного перед ним на стороне всасывания, что, в свою очередь, приводит к уменьшению τ_{max}, создаваемого пакетом. Максимальная быстрота откачки при изменении осевого зазора δ_{01} остается практически постоянной, поскольку S_{max} первого роторного колеса не меняется. Практически осевой зазор между рабочими колесами выбирают исходя из условий монтажа. Для насосов с рабочими колесами диаметром $D_2 = 100 \ldots 200$ мм принимают $\delta_{01} = 1{,}0 \ldots 1{,}2$ мм, для насосов с рабочими колесами наружного диаметра $D_2 = 500 \ldots 700$ мм $\delta_{01} \approx 2{,}0 \ldots 2{,}5$ мм. Большие значения осевого зазора при увеличении наружного диаметра колес обусловлены возможным возникновением вибрации лопаток.

Для увеличения эффективности работы колес насосов целесообразно назначать минимальные радиальные зазоры, учитывая при этом конструктивные особенности насоса. При увеличении отношения площади $F_{з.р}$ радиального зазора между роторным колесом и корпусом к торцовой площади $F_{п.р}$ пазов или межлопаточных каналов рабочего колеса повышается проводимость $u_з$ кольцевой щели, а следовательно, и увеличивается обратный поток через нее, что приводит к уменьшению быстроты откачки, а также отношения максимально создаваемого и рабочего давлений. Необходимо стремиться к тому, чтобы отношение $F_{з.р}/F_{р.р}$ не превышало 0,02.

При увеличении радиального зазора между валом и статорным колесом уменьшается максимальное отношение давлений, создаваемых роторными колесами, вследствие увеличения обратных потоков газа через кольцевой зазор под действием перепада давлений и тем самым понижается τ_{max} ступени в целом. Для обеспечения эффективной работы ступени с учетом ее конструктивных особенностей следует принимать $F_{з.ст}/F_{п.ст} = (4 \ldots 6)\,10^{-3}$.

7.4. ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ МЕЖЛОПАТОЧНОГО КАНАЛА РАБОЧЕГО КОЛЕСА, ТЕМПЕРАТУРЫ И РОДА ОТКАЧИВАЕМОГО ГАЗА НА ОТКАЧНУЮ ХАРАКТЕРИСТИКУ

Основные параметры откачной характеристики рабочего колеса насоса с различными α и a/b прежде всего зависят от отношения окружной скорости колеса к наиболее вероятной скорости

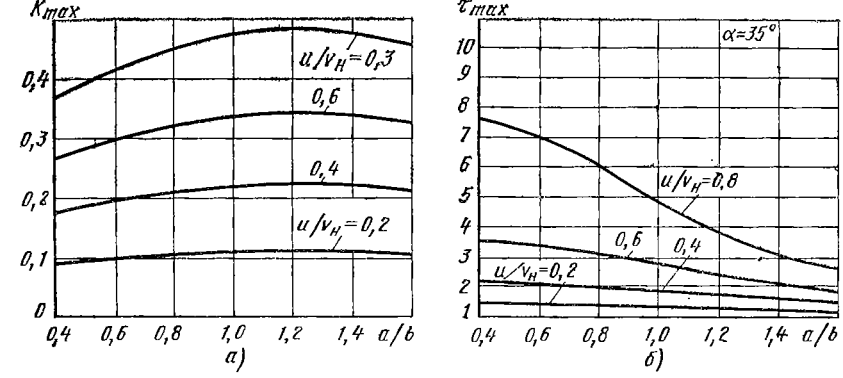


Рис. 163. Зависимость $K_{max} = f(a/b)$ (*а*) и $\tau_{max} = f(a/b)$ (*б*) при $\alpha = 35°$

теплового движения молекул (рис. 163). Чем больше $u/v_н$, тем больше K_{max} (или S_{max}) и τ_{max}.

На рис. 163 представлены зависимости K_{max} и τ_{max} от a/b при $\alpha = 35°$ и $u/v_н = 0,2$; 0,4; 0,6; 0,8, определенные по уравнениям (7.7) и (7.8). Как видно из рисунка, максимальное значение K_{max} соответствует $a/b = 1,0 \ldots 1,4$ и увеличивается с возрастанием окружной скорости; значения τ_{max} увеличиваются с возрастанием $u/v_н$ и уменьшением a/b.

На рис. 164 представлены зависимости $K_{max}/f(\alpha)$ при $a/b = \text{var}$ и $K_{max} = f(a/b)$ при $\alpha = \text{var}$, определенные по уравнению (7.3). Оптимальное значение угла ($\alpha = 35 \ldots 40°$), которому соответствует наибольшее значение K_{max}, обусловлено скоростью движения межлопаточного канала, в результате чего вероятность перехода молекул с одной стороны на другую имеет различные значения. Чем меньше α, тем меньше значение вероятности перехода молекул с противоположных сторон, т. е. по абсолютной величине разность $K_I - K_{II}$ уменьшается. В то же время при увеличении угла ($\alpha > \alpha_{опт}$) взаимодействие молекул газа с поверхностью межлопаточного канала при переходе на противоположные стороны колеса оказывает выравнивающее действие на значения K_I и K_{II} и при $\alpha = \pi/2$ $K_I = K_{II}$.

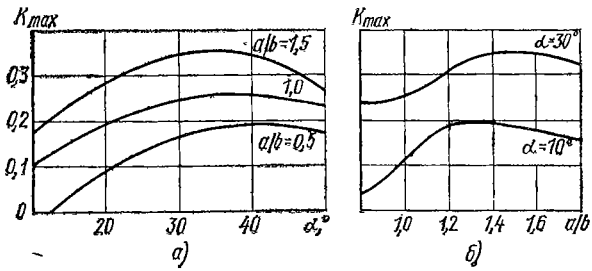


Рис. 164. Зависимость $K_{max} = f(\alpha)$ (*а*) и $K_{max} = f(a/b)$ (*б*) при $u/v_н = 0,6$

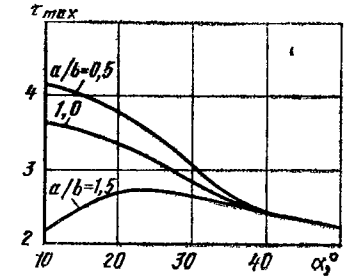


Рис. 165. Зависимость $\tau_{max} f(\alpha)$ при $u/v_н = 0{,}6$

Анализ зависимостей $K_{max} = f(a/b)$ (рис. 164, *б*) позволяет также найти оптимальное соотношение между длиной и шириной канала, обеспечивающее наибольшую разность вероятностей перехода молекул с одной стороны рабочего колеса на другую. Чем уже (длиннее) канал (меньше a/b), тем меньше вероятность перехода молекул через межлопаточные каналы с противоположных сторон, что приводит к уменьшению разности вероятностей. При увеличении a/b снижается взаимодействие молекул с поверхностью межлопаточного канала при переходе, т. е. возрастает число молекул, перешедших через межлопаточный канал без соударений со стенками, что приводит к уменьшению разности $K_I - K_{II}$.

Зависимость максимального отношения давлений $\tau_{max} = f(\alpha)$, определенная по уравнению (7.4), приведена на рис. 165. При увеличении угла α возрастают значения вероятностей перехода с противоположных сторон, что приводит к уменьшению максимального отношения τ_{max} давлений.

Для узких каналов (при уменьшении a/b) усиливающееся взаимодействие молекул газа с поверхностью межлопаточного канала приводит к увеличению отношения давлений при уменьшении α. При больших значениях a/b возрастает число молекул, переходящих через межлопаточный канал без соударений.

Из данных, представленных на рис. 163, *а* и 164, *а*, следует важный для практики конструирования рабочих колес насосов вывод о практической нецелесообразности закрутки лопаток по радиусу. При увеличении относительной скорости $u/v_н$ с 0,2 до 0,8 при $\alpha = 35°$ (см. рис. 163, *а*) оптимальное значение a/b практически не изменилось. Различным значениям a/b (см. рис. 164, *а*) соответствует практически неизменное оптимальное значение угла $\alpha = 35 \ldots 40°$.

Результаты теоретического исследования зависимости вероятности перехода молекул через рабочее колесо по уравнению (7.7) и максимального отношения давлений по уравнению (7.8) показывают, что результирующая вероятность K_{max} перехода молекул достигает максимальных значений при $a/b = 1{,}0 \ldots 1{,}4$ и всех значениях угла α установки лопатки или наклона паза. Максимальное отношение давлений τ_{max} при этих значениях a/b изменяется незначительно.

Откачную характеристику рабочего колеса и ее основные параметры (максимальная быстрота откачки и создаваемое максимальное отношение давлений) определяют при неизменном отношении окружной скорости к наиболее вероятной скорости тепло-

вого движения молекул газа и выбранной геометрии межлопаточных каналов или пазов.

Выбор угла α наклона паза или установки лопаток и отношения a/b ширины межлопаточного канала к его длине при определенных значениях $u/v_н$ определяется требованиями, которые предъявляют к рабочему колесу насоса.

Первые со стороны всасывания рабочие колеса насоса должны создавать максимально возможную быстроту откачки, так как определяют быстроту действия насоса в целом. В то же время последующие рабочие колеса должны обеспечивать повышенное отношение давлений, чтобы общее заданное отношение давлений насоса осуществлялось в возможно меньшем числе рабочих колес.

Из приведенного анализа следует:

1) для обеспечения высокой вероятности перехода молекул через рабочее колесо, а следовательно, повышенной быстроты откачивания при сохранении приемлемых значений максимального отношения давлений необходимо выбирать угол α наклона паза или установки лопатки в пределах 35 ... 40° при $a/b =$ $= 1{,}0 \ldots 1{,}4$;

2) для достижения повышенных значений τ_{max} при обеспечении достаточно высоких значений K_{max} необходимо выбирать угол α в пределах 10 ... 20° при значениях $a/b = 0{,}6 \ldots 0{,}8$;

3) для увеличения быстроты откачки рабочего колеса и отношения давлений необходимо повышать его частоту вращения;

4) для улучшения откачной характеристики рабочего колеса практически нецелесообразно осуществлять закрутку лопаток по радиусу.

Полученные на основании теоретического анализа рекомендации по выбору геометрии межлопаточных каналов важны при формировании пакета рабочих колес насоса. Применение в пакете рабочих колес с малыми значениями α и a/b оправдано при малом потоке выделения газов с внутренней поверхности деталей ротора и корпуса насоса. При большом потоке выделения газов с большой молекулярной массой для всего пакета рабочих колес может оказаться целесообразным применение колес с открытыми межлопаточными каналами.

На рис. 166 приведены зависимости результирующей вероятности K_{max} перехода молекул через рабочее колесо и максимального отношения τ_{max} давлений от отношения окружной скорости колеса к наиболее вероятной скорости теплового движения молекул, определенные соответственно по уравнениям (7.7) и (7.8). При увеличении $u/v_н$ значение τ_{max} увеличивается по экспоненциальному закону, а изменение результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо близко к линейному закону (в интервале отношения скоростей от 0 до 0,8 отклонение от него не превышает 9 %).

Вследствие этого с достаточной степенью точности можно представить зависимость результирующей вероятности K_{max} перехода

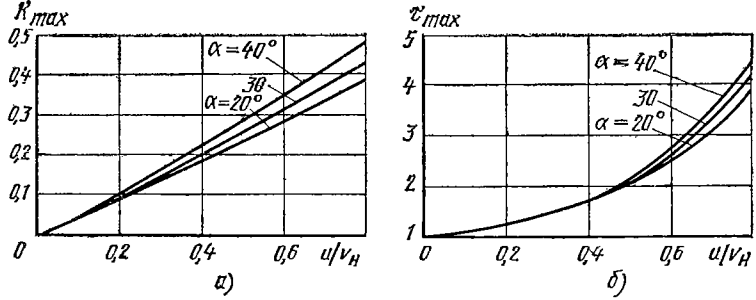


Рис. 166. Зависимость $K_{max} = f(u/v_н)$ (*а*) и $\tau_{max} = f(u/v_н)$ (*б*) при $a/b = 1{,}0$

молекул газа через рабочее колесо от относительной окружной скорости $u/v_н$ для определенных значений углов α наклона паза или установки лопаток и значений a/b в виде

$$K_{max} = Au/v_н,$$

где A — коэффициент, зависящий от α и a/b.

Таким образом, при откачивании рабочим колесом газов с различной молекулярной массой при $u_{ср}/v_н \leqslant 0{,}8$ значение максимальной быстроты откачки, определяемое уравнением (7.7), практически не изменяется.

Рабочая быстрота действия S насоса при отношении давлений $\tau \neq 1{,}0$ с уменьшением молекулярной массы откачиваемого газа немного увеличивается.

При работе на газах с различной молекулярной массой рабочая быстрота действия насоса может меняться в зависимости от скорости теплового движения молекул откачиваемого газа, влияющей на сопротивление участка от входного сечения всасывающего патрубка до первого рабочего колеса со стороны всасывания. На быстроту действия насоса влияет также проводимость кольцевого зазора, через который перетекает откачиваемый газ; поток газа возрастает при уменьшении молекулярной массы газа.

Снижение отношения давлений, создаваемых насосом, тем значительней, чем меньше молекулярная масса откачиваемого газа. Так, отношение давлений большинства конструкций насоса по водороду составляет $10^3 \ldots 10^4$, по азоту $10^8 \ldots 10^9$, а по тяжелым газам ($M = 50 \ldots 100$) — $10^{12} \ldots 10^{15}$ [18]. Эта особенность насоса обусловливает характер спектра остаточных газов в откачиваемых вакуумных системах: основные составляющие спектра — легкие газы, главным образом водород; массовые числа больше 44 отсутствуют.

