

К О Н С Т Р У К Ц И Я
Ц Е Н Т Р О Б Е Ж Н О Г О Н А Г Н Е Т А Т Е Л Я
Г А З А Н Ц В - 6 , 3 / 7 6 - 1 , 4 5

УДК 621.65/68

Конструкция центробежного нагнетателя газа ИЦВ-6,3/76-1,45:
Метод. указ. к практ. занятиям /Самар. аэрокосмич. ун-т; Сост.
Д. В. Каршин, И. П. Канунников. Самара, 1992, 36 с.

Описан принцип работы центробежного нагнетателя газа, рассмотрены силы и моменты, действующие в нагнетателе, приведены основные технические данные нагнетателя газа ИЦВ-6,3/76-1,45 и его газодинамические характеристики, изложены сведения о конструкции нагнетателя.

Предназначены для студентов специальности 1303 Г, выполняющих практические работы по дисциплине «Техническая эксплуатация и ремонт энергетических установок с газотурбинным приводом». Составлены на кафедре «Эксплуатация летательных аппаратов и двигателей».

Печатается по решению редакционно-издательского совета Самарского государственного аэрокосмического университета имени академика С. П. Королёва

Рецензент В. А. Хитов

Цель занятий: изучение технических данных, принципа работы, газодинамических характеристик, конструкции и работы узлов силовой схемы центробежного нагнетателя газа, а также назначения, состава и особенностей работы его масляной системы.

Задание к самостоятельной работе:

изучить материалы данных указаний;
ответить на контрольные вопросы.

Аудиторное задание:

провести анализ: влияния работы составных элементов конструкции нагнетателя на его основные показатели; нагрузок, действующих на отдельные элементы конструкции; влияния внешних условий и состояния газа на режимы работы нагнетателя. Рассчитать параметры газа на входе и выходе по газодинамическим характеристикам, определить степень удаления режима работы нагнетателя от границы помпажа; конструкции силовой схемы, опор, уплотнений и функционирования масляной системы нагнетателя.

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ И РАБОТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ ГАЗА НЦВ-6,3

НАЗНАЧЕНИЕ НАГНЕТАТЕЛЯ

Рост добычи газа и необходимость его транспортировки по магистральным трубопроводам большой протяженности требует специальных компрессорных станций, обеспечивающих движение газового потока с определенными расходными характеристиками.

Наличие гидравлического сопротивления в трубопроводах приводит к снижению давления и скорости, определяющих величину расхода газа, из-за потерь энергии на трение. Возмещение потерь энергии производится путем дополнительного сжатия газа на компрессорных станциях с помощью нагнетателей. При этом нагнетатель осуществляет повышение давления и обеспечивает необходимую расходную характеристику газа в трубопроводе.

Нагнетатель НЦВ-6,3 является центробежной машиной непрерывного действия, предназначенной для сжатия газа и обеспечи-

вающей больше расходы. Он служит для перекачки природного газа, имеющего следующие характеристики:

запыленность газа, поступающего в нагнетатель, не должна превышать 5 мг/м^3 , а размер механических частиц 40 мкм ;

максимальная влажность газа на всасывании (на входе) в нагнетатель есть состояние насыщения при отсутствии капельной влаги;

температура газа на всасывании (на входе) в нагнетатель от 233 К по 318 К (от минус 40°C до $+45^\circ\text{C}$).

Состав и термодинамические свойства расчетного газа определены ГОСТ 23194-83.

Основные технические данные нагнетателя

Условное обозначение	НЦВ-6,3/76-1,45
Тип	центробежный, двух- ступенчатый с верти- кальным разъемом
Направление вращения ротора	против часовой стрел- ки по ГОСТ 22378-77
Подача:	
приведенная к 293 К (20°C) и давлению $0,101 \text{ МПа}$, $\text{м}^3/\text{с}$;	128,2 (11,4 млн м^3 / сутки)
по условиям всасывания, $\text{м}^3/\text{с}$	2,49 (149 $\text{м}^3/\text{мин}$)
Давление газа (абсолютное):	
на входе в нагнетатель, МПа;	5,17 (52,4 кгс/ см^2)
на выходе из нагнетателя, МПа;	7,45 (76 кгс/ см^2)
Степень повышения давления	1,45
Номинальная частота вращения ротора нагнетателя, с^{-1}	131,7 (8200 об/мин)
Потребляемая мощность при $T_{II} =$ $= 293 \text{ К}$ и $P_{II} = 0,101 \text{ МПа}$, кВт	6300
Длина, мм	14200
Высота, мм	3500
Ширина, мм	1030
Масса, кг	73500

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РАБОТЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

Принцип работы центробежной машины. Нагнетатель является центробежной машиной кинетического сжатия, в которой давление газа повышается при непрерывном принудительном движении потока за счет энергии привода. Передача энергии привода потоку газа с вала нагнетателя осуществляется рабочим колесом с криволинейными лопатками (рис. 1).