Уменьшение температуры откачиваемого газа незначительно влияет на рабочую быстроту действия насоса и существенно увеличивает создаваемые им отношения давлений,

При охлаждении тракта откачки насоса до температуры жидкого азота удается увеличить создаваемое отношение давлений, особенно по легким газам, в 10^2 ... 10^3, тем самым снизить предельное остаточное давление.

7.5. РАСЧЕТ РАБОЧИХ КОЛЕС НАСОСА

Расчет рабочего колеса насоса состоит в определении конечного и начального диаметров лопаток или высоты пазов при выбранной геометрии межлопаточных каналов, числа лопаток или пазов, ширины рабочего колеса, при которых с минимальным наружным диаметром обеспечивается заданная быстрота откачки.

Определение основных размеров колеса основано на обеспечении допустимого напряжения в корневом сечении лопаток.

Максимальная быстрота откачки S_{max} рабочего колеса и максимальное отношение τ_{max} давлений определяются рядом факторов: τ_{max} зависит от угла α установки лопаток или наклона паза, параметра a/b, характеризующего тип структуры, и отношения $u/v_н$ окружной скорости колеса к наиболее вероятной скорости теплового движения молекул; S_{max} зависит от произведения FK_{max}, определяемого перечисленными факторами, а также торцовой площадью межлопаточных каналов рабочего колеса.

Оптимальные значения α и a/b выбирают из условия обеспечения максимальной результирующей вероятности перехода молекул газа через рабочее колесо или достижения максимально возможного отношения давлений в соответствии с требованиями, предъявляемыми к колесу.

Торцовая площадь межлопаточных каналов или пазов, определяемая исходя из условия обеспечения заданной быстроты откачки, зависит от ширины a межлопаточного канала или паза, наружного D_2, начального D_1 диаметров и числа межлопаточных каналов или пазов.

Лопаточные колеса по сравнению с дисковыми при одинаковых наружных диаметрах обеспечивают большую быстроту откачки вследствие большой относительной площади межлопаточных каналов. Как показали теоретические исследования, увеличение быстроты откачки неодинаково при различных значениях наружного диаметра D_2. При $S = 50 \ldots 200$ дм³/с увеличение быстроты откачки не превышает 20 %. В насосе с быстротой действия $S = 400 \ldots 500$ дм³/с применение лопаточных колес по сравнению с дисковыми колесами снижает наружный диаметр примерно на 10 ... 12 %.

Дисковое колесо. В насосе с быстротой действия до 400 ... 500 дм³/с рабочие колеса целесообразнее выполнять в виде дисков с радиальными пазами (рис. 167). Такая конструкция колеса обеспечивает необходимую суммарную торцовую площадь пазов для заданной быстроты откачки при сравнительно небольшом наружном диаметре D_2, а также отличается технологичностью и простотой изготовления.

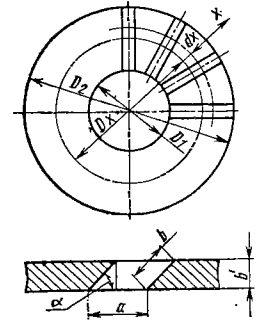


Рис. 167. Схема дискового рабочего колеса

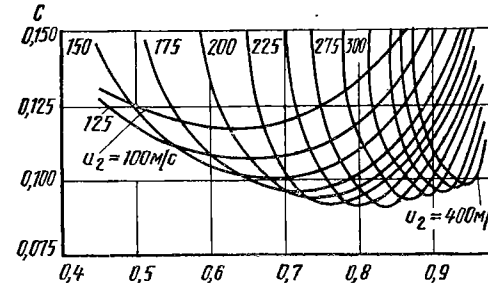


Рис. 168. Зависимость $C = f(\lambda)$

Суммарная торцовая площадь пазов дискового рабочего колеса

$$F = \frac{\pi D_2^2}{4} \frac{48\lambda - 4(1-\lambda^3) BD_2^2}{24 - 3(1-\lambda^2) BD_2^2} (1-\lambda), \qquad (7.11)$$

где BD_2^2 — комплекс постоянных величин, $BD_2^2 = u_2^2 4\rho k/\sigma_{0,2}$ (ρ — плотность материала колеса, кг/м^3; k — коэффициент запаса текучести; $\sigma_{0,2}$ — предел текучести, МПа); λ — отношение начального диаметра пазов к наружному, $\lambda = D_1/D_2$.

Число пазов

$$z = \frac{\pi D_2}{a} \frac{24\lambda - 2(1-\lambda^3) BD_2^2}{24 - 3(1-\lambda^2) BD_2^2}, \qquad (7.12)$$

где a — ширина паза, м.

Результирующая вероятность K_{max} перехода молекул изменяется по высоте паза пропорционально изменению окружной скорости.

Среднее значение результирующей вероятности перехода молекул через дисковое рабочее колесо на среднем по высоте паза радиусе

$$K_{max\,ср} = A \frac{u_2}{v_н} \frac{1+\lambda}{2}, \qquad (7.13)$$

где $A = f(\alpha, a/b)$.

Подставив в уравнение (7.2) значения $K_{max\,ср}$ и F из уравнений (7.11) и (7.13), получим зависимость для определения наружного диаметра дискового рабочего колеса

$$D_2 = \sqrt{\frac{S_{max}}{36{,}4\,(\pi/8)\,A\,(1/v_н)\sqrt{T/M}}}\,C,$$

где

$$C = \sqrt{\frac{24 - 3(1-\lambda^2) BD_2^2}{u_2 (1-\lambda^2)[48\lambda - 4(1-\lambda^3) BD_2^2]}}.$$

На рис. 168 показана зависимость C при различных значениях u_2 для рабочих колес из алюминиевого сплава Д16 ($\sigma_{0,2} = 2{,}74 \cdot 10^2$ МПа, $\rho = 2700$ кг/м^3). Принят коэффициент запаса текучести $k = 5$. Несколько большее значение k, по сравнению с рекомендуемым значением коэффициента запаса прочности в корневом сечении лопаток газовых турбин авиационных двига-

телей ($k = 2{,}2 \ldots 2{,}5$) [13], объясняется значительными изгибающими усилиями в корневом сечении при возможном возникновении вибрации лопаток.

Снижение коэффициента запаса прочности с $k = 5$ до $k = 2$, как показывают расчеты, увеличивает окружную скорость рабочего колеса на 55 ... 60 % при увеличении максимальной быстроты откачки на 40 ... 60 %, а максимального отношения давлений в 1,2 раза для газа с $M = 2$ и в 1,4 ... 1,5 раза для газа с $M = 28$.

В связи с постоянным увеличением частоты вращения роторов все более важным этапом при изготовлении насосов становится динамическая балансировка роторов. В практике проектирования отечественных турбонасосов допустимый дисбаланс (г·см) определяют по формуле [12]

$$D_{\text{доп}} = 0{,}107m/n,$$

где m — масса ротора, г; n — частота вращения ротора, $с^{-1}$.

При выборе подшипников для насоса как с консистентным, так и с масляным смазочным материалом следует стремиться к тому, чтобы произведение диаметра подшипника d (мм) на частоту вращения ротора n ($с^{-1}$) была меньше предельного значения [18]:

$$k_{\text{в}} = dn \leqslant 13\,000 \text{ мм}\cdot с^{-1}.$$

Каждой окружной скорости u_2 соответствует оптимальное λ, при котором комплекс C принимает минимальное значение и, следовательно, заданной максимальной быстроте откачки $S_{\max}$ соответствует минимальный наружный диаметр рабочего колеса D_2. Минимальному значению комплекса $C = 0{,}09$ при оптимальном $\lambda \approx 0{,}82$ соответствует $u_2 = 275$ м/с. При больших значениях окружных скоростях увеличивается минимальное значение комплекса, а следовательно, и наружный диаметр D_2 рабочего колеса, рассчитанный на заданную быстроту откачки.

Таким образом, для получения минимального наружного диаметра дискового рабочего колеса из алюминиевого сплава при обеспечении им заданной быстроты откачки и необходимой прочности следует принимать $u_2 = 250 \ldots 300$ м/с, а $\lambda = 0{,}8 \ldots 0{,}84$.

Для получения больших перепадов давлений при меньшем числе рабочих колес в насосе целесообразно принимать большие значения окружных скоростей u_2 и соответствующие им значения $\lambda_{\text{опт}}$ (см. рис. 168).

При использовании материала с большим пределом текучести диаметр рабочего колеса D_2 можно уменьшить. Для рабочих колес из высокопрочных сплавов, например ВТ-14 ($\sigma_{0,2} = 1{,}095 \cdot 10^3$МПа; $\rho = 4{,}52 \cdot 10^3$ кг/м^3), окружную скорость следует принимать в пределах $u_2 = 400 \ldots 500$ м/с, а $\lambda_{\text{опт}} = 0{,}81 \ldots 0{,}86$.

Зависимости минимальных значений C и соответствующих ей $\lambda_{\text{опт}}$ и u_2 (рис. 169) получены для рабочих колес из материалов

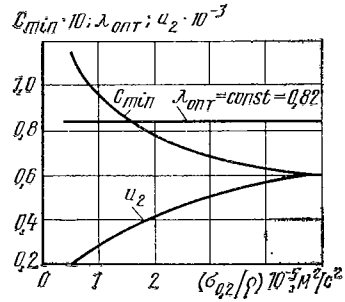


Рис. 169. Зависимость C_{min}, $\lambda_{опт}$, u_2 от $\sigma_{0,2}/\rho$

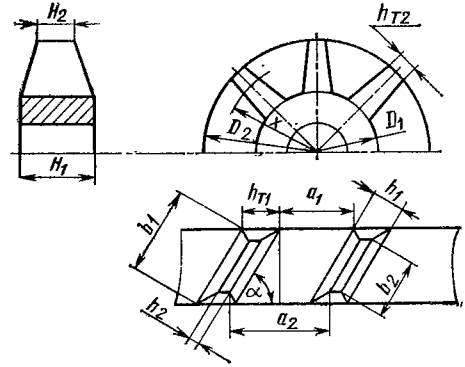


Рис. 170. Схема колеса с лопатками переменной толщины и ширины

с различными прочностными характеристиками ($\sigma_{0,2}/\rho$). В диапазоне изменения $\sigma_{0,2}/\rho$ от $0{,}5\cdot10^5$ до $5{,}0\cdot10^5$ м^2/с^2($\sigma_{0,2}$, Па) значение $\lambda_{опт}$ постоянно и равно 0,82.

Методика определения основных размеров дискового рабочего колеса насоса состоит в следующем. Используя графическую зависимость (рис. 169) по отношению $\sigma_{0,2}/\rho$ для выбранного материала колеса определяют $\lambda_{опт}$ и соответствующую окружную скорость u_2. Далее задаются углом α и отношением a/b. Из уравнения (7.11) определяют комплекс $4F/\pi D_2^2$. Среднее значение результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо находят по табл. 7.1 или определяют по формулам (7.3) или (7.7) с учетом выражения (7.13).

С учетом заданной быстроты действия проектируемого вакуумного насоса $S = (0{,}95 \ldots 0{,}9)\,S_{max}$ по уравнению (7.2) определяют суммарную торцовую площадь F пазов. По найденным значениям F и комплекса $4F/\pi D_2^2$ вычисляют наружный диаметр рабочего колеса D_2, а затем по $\lambda_{опт}$ начальный диаметр D_1 пазов.

Задаваясь шириной b' дискового колеса (обычно $b' = 2{,}0 \ldots 3{,}0$ мм), определяют ширину паза из условия обеспечения выбранной геометрической структуры (см. рис. 167):

$$a = \frac{(a/b)\,b'}{\sin\alpha}.$$

Число пазов колеса определяют по уравнению (7.12).

Предложенная методика определения основных размеров дискового рабочего колеса для улучшения технологии изготовления пазов предполагает корректирование полученных значений. Если расчетная толщина лопатки в корневом сечении получается менее 1 мм (что усложняет технологию изготовления), необходимо повторно рассчитать основные размеры колеса, задавшись отношением $\lambda < \lambda_{опт}$. Повторный расчет дает немного большую толщину лопатки в корневом сечении.

При корректировании можно также задаваться необходимой по конструктивным соображениям толщиной лопатки в корневом сечении.

Лопаточное колесо. В турбомолекулярных вакуумных насосах с быстротой действия более 400 дм^3/с обычно применяют лопаточные колеса, так как использование рабочих колес с радиальными пазами приводит к увеличению радиального размера насоса и усложнению технологии изготовления, а также ограничивает быстроту действия насоса.

Лопаточные рабочие колеса по сравнению с дисковыми имеют более высокий коэффициент использования торцовой поверхности для переноса молекул откачиваемого газа через межлопаточные каналы.

Основные размеры лопаточного колеса насоса [начальный диаметр D_1 у основания лопаток, наружный диаметр D_2, отношение $\lambda = D_1/D_2$, число межлопаточных каналов или лопаток z, толщина H_1 колеса у корня лопатки и H_2 на периферии, длина b_1 и b_2 лопаток в этих сечениях (рис. 170)], характеризующие геометрию рабочего колеса, определяют исходя из условий обеспечения необходимой структуры межлопаточного канала колеса и допустимого напряжения на разрыв в корневом сечении лопатки

$$\sigma = \frac{P_{\text{ц}}}{H_1 h_1 / \sin\alpha},$$

где H_1 и h_1 — толщина соответственно лопатки и колеса на начальном диаметре.

Центробежная сила, возникающая в лопатке при вращении колеса,

$$P_{\text{ц}} = \frac{\rho u_2^2}{\sin\alpha} \frac{H_1 h_1}{(1-\lambda^2)} \left\{ \frac{1-\lambda^4}{4} (\theta - 1)(\psi - 1) + \frac{1-\lambda^3}{3} \left[(\theta - 1) \times \right.\right.$$

$$\left.\left. \times (1 - \lambda\psi) + (\psi - 1)(1 - \lambda\theta) + \frac{1-\lambda^2}{2} (1 - \theta\lambda)(1 - \lambda\psi) \right] \right\}.$$

При изменении толщины и длины лопатки по линейному закону (общий случай) порядок определения основных размеров лопаточного колеса насоса следующий.

Задаваясь соотношениями диаметров обычно в пределах $\lambda = 0{,}5 \ldots 0{,}65$, толщины лопаток $\psi = 0{,}3 \ldots 1$ и колеса $\theta = H_2/H_1 = 1 \ldots 1{,}3$, определяют допускаемую окружную скорость u_2 рабочего колеса на конце лопатки, материал которой имеет определенные предел текучести $\sigma_{0,2}$ и плотность ρ при коэффициенте k запаса текучести:

$$u_2 = \sqrt{\frac{\sigma_{0,2}}{\rho k} \frac{(1-\lambda)^2}{\frac{1-\lambda^4}{4}(\theta-1)(\psi-1) + \frac{1-\lambda^3}{3}[(\theta-1)(1-\lambda\psi) + (\psi-1)(1-\lambda\theta)] + \frac{1-\lambda^2}{2}(1-\lambda\psi)(1-\lambda\theta)}}. \quad (7.14)$$

Толщину h_1 лопатки принимают равной 1 ... 3 мм; толщину колеса H_1, м, определяют по эмпирической формуле $H_1 = (S_н + 2)\,10^{-3}$, где $S_н$ — рабочая быстрота действия насоса, м³/с.

По заданной быстроте действия проектируемого вакуумного насоса $S = (0{,}9 \ldots 0{,}95)\,S_{max}$ определяют

$$D_2 = \sqrt{\frac{S_{max}}{18{,}2\pi\sqrt{\frac{T}{M}}\left(\frac{a_1}{b_1}+\frac{h_1}{H_1}\frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda}\right)\int\limits_{\lambda}^{1}\bar{x}K_{\bar{x}}\,d\bar{x}-\lambda\frac{h_1}{H_1}\frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda}\int\limits_{\lambda}^{1}K_{\bar{x}}\,d\bar{x}}\cdot\frac{a_1/b_1+h_1/H_1}{}}, \tag{7.15}$$

где S_{max} — максимальная быстрота откачки насоса, м³/с; a_1/b_1 — соотношение ширины межлопаточного канала и длины лопатки у корневого сечения, обычно $a_1/b_1 = 0{,}7 \ldots 1{,}1$; $\bar{x}$ — относительный текущий радиус колеса, $\bar{x} = x/R$; $K_{\bar{x}}$ — результирующая вероятность перехода молекул газа через межлопаточный канал, имеющий геометрические параметры и скорость движения, соответствующие сечению на радиусе $\bar{x}$, $K_{\bar{x}}$, определяют по табл. 7.1 или по уравнениям (7.3) или (7.7).

Для определения $K_{\bar{x}}$ вычисляют

$$a_{\bar{x}} = \frac{H_1}{\sin\alpha}\left[\frac{\bar{x}}{\lambda}\,\frac{a_1}{b_1}+\frac{h_1}{H_1}\,\frac{(1-\lambda\psi)(\bar{x}-\lambda)}{\lambda(1-\lambda)}\right], \tag{7.16}$$

$$\left(\frac{a}{b}\right)_{\bar{x}} = \frac{1-\lambda}{\bar{x}(\theta-1)+(1-\theta\lambda)}\left[\frac{\bar{x}}{\lambda}\,\frac{a_1}{b_1}+\frac{h_1}{H_1}\,\frac{(1-\lambda\psi)(\bar{x}-\lambda)}{\lambda(1-\lambda)}\right]. \tag{7.17}$$

Отношение окружной скорости колеса в сечении радиуса $\bar{x}$ к наиболее вероятной скорости теплового движения молекул газа

$$c_{\bar{x}} = u_2\bar{x}/v_н.$$

Для обеспечения максимальной быстроты откачки угол наклона лопатки задают в пределах $\alpha = 35° \ldots 40°$.

На периферии толщина лопаток $h_2 = \psi h_1$ и колеса $H_2 = \theta H_1$. Число лопаток колеса

$$z = \frac{\pi D_2}{H_1}\,\frac{\lambda\sin\alpha}{a_1/b_1+h_1/H_1}. \tag{7.18}$$

Максимальное отношение давлений, создаваемое рабочим колесом,

$$\tau_{max} = \frac{\left(\frac{a_1}{b_1}+\frac{h_1}{H_1}\,\frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda}\right)\int\limits_{\lambda}^{1}\bar{x}K_{I\bar{x}}\,d\bar{x}-\lambda\,\frac{h_1}{H_1}\,\frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda}\int\limits_{\lambda}^{1}K_{I\bar{x}}\,d\bar{x}}{\left(\frac{a_1}{b_1}+\frac{h_1}{H_1}\,\frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda}\right)\int\limits_{\lambda}^{1}\bar{x}K_{II\bar{x}}\,d\bar{x}-\lambda\,\frac{h_1}{H_1}\,\frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda}\int\limits_{\lambda}^{1}K_{II\bar{x}}\,d\bar{x}}, \tag{7.19}$$

где $K_{I\bar{x}}$ и $K_{II\,\bar{x}}$ — вероятности перехода молекул через межлопаточный канал, соответствующий сечению на радиусе $\bar{x}$, со стороны пониженного давления на сторону повышенного давления и обратно.

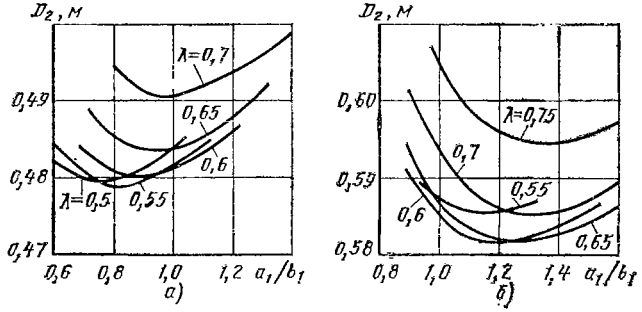


Рис. 171. Зависимость D_2 от отношения a_1/b_1:
$а$ — $\psi = 0{,}33$; $\theta = 1$; $б$ — $\psi = 1$, $\theta = 1$

В прикидочных расчетах максимальную быстроту откачки и максимальное отношение давлений приближенно определяют по параметрам межлопаточного канала на среднем радиусе. В этом случае

$$c_{ср} = \frac{1+\lambda}{2} c_2;$$

$$\left(\frac{a}{b}\right)_{ср} = \frac{(a_1/b_1)\,(1+\lambda) + (h_1/H_1)\,(1+\lambda\psi)}{\lambda\,(1+\theta)};$$

$$S_{max} = 36{,}4 K_{max\,ср} F \sqrt{T/M},$$

где F — суммарная торцовая площадь межлопаточных каналов; $K_{max\,ср} = K_{\bar{x}\,ср}$ при $\bar{x}_{ср} = (1+\lambda)/2 = R_{ср}/R_1$.

Оптимизация рабочего колеса, обеспечивающая его минимальный диаметр D_2 при неизменном S_{max}, достигается в результате исследования совместного влияния параметров λ, a_1/b_1, ψ, θ на диаметр D_2. Оптимальные значения λ и a_1/b_1 в зависимости от параметров ψ и θ лежат в диапазоне соответственно 0,5 ... 0,7 и 0,8 ... 1,2 (рис. 171).

После определения всех геометрических параметров рабочего колеса уточняют значения максимальной быстроты откачки по уравнению

$$S_{max} = \frac{18{,}2\pi D_2^2 \sqrt{T/M}}{a_1/b_1 + h_1/H_1} \left[\left(\frac{a_1}{b_1} + \frac{h_1}{H_1} \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \right) \times \right.$$

$$\left. \times \int_{\lambda}^{1} \bar{x} K_{\bar{x}}\, d\bar{x} - \lambda \frac{h_1}{H_1} \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \int_{\lambda}^{1} K_{\bar{x}} d_{\bar{x}} \right] \qquad (7.20)$$

и максимального отношения давлений по уравнению (7.19).

При определении D_2, τ_{max}, S_{max} необходимо вычислять интегралы

$$\int_{\bar{\lambda}}^{1} \bar{x} K_{\bar{x}}\, d\bar{x}; \quad \int_{\bar{\lambda}}^{1} K_{\bar{x}}\, d\bar{x}; \quad \int_{\bar{\lambda}}^{1} \bar{x} K_{I\bar{x}}\, d\bar{x};$$

$$\int_{\bar{\lambda}}^{1} \bar{x} K_{II\bar{x}}\, d\bar{x}; \quad \int_{\bar{\lambda}}^{1} K_{I\bar{x}}\, d\bar{x}; \quad \int_{\bar{\lambda}}^{1} \bar{x} K_{II\bar{x}}\, d\bar{x},$$

которые для упрощения расчетов можно заменить суммами

$$\int_{\bar{\lambda}}^{1} \bar{x} K_{\bar{x}}\, d\bar{x} \approx \sum_{i=1}^{i=m} (\bar{x}_{i-1} + \bar{x}_i)(K_{\bar{x},\, i-1} + K_{\bar{x}i}) \frac{1-\lambda}{4m};$$

$$\int_{\bar{\lambda}}^{1} K_{\bar{x}}\, d\bar{x} \approx \sum_{i=1}^{i=m} (K_{\bar{x},\, i-1} + K_{\bar{x}i}) \frac{1-\lambda}{2m},$$

где m — число участков, на которые разбивается область интегрирования; $\bar{x}_i$ — радиус i-го участка.

В общем случае в рабочих колесах насоса могут быть применены лопатки трех типов: с линейно уменьшающимися по радиусу шириной и толщиной (рис. 172, *а*); с увеличивающейся к периферии колеса шириной для обеспечения постоянной эффективности межлопаточного канала по радиусу, т. е. неизменности отношения a/b (рис. 172, *б*); с постоянной шириной (рис. 172, *в*).

Оптимальным с точки зрения обеспечения заданных параметров рабочего откачивания (S или τ) является колесо с неизменной геометрией межлопаточного канала. Однако колесо такой конструкции увеличивает осевой размер проточной части и насоса в целом. Возможное некоторое увеличение окружной скорости u_2 при уменьшении центробежной силы и обеспечения одинакового запаса прочности в случае применения лопаток с линейно изменяющейся толщиной и шириной не всегда (в зависимости от размеров рабочего колеса) может компенсировать изменение S или τ вследствие увеличения a/b по радиусу.

Наибольшее распространение получили рабочие колеса постоянной толщины с лопатками постоянной толщины. Их рассчитывают по формулам (7.14) ... (7.20) при $\psi = 1$ и $\theta = 1$.

Как показывает практика конструирования и испытания рабочих колес насоса, в зависимости от геометрических параметров θ, ψ, h_1/H_1, a_1/b_1, λ, $\lambda_д$ (где $\lambda_д = D_д/D_2$ — отношение внутреннего диаметра диска колеса к его наружному диаметру) предельно допустимое напряжение, обеспечивающее работоспособность колеса, может возникать в корневом сечении от действия центробежной силы, т. е. при $\sigma_л = [\sigma] = \sigma_{0,2}/k$, или на внутреннем диаметре диска колеса под действием тангенциального напряжения, т. е. при $\sigma_{\tau\, max} = [\sigma]_д = \sigma_{0,2}/k_д$ (где $k_д$ — коэффициент запаса текучести для материала диска колеса) [15].

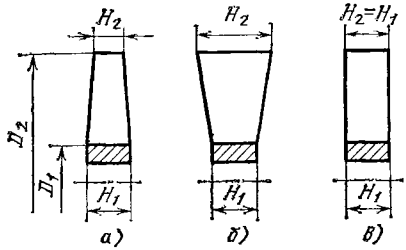


Рис. 172. Конструктивные формы лопаток рабочих колес

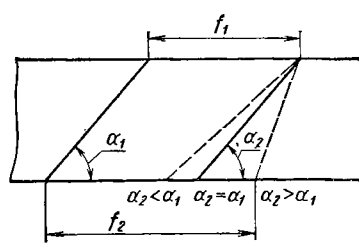


Рис. 173. Схема межлопаточного канала с непараллельными стенками

Тангенциальное напряжение в диске колеса

$$\sigma_{\tau\,\max} = \frac{\rho u_2^2}{(1-\lambda)^2} X \left\{ \lambda^2 \left[\frac{2h_1/H_1}{(a_1/b_1 + h_1/H_1)(\lambda^2 - \lambda_д^2)} + \right.\right.$$

$$\left.\left. + \frac{(3+\mu)(1-\lambda)^2}{4X} + \lambda_д^2 \frac{(1-\mu)(1-\lambda)^2}{4X} \right] \right\}, \qquad (7.21)$$

где $X = \frac{1-\lambda^4}{4}(\theta-1)(\psi-1) + \frac{1-\lambda^3}{3}[(\theta-1)(1-\lambda\psi) +$

$+ (\psi-1)(1-\lambda\theta)] + \frac{1-\lambda^2}{2}(1-\theta\lambda)(1-\psi\lambda);$

μ — коэффициент Пуассона для алюминиевых и титановых сплавов [9], $\mu \approx 0{,}3$.

Следовательно, окружная скорость u_2 на периферии рабочего колеса будет ограничиваться $\sigma_л$ или $\sigma_{\tau\,\max}$.

Если $\sigma_л = [\sigma] = \sigma_{0,2}/k$ и $\sigma_{\tau\,\max} < [\sigma]_д = \sigma_{0,2}/k_д$, то u_2 определяют по уравнению (7.14).

Если $\sigma_{\tau\,\max} = [\sigma]_д = \sigma_{0,2}/k_д$, а $\sigma_л < [\sigma] = \sigma_{0,2}/k$, то из этого уравнения с учетом уравнения (7.21) получаем

$$u_2 = \sqrt{\frac{\sigma_{0,2}(1-\lambda)^2}{\rho k_д X Y}}, \qquad (7.22)$$

где $$Y = \lambda^2 \left[\frac{2h_1/H_1}{(a_1/b_1 + h_1/H_1)(\lambda^2 - \lambda_д^2)} + \frac{(3+\mu)(1-\lambda)^2}{3X} \right] +$$

$$+ \lambda_д \frac{(1-\mu)(1-\lambda)^2}{4X}.$$

Таким образом, если $\sigma_{\tau\,\max} k_д > \sigma k$, то u_2 определяют по формуле (7.22), а если $\sigma_{\tau\,\max} k_д < \sigma k$, то по формуле (7.14).

В общем виде

$$u_2 = \sqrt{\frac{\sigma_{0,2}(1-\lambda)^2}{\rho X X_1}},$$

где

$$X_1 = \begin{cases} k & \text{при } Y < k/k_д; \\ k_д & \text{при } Y \geqslant k/k_д. \end{cases}$$

Равенство $Y = k/k_д$ выражает условие, когда в корневом сечении лопатки и на внутреннем диаметре диска колеса допустимые напряжения одинаковы, т. е. $\sigma_{0,2}k = \sigma_{\tau\,max}k_д$.

Если $\theta = \psi = 1{,}0$, то

$$X = \frac{1-\lambda^2}{2}(1-\lambda)^2;$$

$$\sigma_л = \frac{\rho u_2^2}{2}(1-\lambda^2)\,Y;\ u_2 = \sqrt{\frac{2\sigma_{0,2}}{\rho(1-\lambda^2)X}};$$

$$Y = \lambda^3\left[\frac{2h_1/H_1}{(a_1/b_1 + h_1/H_1)(\lambda^2-\lambda_д^2)} + \frac{3+\mu}{2(1-\lambda^2)}\right] + \lambda_д^2\frac{1-\mu}{2(1-\lambda^2)},$$

где

$$X_1 = \begin{cases} k & \text{при } Y < k/k_д; \\ k_д & \text{при } Y \geqslant k/k_д. \end{cases}$$

Теоретически и экспериментально исследована возможность улучшения откачной характеристики колеса насоса при применении межлопаточных каналов с непараллельными стенками (дисковые колеса) или с каналами, образованными лопатками, которые установлены под разными углами α (лопаточные колеса) (рис. 173).

В диапазоне относительных скоростей $u/v_н = 0{,}2 \ldots 1{,}2$ максимальная быстрота откачки и максимальное отношение давлений для отдельного канала с плоскими непараллельными (сужающимися) стенками могут быть увеличены на 50 % по сравнению с их значениями для межлопаточного канала с параллельными стенками. Однако вследствие того, что таких каналов на рабочем колесе определенного наружного диаметра удается разместить меньше, то максимально возможное увеличение быстроты откачки колеса не превышает 10 %.

Практически 100 %-ное повышение эффективности рабочих колес возможно при вращении статорных колес в сторону, противоположную направлению вращения роторных колес. В этом случае результирующая вероятность перехода молекул газа через межлопаточные каналы колес определяется соответственно по уравнениям (7.3) и (7.5) или по табл. 7.1 по скорости их относительного движения.

7.6. РАСЧЕТ ОТКАЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Откачная характеристика турбомолекулярного вакуумного насоса определяется предельным остаточным давлением, рабочей быстротой действия и форвакуумным давлением.

Предельное остаточное давление, создаваемое насосом при молекулярном режиме течения газа на стороне нагнетания, зависит от числа ступеней, потоков газовыделения с внутренней поверхности корпуса и деталей ротора, расположенных в полости всасывания, быстроты действия насоса, а также степени герметичности рабочей полости насоса.

Рабочая быстрота действия насоса зависит от геометрии межлопаточных каналов или пазов колес и согласованности их характеристик.

Конструктивное выполнение турбомолекулярных вакуумных насосов обеспечивает сравнительно высокую герметичность рабочей полости, поэтому предельное остаточное давление прежде всего зависит от потоков газовыделения с внутренней поверхности корпуса, участка вала, расположенного в полости всасывания, а также с торцовых поверхностей рабочих колес, обращенных к полости всасывания. В настоящее время корпуса насосов, как правило, изготовляют из хромоникелевой коррозионно-стойкой стали 12Х18Н10Т, а рабочие колеса — из алюминиевых или титановых сплавов.

Исследование газовыделения хромоникелевых коррозионностойких сталей показало, что потоки газовыделения и состав выделяемых газов зависят от качества обработанной поверхности, температуры прогрева ее в высоком вакууме, а также наличия окисных пленок.

Средний удельный поток газовыделения для коррозионностойкой стали с тщательно очищенной поверхностью после прогрева в высоком вакууме составляет $3 \cdot 10^{-8} \ldots 3 \cdot 10^{-10}$ Па·м³/(с·м²). Потоки газовыделения с поверхности алюминиевых и титановых сплавов зависят также от химического состава, структуры, температуры и времени обезгаживания поверхности окисных пленок. Средний удельный поток газовыделения с поверхности алюминиевых и титановых сплавов после прогрева в высоком вакууме составляет $(2 \ldots 5)\ 10^{-7}$ Па·м³/(с·м²).

Предельное остаточное давление (Па), создаваемое насосом без учета натекания газа при возможной малой негерметичности,

$$p_{\text{пр}} = \sum F_i q_i / S, \tag{7.23}$$

где F_i — участок поверхности газовыделения, м²; q_i — удельный поток газовыделения, Па·м³/(с·м²); S — рабочая быстрота действия насоса, м³/с.

Общее отношение давлений для насоса

$$\tau_{\text{об}} = \frac{p_{\Phi}}{p_{\text{пр}}} = \prod_{i=1}^{n} \tau_i, \tag{7.24}$$

где p_{Φ} — форвакуумное давление; τ_i — рабочее отношение давлений, создаваемое i-м колесом.

Быстрота откачки первого рабочего колеса

$$S_{01} = S_1 + u_1 (\tau_1 - 1),$$

где S_1 — объем газа, откачиваемый первым и всеми последующими рабочими колесами насоса, $S_1 = S_{\text{н}} + Q_{\text{гв. вс}}/p$ ($S_{\text{н}}$ — заданная быстрота действия насоса; u_1 — проводимость кольцевого радиального зазора; $u_1 (\tau_1 - 1)$ — объем газа, перетекающего через радиальный кольцевой зазор, откачиваемый только первым колесом.

Проводимость кольцевого радиального зазора [7]

$$u_i = \frac{8}{3} \sqrt{\frac{RT}{2\pi M}} \frac{ab^2}{l} \Gamma'', \tag{7.25}$$

где R — универсальная газовая постоянная, Дж/(К·моль); T — абсолютная температура газа, К; M — молекулярная масса; a — длина окружности колеса, м; b — радиальный зазор, м; l — ширина колеса, м; Γ'' — коэффициент, зависящий от размеров зазора (рис. 174).

Для азота при 293 К

$$u_i = 314\, ab^2\Gamma''/l.$$

Для i-го рабочего колеса

$$S_{0i} = S_i + u_i\,(\tau_i - 1).$$

Здесь

$$S_i = \frac{S_{i-1}}{\tau_{i-1}} + \frac{Q_{\text{гв. пр } i}}{p_i}, \qquad (7.26)$$

где $Q_{\text{гв. пр } i}$ — поток газовыделения с поверхности между $(i-1)$-м и i-м колесами,

$$Q_{\text{гв. пр } i} = \sum_{j=1}^{j=n} F_{ji} q_{ji}$$

(j — порядковый номер участка поверхности газовыделения перед i-м колесом); p_i — давление всасывания i-го колеса.

Рабочее отношение давлений, создаваемое i-м колесом, с учетом перетекающего газа и газовыделения,

$$\tau_i = \tau_{\text{max д}i} - \frac{S_i}{S_{\text{max } i}}\,(\tau_{\text{max д}i} - 1), \qquad (7.27)$$

где $\tau_{\text{max д}i}$ — максимальное отношение давлений, создаваемое i-м колесом, с учетом перетеканий газа через радиальный зазор,

$$\tau_{\text{max д}i} = \frac{S_{\text{max } i}\tau_{\text{max } i} + u_i\,(\tau_{\text{max } i} - 1)}{S_{\text{max } i} + u_i\,(\tau_{\text{max } i} - 1)}. \qquad (7.28)$$

Определение откачной характеристики насоса основано на согласованности последовательно работающих роторных и статорных колес, характеризуемой уравнением потока $Q = Sp = \text{const}$.

Результаты теоретического исследования влияния геометрии межлопаточных каналов рабочих колес, а также основных параметров на откачную характеристику турбомолекулярного вакуумного насоса показали, что предельное остаточное давление, создаваемое насосом, определяется потоком газовыделения с внутренней поверхности корпуса насоса и деталей ротора, расположенных в полости всасывания (при пренебрежении натеканием газа из окружающей среды и возможно малой негерметичности насоса), рабочей быстротой действия и числом ступеней. Применение в насосе рабочих колес с малыми углами α наклона паза или лопатки в последних ступенях уменьшает предельное остаточное давление только при малом газовыделении по сравнению с быстротой действия. При сравнительно больших потоках газовыделения с целью улучшения откачной характеристики насоса для рабочих колес следует выбирать открытую структуру межлопаточных каналов с углом $\alpha = 35 \ldots 40°$, так как достижение минимального давления в этом случае возможно только за счет

увеличения рабочей быстроты действия насоса.

Критерием для выбора оптимального варианта проточной части насоса при заданных условиях служит минимальный условный объем пакета рабочих колес $V_у = \pi D_2^2 z/4$. При увеличении наружного диаметра D_2 число z колес, необходимое для обеспечения заданного отношения давлений, уменьшается вследствие относительного снижения влияния на быстроту действия и создаваемое отношение давлений газовыделения с внутренних поверхностей насоса и перетеканий через радиальные зазоры. При нарушении молекулярного режима течения газа в проточной части (при смещении рабочей зоны характеристики насоса по условиям эксплуатации в область повышенных давлений) число колес должно быть увеличено. Проточную часть насоса рекомендуется выполнять двух- или трехсекционной, причем в первой секции следует применять рабочие колеса с открытой структурой межлопаточных каналов ($\alpha = 35 \ldots 40°$, $a/b \approx 1{,}3 \ldots 1{,}0$), а в последней — колесо с $\alpha = 20 \ldots 10°$ и $a/b \approx 0{,}9 \ldots 0{,}6$.

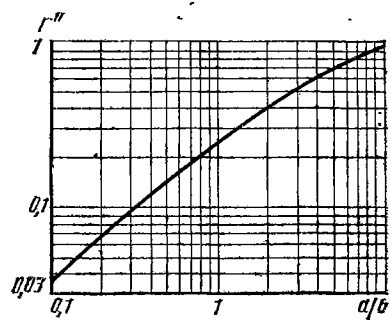


Рис. 174. Зависимость коэффициента Γ'' от отношения a/b для щелевых каналов при молекулярном течении газа

Форвакуумный насос должен обеспечивать молекулярный режим течения газа за последним рабочим колесом на нагнетании ТМН. При этом во всем диапазоне изменения давления всасывания ТМН быстрота действия форвакуумного насоса не должна быть меньше быстроты действия ТМН, приведенной к условиям нагнетания.

Как следует из теоретических и экспериментальных характеристик ТМН, при повышении давления всасывания примерно до $p = 0{,}1 \ldots 1{,}0$ Па в рабочих колесах насоса возникает молекулярно-вязкостный или вязкостный режим течения газа, вследствие чего резко уменьшаются быстрота действия насоса и создаваемое им отношение давлений.

В настоящее время в качестве форвакуумных насосов обычно используют плунжерные масляные насосы, которые при быстроте действия $S = 0$ создают давление в пределах $1 \ldots 10^{-1}$ Па.

Результаты экспериментального исследования влияния форвакуумного давления на предельное остаточное давление, создаваемое ТМН, показали, что предельное давление всасывания, до которого быстрота действия не зависит от p, составляет $10^{-1} \ldots 1{,}0$ Па. Учитывая, что отношение давлений, создаваемое ТМН при работе на этих режимах, равно примерно 10^2, следует считать, что промежуточное давление, т. е. давление нагнетания ТМН и давление всасывания форвакуумного насоса, не должно

превышать 65 ... 130 Па. При этом значении промежуточного давления быстрота действия форвакуумного насоса и быстрота действия ТМН, увеличенная на поток газовыделения в нагнетательной линии, должны быть одинаковыми.

Применение в качестве форвакуумных насосов вакуумных насосов, создающих давление ниже 10^{-1} Па, целесообразно лишь тогда, когда ТМН создает меньшее отношение давлений, чем отношение давления всасывания предполагаемого форвакуумного насоса к предельному давлению, определяемому уравнением (7.23), т. е. тогда, когда отношение давлений, создаваемое ТМН, определится числом ступеней, а не потоком газовыделения с внутренней поверхности корпуса насоса и деталей ротора.

Порядок расчета откачной характеристики ТМН следующий.

1. Выполняют газодинамический и прочностной расчеты рабочих колес и определяют их объемные характеристики и размеры.

2. Определяют суммарный поток газовыделения с внутренней поверхности корпуса и деталей ротора, расположенных в полости всасывания насоса $Q_{\text{гв. вс}}$, а также между рабочими колесами $Q_{\text{гв. пр } i}$.

3. По уравнению (7.23) проверяют предельное остаточное давление.

4. Выбирают форвакуумный насос, обеспечивающий за последним колесом ТМН молекулярный режим течения газа.

5. Определяют число рабочих колес (роторных и статорных), последовательно подсчитывая отношение давлений, создаваемое каждым колесом, начиная с первого, до достижения форвакуумного давления, а также определяют отношение давлений по уравнению (7.24). При этом считают, что полезная быстрота откачки первого рабочего колеса, а следовательно, быстрота действия всего насоса $S_{\text{н}} = 0$, что соответствует минимальному потоку газа. Таким образом, быстрота откачки первого колеса складывается из потока газовыделения на всасывании и потока газа, перетекающего через радиальный зазор, т. е.

$$S_{01} = Q_{\text{гв. вс}}/p_{\text{пр}} + u_1 (\tau_1 - 1).$$

Отношение давлений, создаваемое первым колесом, определяют по формуле (7.27).

Давление перед i-м рабочим колесом

$$p_i = p_{i-1}\tau_{i-1}. \qquad (7.29)$$

6. Задаваясь значениями потока газа в пределах от $Q_{\min \text{ ф}}$ до $S_{\max} p_{\text{ф}}$, определяют расчетные точки откачной характеристики насоса во всем диапазоне давления всасывания.

Определяемый потоком газовыделения минимальный поток газа, приходящийся на форвакуумный насос,

$$Q_{\min \text{ ф}} = Q_{\text{гв. вс}} + \sum_{i=2}^{i=n} Q_{\text{гв. пр } i} + Q_{\text{гв ф}},$$

где $Q_{\text{гв. ф}}$— поток газовыделения в нагнетательной полости ТМН (после последнего рабочего колеса).

По характеристике форвакуумного насоса с учетом $Q_{\Phi} = Q_{\min \Phi}$ уточняют p_{Φ}, а затем $p_{\text{пр}}$.

Отношение давлений на последнем рабочем колесе

$$\tau_{\text{п}} = \frac{\tau_{\max \text{ д. п}} S_{\max \text{ п}}}{S_{\max \text{ п}} + (S_{\text{п+1}} - Q_{\text{гв. ф}}/p_{\text{п+1}})(\tau_{\max \text{ д. п}} - 1)},$$

где $S_{\text{п+1}} = Q_{\min \Phi}/p_{\text{п+1}}$; $p_{\text{п+1}} = p_{\Phi}$.

Для i-го колеса

$$\tau_i = \frac{\tau_{\max \text{ д}i} S_{\max i}}{S_{\max i} + (S_{i+1} - Q_{\text{гв. пр } i+1}/p_{i+1})(\tau_{\max \text{ д}i} - 1)}. \qquad (7.30)$$

По значению $\tau_{\text{п}}$ определяют быстроту действия последнего колеса

$$S_{\text{п}} = (S_{\text{п+1}} - Q_{\text{гв. ф}}/p_{\text{п+1}})\tau_{\text{п}}.$$

Давление перед последним колесом $p_{\text{п}} = p_{\Phi}/\tau_{\text{п}}$.

Далее в той же последовательности определяют τ_i, S_i, p_i для всех колес до первого. Таким образом, определяют истинное значение $p_{\text{пр}}$.

Часто требуется определять откачную характеристику по рабочему давлению всасывания $p_{\text{р}}$, соответствующему заданной быстроте действия $S_{\text{н}}$. В этом случае при определении числа ступеней быстроту откачки первого рабочего колеса определяют с учетом заданной быстроты действия насоса, т. е. по формуле

$$S_{01} = S_{\text{н}} + Q_{\text{гв. вс}}/p_{\text{р}} + u_1(\tau_1 - 1).$$

7.7. КОНСТРУКЦИИ НАСОСОВ

С момента появления первого турбомолекулярного насоса до настоящего времени создано большое число разнообразных его конструкций различной быстроты действия.

Использование насоса в качестве высоковакуумного средства откачки обусловливает выбор материалов, используемых для изготовления деталей насоса. Корпус насоса со всасывающим патрубком обычно изготавливают из коррозионно-стойкой стали Х18Н10Т, что позволяет осуществлять термическое обезгаживание всасывающей полости, не вызывающее остаточных деформаций корпуса после прогрева. В качестве уплотняющих материалов (для прокладок) в насосах и затворах, соединяющих всасывающий патрубок с откачиваемым объемом, обычно используют медь, алюминий, иногда индий.

Статорные рабочие колеса и неподвижные соединительные элементы в высоковакуумной полости насоса изготовляют из материалов, обладающих небольшим удельным газовыделением. Наибольшее распространение получили сплавы алюминия и коррозионно-стойкие стали. Рабочие колеса, обычно изготовляемые из сплавов алюминия, часто выполняют из сплавов титана, поз-

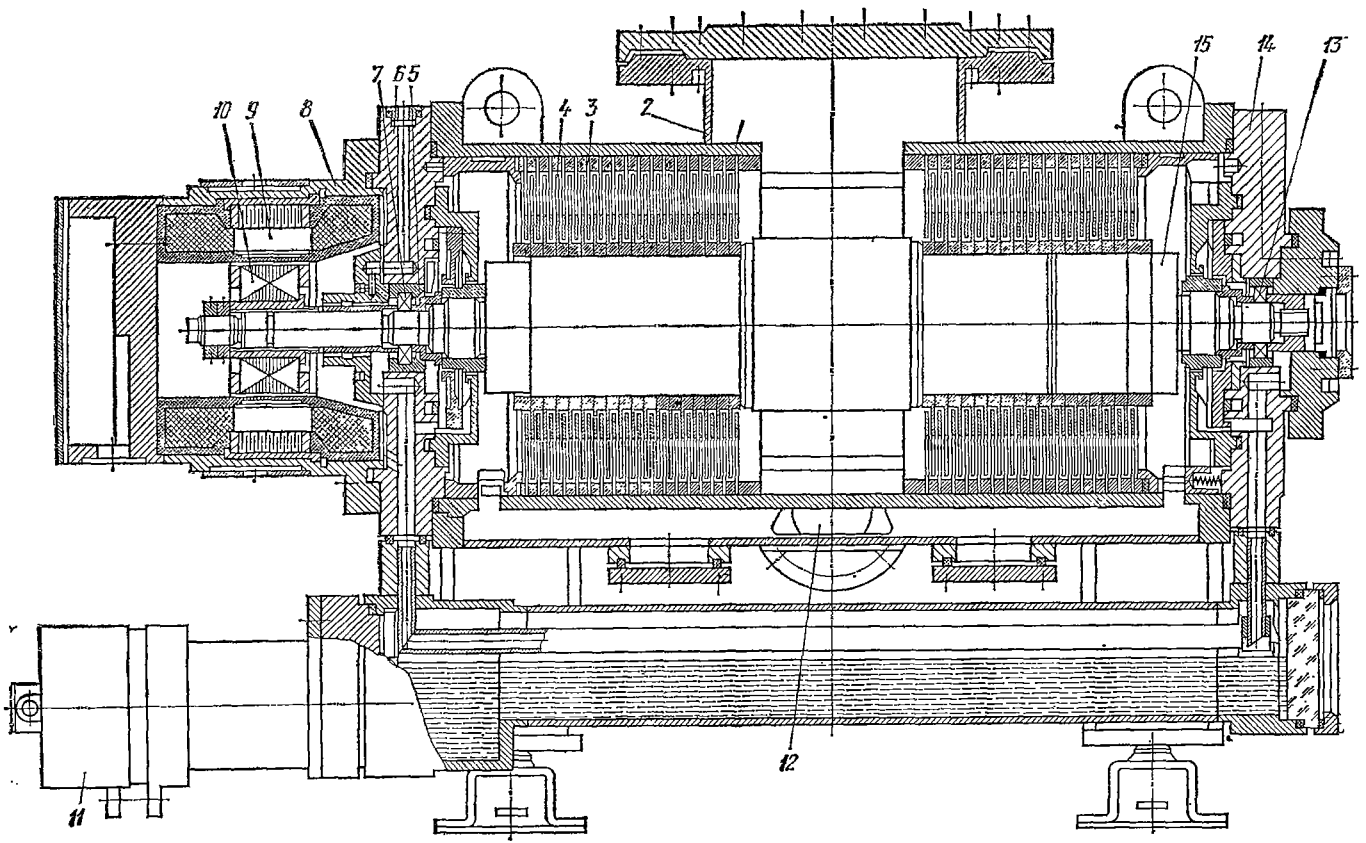


Рис. 175. Двухпоточный вакуумный насос ТМН-200

воляющих обеспечить высокую частоту вращения, что важно для увеличения быстроты действия и отношения давлений насоса. Высокие окружные скорости рабочих колес приводят, в свою очередь, к повышению требований к подшипниковым узлам и др.

В конструкциях насосов применяют две принципиальные схемы расположения проточной части, различающиеся характером прохождения откачиваемого потока газа в насосе: двух- и однопоточные.

В двухпоточном насосе ТМН-200 (рис. 175) внутри цилиндрического корпуса *1* со всасывающим *2* и нагнетательным *12* патрубками вращается ротор, установленный на двух подшипниках качения *7* и *13*, которые смонтированы на упругих металлических опорах *5*, позволяющих уменьшить вибрацию. На валу *15* напрессованы рабочие колеса *4* и консольно расположен ротор *10* высокочастотного электродвигателя. Статорные обмотки *9* электродвигателя встроены в форвакуумную полость насоса. Масло в подшипники подается масляным насосом *11* шнекового типа, приводимым электродвигателем. Вращение от электродвигателя к масляному насосу передается через вал, уплотняемый манжетами. В корпусе *8* форвакуумной полости и фланцах *6* и *14* выполнены канавки, по которым подводится вода для охлаждения электродвигателя и подшипниковых узлов. Кроме того, для предотвращения проникновения масла из подшипниковых узлов в полость электродвигателя и к последним рабочим колесам насоса на вал ротора насажены втулки, образующие с охватывающими их деталями лабиринтные уплотнения.

Проточная часть насоса состоит из чередующихся между собой роторных и статорных рабочих колес *3* дискового типа. Статорные колеса представляют собой зеркальное отражение роторных; для упрощения монтажа насоса статорные колеса разрезаны по диаметру. У первых 25 колес (со стороны всасывания) угол наклона пазов 30°, а последующих 14 ... 15°. Изменение угла α наклона необходимо для увеличения отношения давлений насоса.

В качестве первого рабочего колеса в насосе использовано статорное колесо, что несколько снижает его быстроту действия. В данном случае первое колесо выполняет функции экранной сетки.

Центральная часть вала ротора и рабочие колеса насоса изготовлены из алюминиевого сплава, корпус насоса и другие детали, расположенные в высоковакуумной части, — из стали Х18Н10Т.

Основные параметры характеристики насоса ТМН-200: быстрота действия по азоту — 250 дм^3/с, предельное остаточное давление — 10^{-7} Па.

На рис. 176 дан монтажный чертеж насоса ТМН-500. Двухпоточный насос *1*, отличающийся развитой всасывающей полостью большой проводимости, установлен на основании *7* с помощью четырех амортизаторов *6*. Проточная часть насоса состоит из че-

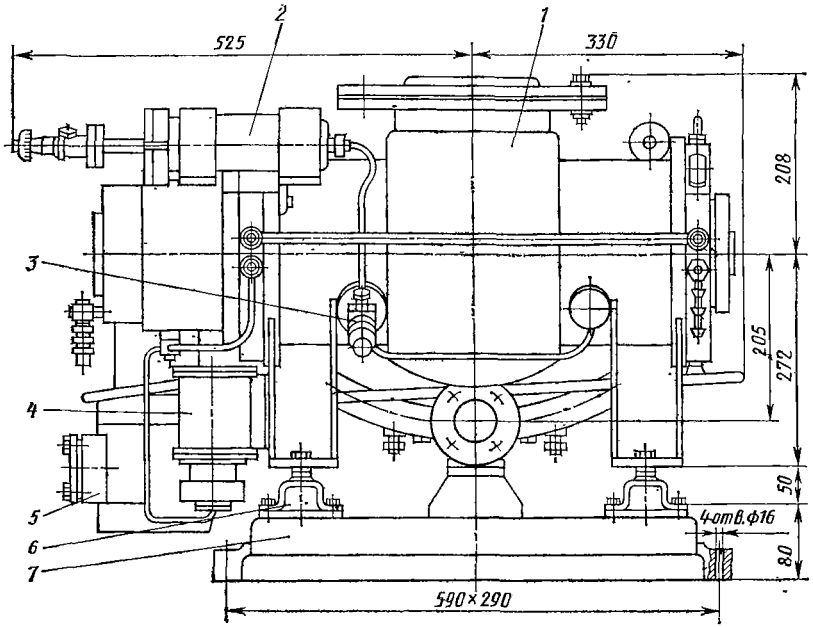


Рис. 176. Монтажный чертеж насоса ТМН-500

редующихся между собой роторных и статорных колес дискового типа. Роторные колеса напрессованы на вал, который вращается на двух шарикоподшипниках, имеющих текстолитовые сепараторы. Шарикоподшипники в сборе со сферическими кольцами смонтированы на специальных упругих металлических рессорах.

В форвакуумную полость насоса с левой стороны встроен электродвигатель, ротор которого расположен консольно на валу ротора.

Гидрореле *4* предназначено для контроля давления воды в системе охлаждения шарикоподшипников и электродвигателя насоса. При падении давления воды в системе охлаждения ниже 50 кПа гидрореле отключает питание электродвигателя насоса.

Масляный насос *5* шнекового типа, снабженный самостоятельным двигателем, подает смазочный материал к подшипникам. Насос снабжен осушителем *2* с системой напуска осушенного воздуха через клапан *3* во всасывающую полость насоса при его остановках для предотвращения проникновения паров масла из форвакуумного насоса.

Предельное остаточное давление насоса $6{,}65 \cdot 10^{-7}$ Па, быстрота действия в диапазоне давлений $1{,}33 \cdot 10^{-3}$ ... $6{,}65 \cdot 10^{-6}$ Па — 500 дм^3/с.

Двухпоточные насосы в сравнении с однопоточными легче поддаются балансировке и ремонту, более устойчивы к прорыву

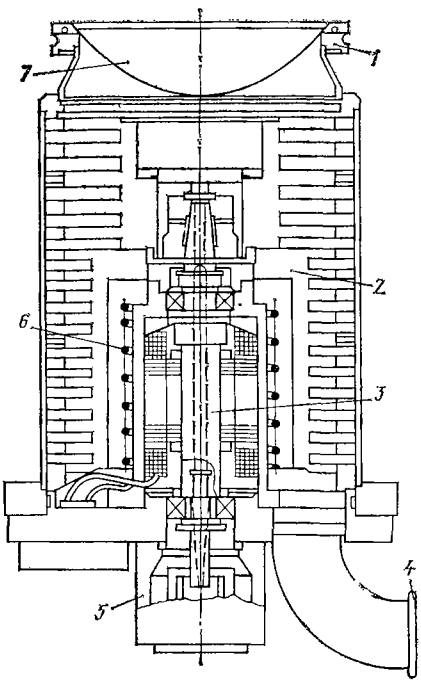
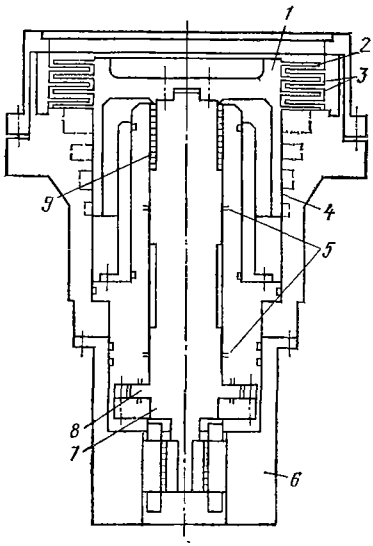


Рис. 177. Конструктивная схема насоса «Турбовак-450»

Рис. 178. Конструктивная схема насоса фирмы «Алькотель»



атмосферного воздуха, менее чувствительны к попаданию твердых частиц, вносимых с откачиваемым газом.

Однопоточные насосы проще в изготовлении, легче встраиваются в вакуумные установки, обеспечивая возможность монтажа насоса в вакуумной системе в произвольном положении без переходных присоединительных патрубков с практически полным использованием быстроты действия насоса.

Одними из главных элементов насосов, определяющих его эксплуатационные характеристики, надежность и ресурс, являются высокоскоростные опоры ротора, совершенствование которых в значительной мере стимулировало развитие конструкций ТМН.

Насос «Турбовак» (рис. 177) фирмы «Лейбольд—Хераус» (ФРГ) отличается смазочной системой, расположением электродвигателя и технологией изготовления ротора. Ротор *2* насоса колоколообразной формы выполнен из одной заготовки и имеет лопатки, полученные продольным фрезерованием.

Вал *3* ротора полый, в нижней его части сделано конусное сверление вершиной вниз. Конец вала погружен в масляную ванну; при вращении масло под действием центробежной силы поднимается вверх по валу. Над верхним подшипником насоса выполнены две канавки, по которым масло в виде капель поступает в подшипник. Стекая с подшипника, масло попадает на стенки

охлаждаемого корпуса *6* с проточками, обеспечивающими поступление масла к нижнему подшипнику, под которым расположен маслосборник *5*. На всасывающем патрубке *1* установлена защитная сетка *7*, предохраняющая внутреннюю полость насоса от попадания в нее посторонних частиц. Форвакуумный насос подсоединен к нагнетательному патрубку *4*. Насос «Турбовак-450» при наружном диаметре рабочих колес, равном 240 мм, и частоте вращения ротора 400 $с^{-1}$ обеспечивает быстроту действия по азоту 450 $дм^3/с$ в рабочем диапазоне давлений 1,0 ... 10^{-8} Па. Отношение давлений по азоту равно 10^8, по водороду 10^4.

Главный недостаток опор со смазыванием из масляной ванны — необходимость строгого вертикального расположения насоса с малым отклонением от вертикальной оси.

В 1974 г. фирма «Алькотель» (Франция) выпустила турбомолекулярный насос оригинальной гибридной конструкции, свободный от этого недостатка.

Однопоточный насос с быстротой действия 450 $дм^3/с$, обеспечивающий предельное давление до 10^{-8} Па, может быть расположен произвольно в пространстве и подсоединен к откачиваемому объему без переходных патрубков под любым углом, вплоть до установки вверх дном. В насосе применены аэростатические газовые подшипники.

На рис. 178 показана конструктивная схема насоса. Ротор *1* комбинированного насоса служит одновременно роторами турбомолекулярного насоса с уменьшенным числом рабочих колес (четыре роторных *2* и три статорных *3*) и цилиндрического молекулярного насоса *4* Хольвека. Ротор *1* насоса приводится от электродвигателя, ротор которого расположен на валу *7*.

Динамическое уплотнение *9*, по существу, также представляет собой молекулярный насос Хольвека с профилированными спиральными канавками малых размеров (30 ... 100 мкм) на валу (на длине 50 мм) и с зазором между валом и корпусом 10 мкм. Быстрота действия газодинамического уплотнения около $5 \times \times 10^{-2}$ $дм^3/с$, отношение давлений по азоту 10^6, по гелию $2{,}5 \times \times 10^3$ и по водороду $5 \cdot 10^2$ [18].

Использование газовых подшипников *5* и *8* позволило увеличить частоту вращения ротора.

Насос представляет собой первый полностью безмасляный турбомолекулярный насос. В рабочем режиме насос может работать непосредственно с выпуском в атмосферу. Однако для его старта необходимо предварительное форвакуумное откачивание до давления 10^2 Па, которое осуществляется форвакуумным насосом с масляным уплотнением. Это в известной мере снижает достоинства гибридного насоса как полностью безмасляной системы откачивания. Приводом насоса служит электродвигатель или газовая турбина, питающаяся от пневмосети. Сжатый воздух для питания аэростатических подшипников требует высокой степени очистки.

Отрицательная особенность конструкции насоса заключена в необходимости очень малых зазоров и связанных с этим жестких требований к изготовлению и эксплуатации. В связи с этим насос не получил широкого распространения.

Фирмой «Лейбольд—Хераус» (ФРГ) разработан первый промышленный образец насоса «Турбовак-550М» (рис. 179) с электромагнитными опорами ротора. Ротор насоса подвешен на электромагнитных активных опорах — одной осевой и двух радиальных. Внутри полого ротора *5* расположен опорный стержень *3*. Между двумя радиальными магнитными подшипниками *6* размещен электродвигатель *7*. В верхней части ротора расположен осевой магнитный подшипник *4*. В нижней *1* и верхней *2* частях стержня установлены шарикоподшипники с трением без смазочного материала, на которые ротор садится при остановке насоса и аварийном отключении питания.

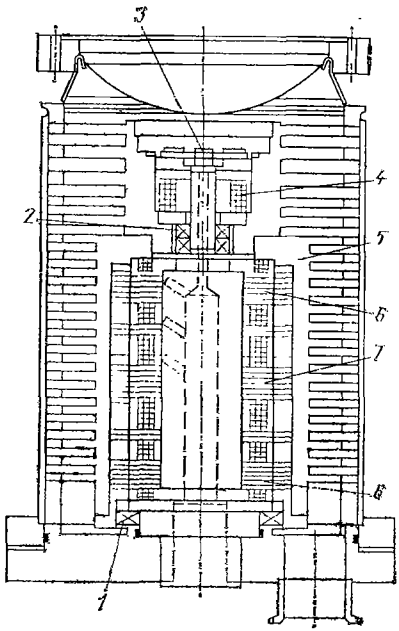


Рис. 179. Конструктивная схема насоса «Турбовак-550М» с магнитной подвеской ротора

При работе насоса, т. е. при вращении ротора, между наружными кольцами шарикоподшипников и ротором устанавливается зазор примерно 0,1 мм и шарикоподшипники не работают. При остановке насоса зазор выбирается и ротор тормозится на шарикоподшипниках.

Применение магнитных подшипников снижает уровень вибраций.

К недостаткам насоса следует отнести достаточно сложную систему управления с громоздким электронным блоком, недостаточную жесткость магнитных опор, исключающую произвольное размещение насоса в пространстве (допустимое отклонение от вертикали не более 15°), сложность балансировки.

В середине 80-х годов фирмой «Лейбольд—Хераус» изготовлены конструкции ТМН с консистентной смазкой подшипников ротора «Турбовак-1000» и «Турбовак-50» [19]. Особенностью этих насосов является модульность конструкции, базирующаяся на использовании шпиндельного принципа опор. Ротор насоса «Турбовак-1000» (рис. 180) выточен из цельной заготовки и насажен на верхний конец вала шпинделя, представляющего собой собранный под-

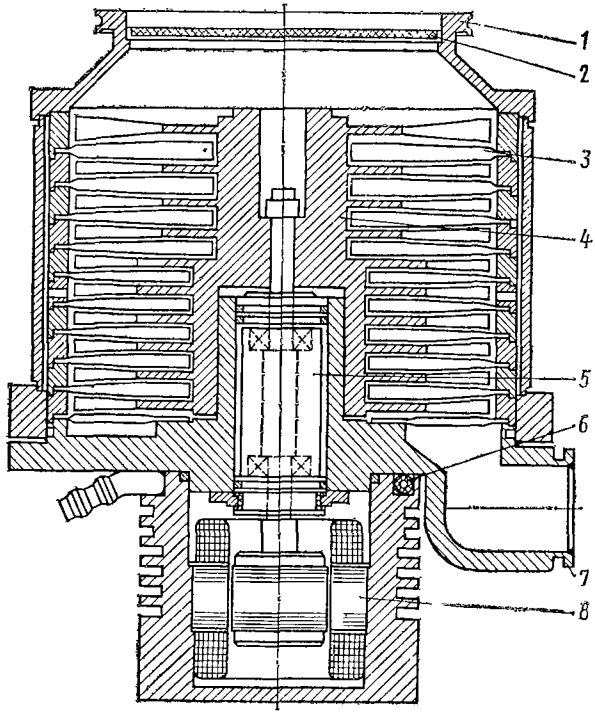


Рис. 180. Конструктивная схема насоса «Турбовак-1000»:
1 — фланец; *2* — защитная сетка; *3* — статорный пакет; *4* — ротор; *5* — шпиндельный модуль с шарикоподшипниками; *6* — водяное охлаждение; *7* — форвакуумный фланец; *8* — электропривод

шипниковый узел; на нижнем конце вала шпинделя размещен ротор двигателя. Шпиндельное устройство обеспечивает высокоточную установку подшипников во втулке шпинделя. Точный предварительный натяг подшипников, кроме того, гарантирует низкий уровень вибрации и малый износ подшипников при работе насоса в любом рабочем положении. Собранные ротор, шпиндель и ротор двигателя представляют собой единый вращающийся модуль, который при необходимости извлекают из насоса. Модульная конструкция обеспечивает оптимальную балансировку ротора, которая может быть осуществлена вне насоса.

Фирмой «Осака Шинку Кики К°» (Япония) создан насос типа TG550 с шарикоподшипниковыми опорами ротора, на валу которого последовательно установлены турбинные и молекулярные колеса. Насос работает при выпускном давлении 400 ... 500 Па с большой быстротой действия в области повышенных давлений. В области сверхвысокого вакуума его быстрота действия составляет 500 дм^3/с, а при давлении всасывания 10 Па — 130 дм^3/с.

Основными направлениями развития конструкций ТМН следует считать:

Таблица 7.2

Показатель	ТМН-100	ТМН-200	ТМН-500	ВМН-150	О1АБ-450-003
Расположение ротора	Вертикальное	Горизонтальное		Вертикальное	
Быстрота действия по азоту, $м^3/с$	0,125	0,250	0,500	0,16	0,4
Предельное остаточное давление по азоту, Па	$4 \cdot 10^{-6}$	$2 \cdot 10^{-7}$	$7 \cdot 10^{-7}$	$2 \cdot 10^{-7}$	$7 \cdot 10^{-7}$
Номинальная частота вращения ротора, $с^{-1}$	300	300	300	600	400
Необходимое напряжение электродвигателя, В	220/300	220/300	200/300	—	220/50
Потребляемая мощность, Вт	150	150	150	400	1400
Диаметр патрубка, м:					
всасывающего	0,125	0,160	0,260	0,125	0,156
выходного	0,05	0,05	0,05	0,4	0,37
Размеры насоса, м:					
длина	0,36	0,86	0,61	0,53	0,28
ширина	0,39	0,62	0,88	0,22	0,28
высота	0,72	0,83	0,51	0,47	0,48
Масса, кг	110	290	215	25	44

создание и совершенствование насосов с шарикоподшипниковыми опорами ротора;

использование системы консистентной смазки шарикоподшипников, обеспечивающей их повышенную надежность и долговечность, а также возможность работы ТМН при произвольной ориентации в пространстве;

переход к модульной конструкции шпиндельного типа вращающегося узла ТМН (вал с подшипниковыми опорами, ротор насоса, ротор двигателя — единый съемный узел, обеспечивающий простоту и надежность эксплуатации);

расширение области рабочего давления ТМН в сторону увеличения давления всасывания путем создания комбинированной проточной части, состоящей из последовательно установленных на одном валу эффективных колес турбонасоса, молекулярных и вихревых рабочих колес.

Технические характеристики ТМН, выпускаемые отечественной промышленностью, приведены в табл. 7.2.

7.8. РАСЧЕТ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ НАСОСА

Мощность двигателя ТМН складывается из мощности, расходуемой на сжатие газа; мощности, необходимой для компенсации механических потерь, и мощности, необходимой для привода масляного насоса, если он не имеет индивидуального двигателя.

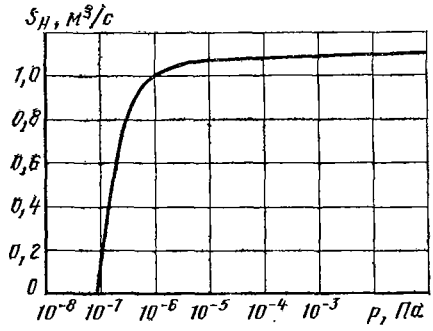


Рис. 181. Расчетная откачная характеристика насоса

Мощность, расходуемая на сжатие газа, близка к изотермической, так как, несмотря на большие отношения давлений (до 10^8 ... 10^{10}), ТМН отличаются очень малой плотностью газа (диапазон давлений всасывания 10^{-10} ... 10^{-2} Па).

Под сжатием газа в ТМН понимают перенос рабочими колесами молекул газа в направлении повышения давлений, который основан на различном сопротивлении потокам газа.

Механические потери в ТМН невелики: как правило, ротор насоса вращается в подшипниках качения высокого класса. Обычно для ТМН механический КПД $\eta_{мех} = 0{,}95$ ... $0{,}97$.

Мощность, затрачиваемая на сжатие газа в насосе, (Вт)

$$N_н = mL_{из},$$

где m — массовый расход, кг/с, $m = S\rho$ (S — быстрота действия насоса, м³/с; ρ — плотность газа, кг/м³, $\rho = p/RT$); $L_{из}$ — изотермическая работа, Дж/кг, $L_{из} = 2{,}3RT \lg (p_ф/p)$ (R— газовая постоянная, Дж/(кг·К); T — температура сжимаемого газа, град; $p_ф$ — форвакуумное давление, Па; p — минимальное рабочее давление всасывания, Па).

Мощность двигателя масляного насоса (Вт)

$$N_м = V_м (p_{н.м} - p_м + hg\rho_м),$$

где $V_м$— объемный расход масла, м³/с; $p_{н.м}$ и $p_м$ — давления нагнетания и всасывания масляного насоса соответственно, Па; h — напор, создаваемый насосом, м; $\rho_м$ — плотность масла, кг/м³.

Мощность двигателя ТМН (Вт)

$$N = (N_н + N_м)/\eta_{max}.$$

Целесообразно (особенно для ТМН с большой быстротой действия) мощность двигателя, вычисленную по этой формуле, увеличить на 10 ... 15 % для увеличения момента трогания и сокращения времени выбега ротора.

7.9. ПРИМЕР РАСЧЕТА НАСОСА

Рассчитать проточную часть турбомолекулярного вакуумного насоса с быстротой действия по азоту $S = 1000$ дм³/с в рабочем диапазоне давлений $1{,}0 \cdot 10^{-6}$ ... 0,1 Па, определить основные размеры рабочих колес и их число. Предельное остаточное давление насоса $1{,}0 \cdot 10^{-7}$ Па. Температура откачиваемого газа $t = 20$ °С. Материал рабочих колес — алюминиевый сплав. Определить действительную откачную характеристику вакуумного насоса.

Последовательность и данные расчета сведены в табл. 7.3.

Таблица 7.3

Показатель	Способ определения	Результат
1. Быстрота действия S, м³/с	Исходные данные по техническому заданию	1
2. Рабочий диапазон давлений p, Па	То же	$1 \cdot 10^{-6}$ ... 0,1
3. Расположение ротора	Выбирают	Вертикальное
4. Материал рабочих колес	Исходные данные по техническому заданию	Д16А
5. Предел текучести $\sigma_{0,2}$ при растяжении для Д16А, МПа	То же	$2{,}7 \cdot 10^2$
6. Плотность ρ, кг/м³	»	$2{,}7 \cdot 10^3$
7. Коэффициент k запаса текучести	Принимают	5
8. Соотношение λ диаметров	»	0,65
9. Соотношение ψ толщин лопатки	»	1,0
10. Соотношение θ толщин рабочего колеса	»	1,0
11. Окружная скорость u_2 рабочего колеса на наружном диаметре, м/с	Формула (7.14)	263
12. Угол установки лопатки α, °	Выбирают	40
13. Толщина H_1 колеса у корня лопатки, м	Задают	0,004
14. Толщина h_1 лопатки у корня, м	»	0,001
15. Соотношение a_1/b_1 ширины межлопаточного канала и лопатки у корневого сечения	Выбирают	0,9
16. Наружный диаметр D_2 колеса, м	Формула (7.15), где $K_{\bar{x}}$ определяют по табл. 7.1 или уравнениям (7.3) или (7.7) а $\int_{\lambda}^{1} \bar{x} K_{\bar{x}} dx$ и $\int_{\lambda}^{1} K_{\bar{x}} dx$ заменяют суммами $\sum_{i=0}^{i=6} (\bar{x}_i + \bar{x}_{i+1}) \times \times \left(K_{\bar{x}i} + K_{\bar{x}i+1}\right) \frac{1-\lambda}{24}$ и $\sum_{i=0}^{i=6} \left(K_{\bar{x}i} + K_{\bar{x}i+1}\right) \times \times \frac{1-\lambda}{12}$	0,2847 (округляют до 0,285)

Показатель	Способ определения	Результат
17. Начальный диаметр лопаток колеса D_1, м	$D_1 = \lambda D_2$	0,185
18. Число z лопаток	Формула (7.18)	Округляют до 81
19. Действительное соотношение a_1/b_1 ширины межлопаточного канала и лопатки у корневого сечения	Пересчет по формуле (7.17) при $\bar{x} = \lambda$	0,905
20. Действительное значение максимальной быстроты откачки S_{max}, м³/с	Пересчет по формуле (7.20), где вычисление $K_{\bar{x}}$, $\int_{\lambda}^{1} \bar{x} K_{\bar{x}} d\bar{x}$ и $\int_{\lambda}^{1} K_{\bar{x}} d\bar{x}$ аналогично п. 16	1,103
21. Максимальное отношение τ_{max} давлений на рабочем колесе	Формула (7.19), где $K_{I\bar{x}}$ и $K_{II\bar{x}}$ определяют по уравнениям (7.3) и (7.7) или табл. 7.1 $\int_{\lambda}^{1} K_{I\bar{x}} d\bar{x}$, $\int_{\lambda}^{1} \bar{x} K_{I\bar{x}} d\bar{x}$, $\int_{\lambda}^{1} K_{II\bar{x}} d\bar{x}$ и $\int_{\lambda}^{1} \bar{x} K_{II\bar{x}} dx$ вычисляют аналогично п. 16	2,061
22. Радиальный зазор $\delta_р$, м	Задают	$1 \cdot 10^{-3}$
23. Проводимость $u_{рот}$ кольцевого зазора между роторным колесом и корпусом, м³/с	Формула (7.25)	$4{,}229 \cdot 10^{-2}$
24. Проводимость $u_{ст}$ кольцевого зазора между статорным колесом и ротором, м³/с	»	$2{,}724 \cdot 10^{-2}$
25. Максимальное отношение $\tau_{max\,р}$ давлений роторного колеса с учетом перетеканий	Формула (7.28)	2,020
26. Максимальное отношение $\tau_{max\,ст}$ давлений статорного колеса с учетом перетеканий	»	2,034
27. Осевой зазор δ_{01}, м	Задают	$1 \cdot 10^{-3}$
28. Удельное газовыделение $q_{Д16}$ для материала Д16А, Па·м³/(с·м²)	Исходные данные по техническому заданию	$5 \cdot 10^{-7}$

Продолжение табл. 7.3

Показатель	Способ определения	Результат
29. Удельное газовыделение $q_{ст}$ для материала 12Х18Н10Т, Па·м³/(с·м²)	Исходные данные по техническому заданию	$2 \cdot 10^{-8}$
30. Площадь $F_{вс.Д16}$ поверхности газовыделения материала Д16А со стороны всасывания, м²	Из конструкции насоса	$3{,}684 \cdot 10^{-2}$
31. Площадь $F_{вс.ст}$ поверхности газовыделения материала 12Х18Н10Т со стороны всасывания, м²	То же	$1{,}025 \cdot 10^{-1}$
32. Газовыделение $Q_{гв.вс}$ со стороны всасывания, Па·м³/с	»	$2{,}047 \cdot 10^{-8}$
33. Структура пакета	Принимают	Весь пакет состоит из колес одинаковых размеров
34. Площадь $F_{пр\,Д16}$ поверхности газовыделения материала Д16А между колесами, м²	Из конструкции насоса	$7{,}368 \cdot 10^{-2}$
35. Площадь $F_{пр.ст}$ поверхности газовыделения материала 12Х18Н10Т между колесами, м²	То же	$7{,}47 \cdot 10^{-3}$
36. Газовыделение $Q_{гв.пр}$ между соседними колесами, Па·м³/с	$Q_{гв.пр} = q_{Д16}F_{пр.Д16} + q_{ст}F_{пр.ст}$	$3{,}699 \cdot 10^{-8}$
37. Площадь $F_{ф\,Д16}$ поверхности газовыделения материала Д16А после последнего колеса, м²	Из конструкции насоса	$3{,}684 \cdot 10^{-2}$
38. Площадь $F_{ф.ст}$ поверхности газовыделения материала 12Х18Н10Т после последнего колеса, м²	То же	$9{,}285 \cdot 10^{-1}$
39. Газовыделение $Q_ф$ после последнего колеса, Па·м³/с	$Q_ф = q_{Д16}F_{фД16} + q_{ст}F_{ф.ст}$	$3{,}699 \cdot 10^{-8}$
40. Форвакуумное давление $p_ф$, Па	Исходные данные по техническому заданию	0,1
41. Минимальное создаваемое давление $p_{пр}$ всасывания, Па	То же	$1 \cdot 10^{-7}$

Показатель	Способ определения	Результат
42. Число колес n	Для обеспечения $p_{пр}$ при $S_н = 0$ последовательно, начиная с первого, определяют $p_1 = p_{пр}$ при $i > 1$, p_i по (7.29); $S_1 = Q_{гв.вс}/p_1$ при $i > 1$, S_i — по (7.26); τ_i — по (7.27) до тех пор, пока после n-го колеса не будет $p_{n+1} \geqslant p_ф$	Первое колесо — роторное: $p_1 = p_{пр} = 1 \cdot 10^{-7}$ Па, $S_1 = 0{,}2047$ м³/с, $\tau_1 = 1{,}831$; второе колесо — статорное: $p_2 = 1{,}831 \cdot 10^{-7}$ Па, $S_2 = 0{,}3139$ м³/с, $\tau_2 = 1{,}740$; третье колесо — роторное: $p_3 = 3{,}185 \times 10^{-7}$ Па, $S_3 = 0{,}2965$ м³/с, $\tau_3 = 1{,}746$ и т. д.; 21-е колесо — роторное: $p_{21} = 6{,}686 \times 10^{-2}$ Па, $S_{21} = 1{,}137 \cdot 10^{-5}$ м³/с, $\tau_{21} = 2{,}020$; 22-е колесо — статорное: $p_{22} = 0{,}1351$ Па, т. е. $p_{22} > p_ф$ при $n = 21$
43. Быстрота действия $S_ф$ после 21-го колеса при $p_ф = 0{,}1$ Па и $S_н = 0$	$S_ф = \frac{Q_ф}{p_ф} + \frac{Q_{гв.вс}}{p_ф} + \frac{(n-1)\,Q_{гв.пр}}{p_ф}$	$7{,}972 \cdot 10^{-6}$
44. Действительное предельное остаточное давление $p_{пр}$ всасывания, соответствующее $S_н = 0$ и $p_ф = 0{,}1$ Па	Аналогично расчету п. 42, но, начиная с последнего 21-го колеса, определяют p_i по (7.29), S_i по (7.26), τ_i — по (7.30) до давления перед первым колесом	После 21-го колеса: $S_{22} = S_ф = 7{,}972 \cdot 10^{-6}$ м³/с, $p_{22} = p_ф = 0{,}1$ Па; перед 21-м колесом: $S_{21} = 1{,}536 \cdot 10^{-5}$ м³/с, $p_{21} = 4{,}951 \cdot 10^{-2}$ Па, $\tau_{21} = 2{,}020$ и т. д. перед 1-м колесом: $S_1 = 0{,}2343$ м³/с, $p_1 = 8{,}736 \cdot 10^{-8}$ Па, $\tau_1 = 1{,}803$, $S_н = 0$
45. Быстрота действия насоса $S_н$ (м³/с) и давление p_1 (Па) перед первым рабочим колесом при заданной быстроте действия после последнего колеса при форвакуумном давлении (расчет откачной характеристики)	Аналогично расчету $p_{пр}$ (п. 44), но для $S_{22} > 7{,}972 \cdot 10^{-6}$ м³/с при $p_ф = 0{,}1$ определяют p_i, S_i и τ_i	После 21-го колеса: $S_{22} = 1{,}8 \cdot 10^{-5}$ м³/с, $p_{22} = p_ф = 0{,}1$ Па; перед 21-м колесом: $S_{21} = 3{,}561 \cdot 10^{-5}$ м³/с, $p_{21} = 4{,}951 \cdot 10^{-2}$ Па, $\tau_{21} = 2{,}020$; перед первым колесом: $p_1 = 9{,}968 \times 10^{-7}$ Па, $S_1 = 1{,}027$ м³/с, $S_н = 1{,}006$ м³/с
46. Построение откачной характеристики ТВН $S_н = f(p)$	Задаваясь рядом значений быстроты действия после последнего (21-го) колеса при заданном форвакуумном давлении, определяют расчетные точки кривой	Рис. 181

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Автономова И. В.** К расчету двухступенчатых ротационных жидкостно-кольцевых вакуум-насосов//Изв. вузов. Машиностроение. 1977. № 6. С. 106—109.

2. **Автономова И. В.** Определение промежуточного давления в двухступенчатых жидкостно-кольцевых вакуум-насосах//Изв. вузов. Машиностроение. 1983. № 3. С. 87—90.

3. **Алексеева Е. В., Баранцев Р. Г., Сергеев В. Л.** Свободно-молекуляриая интерференция цилиндров при лучевом отражении по иормали//Аэродинамика разреженных газов/Под ред. С. В. Валандера. 1973. № VI. С. 19—24.

4. **Амосов П. Е., Бобриков Н. И., Шварц А. И., Верный А. Л.** Винтовые компрессорные машины: Справочник. Л.: Машииостроение, 1977. 256 с.

5. **Вакуумное** оборудование: Каталог. М.: ЦИНТИхимиефтемаш, 1981. 60 с.

6. **Вакуумиая** техника: Справочник/Е. С. Фролов, В. Е. Мииайчев, А. Т. Александрова и др.; Под общ. ред. Е. С. Фролова, В. Е. Мииайчева. М.: Машиностроение, 1985. 350 с.

7. **Гейнце В.** Введение в вакуумиую технику: Пер. с нем./Под ред. М. И. Меньшикова. М.—Л.: Госэнергоиздат, 1960. Т. 1. 511 с.

8. **Лубеиец В. Д., Автономова И. В., Алешин В. И.** К вопросу о расчете расхода газа через уплотненные маслом щелевые каиалы//Изв. вузов. Машиностроение. 1976. № 12. С. 187—189.

9. **Машиностроительные** материалы: Кратк. справ./В. М. Раскатов, В. С. Чуенков, Н. Ф. Бессонова, Д. А. Вейс. М.: Машиностроеиие, 1980. 511 с.

10. **Пластинин П. И.** Теория и расчет поршневых компрессоров. М.: Агропромнздат, 1987. 272 с.

11. **Ротациоиные** компрессоры/А. Г. Головинцов, В. А. Румянцев, В. И. Ардашев и др.; Под ред. А. Г. Головинцева, М.: Машгиз, 1964. 314 с.

12. **Саксагаиский Г. Л.** VII Международный вакуумный конгресс: Обзорн. информ. ЦИНТИхимнефтемаш, серия ХМ-6, 1978. 104 с.

13. **Скубачевскнй Г. С.** Авиационные газотурбинные двигатели. М.: Машиностроеиие, 1969. 544 с.

14. **Фролов Е. С.** Турбомолекулярные вакуум-насосы. М.: Машиностроение, 1980. 117 с.

15. **Фролов Е. С., Никулин Н. К.** Определение осиовиых размеров рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса//Изв. вузов. Машиностроение, 1987. № 4. С. 53—58.

16. **Фролов Е. С., Никулин Н. К.** Перспективы развития коиструкций турбомолекулярных вакуум-насосов//Изв. вузов. Машиностроение. 1986. № 1. С. 72—74.

17. **Хмара В. Н., Радугин М. А.** Исследование рабочих колес вихревых нагнетателей с периферийными каналами//Химическое и нефтяное машиностроение. 1980. № 9. С. 13—15.

18. **Цейтлин А. Б.** Современное состояние и перспективы развития вакуумной техники. Обзор. информ. М.: ЦИНТИхимнефтемаш. Сер. ХМ-6, 1986. 70 с.

19. **Gordon E., Osterstrom B.** A new type of turbomolecular vacuum pump bearing. J. Vac. Sei. Technol. A (2), 1983. Apr. — June.

20. **Krüger C., Schapiro A.** Vacuum Pumping with a blated Axial—Flow Turbomachine. Seventh national Symposium Vacuum technology transactions. Pergamon Press. 1960. P. 117—140.

21. **Henning H., Knoss G.** Neue luftgekühlte lagunabhängige Turbomolekularpumpen für Industrie und Forschung. Vacuum-Technik. 1981. N 4. S. 8—10.

22. **Richman J.** Consideration in Utilization of Large Mechanical vacuum Pumping Systems Ind. Heat., 1986. 53. N 6. P. 18—20.

23. **Sawada T., Suzuki M., Taniguchi O.** The axial molecular pump. Port I, — Sehent. Papers Inst. Phus. and Chem. Res. 1968. N 2. P. 49—64.

24. **Shigekawa K., Kamilkawa Y., Inaue Y., Masuda T.** Dunamic Simulation and Optimum Design for Low Pulsation Type Rotary Lobe Blower. — R.-Dkobe Steel Engineering Report. 1985. Vol. 34. N 2. P. 81—84.

НИИЭМ МВТУ имени Н.Э. Баумана предлагает

Малорасходный безмасляный вакуумный насос ВНМ-4
(Авторы: В.И. Васильев, В.А. Веденин)

Малорасходный вакуумный насос ВНМ-4 обеспечивает безмасляную откачку воздуха и неагрессивных газов при сравнительно низком уровне шума.

Полная герметичность вакуумного агрегата, неориентируемое положение в пространстве, возможность регулирования быстроты действия и давления всасывания позволяют использовать вакуумный насос в различных отраслях народного хозяйства.

Вакуумный насос представляет собой блочную трехступенчатую пластинчато-роторную машину, помещенную в герметичную звукопоглощающую капсулу.

Привод вакуумного насоса осуществляется от двигателя постоянного тока.

Пластины и уплотняющие элементы насоса изготовлены из антифрикционного самосмазывающегося материала.

Охлаждение вакуумного агрегата водяное.

Для снижения потребляемой мощности при пуске вакуумный насос оборудован разгрузочным устройством.

Техническая характеристика

Номинальное давление всасывания, кПа	2,6
Остаточное давление, кПа	1,0
Номинальное давление нагнетания, кПа	106
Быстрота действия (отнесенная к условиям всасывания), л/с	2
Температура всасываемого газа, К	300
Мощность электродвигателя, кВт	1,5
Габаритные размеры, мм	230×230×558
Масса (с капсулой), кг	37

Организация принимает заказы на разработку в рамках хоздоговора в объеме эскизного проекта близких по техническим характеристикам вакуумных насосов.

Адрес: 107005, Москва, 2-я Бауманская, 5, НИИЭМ МВТУ им. Н.Э. Баумана, отдел 3.3.

НИИЭМ МВТУ имени Н.Э. Баумана предлагает

Ротационные газовые двигатели вихревого типа (Авторы: В.Н. Хмара, В.Н. Сергеев)

Надежность! Компактность! Простота изготовления и обслуживания! Экологическая чистота!

Двигатели сравнительно нового типа. Основное достоинство – сочетание преимуществ двигателей турбинного и объемного типов. Это полное отсутствие трущихся деталей, безмасляная рабочая полость при сравнительно высоких пусковом и номинальном моментах и сравнительно малой частоте вращения.

Диапазон использования по мощности составляет 0,5 ... 5 кВт; по частоте вращения (соответственно) 20 000 ... 2 000 об/мин; отношение пускового момента к номинальному 1,6.

В варианте пневмодвигателя питание от сети сжатого воздуха.

Двигатели незаменимы в условиях взрыво- и пожароопасных производств, в тяжелых климатических условиях, а также условиях, требующих экологической чистоты, отличаются надежностью, компактностью, простотой изготовления (на обычном универсальном оборудовании с применением только токарных и фрезерных работ).

Возможные области применения: в пищевой, химической, горнодобывающей промышленности в качестве привода различных исполнительных устройств, в том числе в системах пневмоавтоматики, робототехники, для раскрутки инерционных масс, в качестве привода пневмоинструмента и т.д.

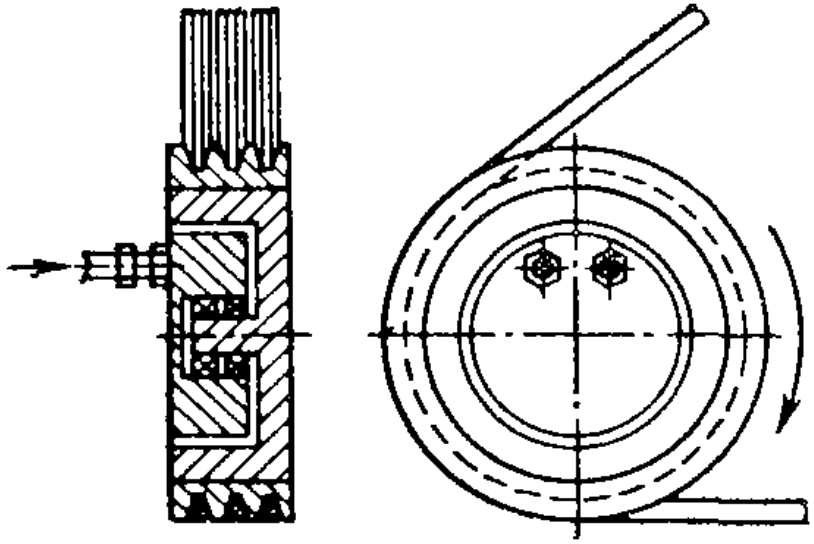


Рис. 1

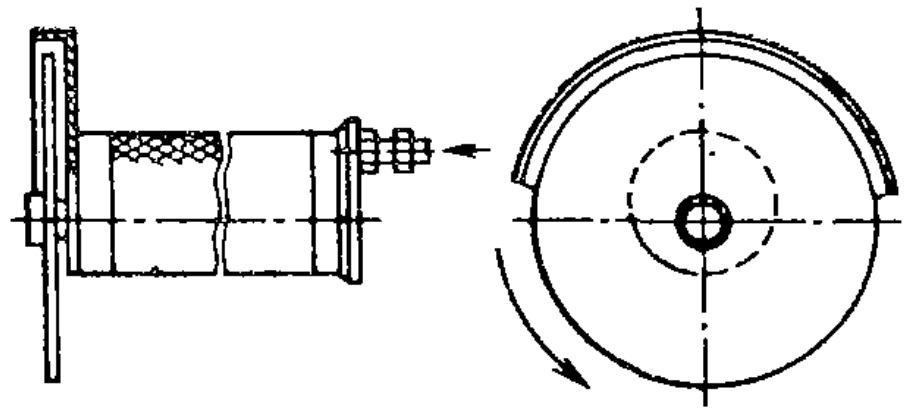


Рис. 2

Двигатель может быть спроектирован в двух конструктивных вариантах. В одном из них он легко встраивается в ведущий элемент передачи — шкив (рис. 1), фрикционный ролик, зубчатое колесо, либо непосредственно в исполнительный орган, например в рабочее колесо вентилятора. Другой конструктивный вариант (рис. 2) обеспечивает удобство съема мощности с консольного хвостовика вала, например, для привода ручного пневмошлифовального инструмента.

Организация предлагает услуги в рамках хоздоговора на разработку (передачу технической документации) двигателя в соответствии с техническим заданием заказчика.

Адрес: 107005, Москва, 2-я Бауманская, 5, НИИЭМ МВТУ им. Н.Э. Баумана, отдел 3.3.

ББК 31.77-5
М55
УДК 621.521

Авторы: **Е. С. Фролов, И. В. Автономова, В. И. Васильев, Н. К. Никулин, П. И. Пластинин**

Рецензент академик АН СССР Ю. А. Рыжов

Механические вакуумные насосы/Е. С. Фролов, И. В. Автономова, В. И. Васильев и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 288 с.: ил.

М55 ISBN 5-217-00483-5

Изложены сведения по теории, методам расчета и проектирования насосов низкого, среднего, высокого и сверхвысокого вакуума. Рассмотрены рабочие процессы и конструкции вакуумных насосов различного принципа действия, приведены результаты экспериментальных исследований, рекомендации по конструированию, объемные и энергетические характеристики. Для всех типов насосов даны примеры расчета.

Для инженерно-технических работников, занимающихся разработкой, испытаниями и использованием вакуумных насосов и агрегатов на их базе в различных отраслях промышленности.

$\text{М}\frac{2705050000-199}{038\ (01)-89}$ 199—89 ББК 31.77-5

ПРОИЗВОДСТВЕННОЕ ИЗДАНИЕ

Фролов Евгений Сергеевич
Автономова Инна Владиславовна
Васильев Владимир Иванович и др.

МЕХАНИЧЕСКИЕ ВАКУУМНЫЕ НАСОСЫ

Редактор **В. В. Фролова**
Переплет художника **В. И. Мусиенко**
Художественный редактор **В. Д. Лыськов**
Технические редакторы: **Н. М. Харитонова, Е. П. Смирнова**
Корректоры: **Н. Г. Богомолова, Л. А. Ягупьева**

ИБ № 6166

Сдано в набор 16.11.88. Подписано в печать 09.02.89. Т-07738
Формат 60×90¹/₁₆. Бумага кн.-журнальная. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 18,0. Усл. кр.-отт. 18,0. Уч.-изд. л. 18,99.
Тираж 10 700 экз. Заказ 1226. Цена 1 р. 30 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение»
107076, Москва, Стромынский пер., 4

Отпечатано с набора Ленинградской типографии № 6 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 193144, г. Ленинград, ул. Моисеенко, 10 в Ленинградской типографии № 4 ордена Трудового Красного Знамени Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгении Соколовой Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. 191126, Ленинград, Социалистическая ул., 14.

ISBN 5-217-00483-5 © Издательство «Машиностроение», 1989