Рабочее колесо закрытого типа состоит из основного диска 1 с лопатками 3 и покрывающего диска 2.

Газ, поступая в межлопаточные каналы, вовлекается во вращательное движение вокруг оси О—О рабочего колеса и под действи-

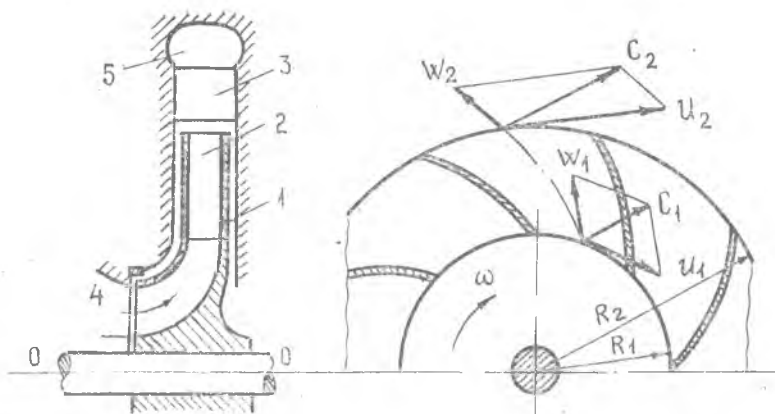


Рис. 1. Разрез ступени центробежной машины (параллелограммы скоростей на входе и выходе межлопаточных каналов): 1 — основной диск рабочего колеса; 2 — покрывной диск; 3 — профилированная лопатка; 4 — подвод; 5 — отвод

ем центробежных сил перемещается к его периферии. Будем считать, что на входе в лопаточный канал окружная скорость газового потока равна u_1 , относительная w_1 . На выходе соответственно u_2 и w_2 . Векторная сумма этих скоростей позволяет определить величину абсолютных скоростей газового потока на входе c_1 и выходе c_2 из лопаточного канала.

В случае отсутствия вязкого трения, без учета сжимаемости, на основании уравнения Бернулли для потока газа в межлопаточном канале можно записать

$$P_1 + \frac{\rho \omega_1^2}{2} + \frac{\rho u_1^2}{2} = P_2 + \frac{\rho \omega_2^2}{2} + \frac{\rho u_2^2}{2} \quad (1)$$

Отсюда следует: во-первых, в потоке газа при установившемся движении сумма статического и динамического давления (скоростного напора) есть величина постоянная; во-вторых, при увеличении скорости движения потока давление в нем падает и наоборот.

Представим уравнение (1) в виде

$$P = P_2 - P_1 = \frac{\rho}{2} (u_2^2 - u_1^2) + \frac{\rho}{2} (w_2^2 - w_1^2) \quad (2)$$

Равенство (2) показывает, что повышение давления газа в канале вращающегося колеса происходит благодаря работе центробежных сил (первый член равенства) и преобразования кинетической энергии относительного движения (второй член равенства). Работа центробежных сил на пути движения газа по межлопаточным каналам сопровождается увеличением абсолютной скорости и ростом кинетической энергии потока,

В состав центробежной машины кроме рабочего колеса 1 входят подвод 4 и отвод 5 (см. рис. 1).

Подводом называется часть проточной полости центробежной машины, предназначенная для создания равномерного, осесимметричного газового потока на входе в рабочее колесо. Подвод имеет форму сужающегося канала, в котором осуществляется поворот газового потока перед входом в рабочее колесо. Он обеспечивает осевое осесимметричное движение газа без закручивания потока. Повышение скорости потока в сужающемся канале необходимо для снижения потерь энергии.

Отводом называется часть проточной полости машины, в которой кинетическая энергия (движения) преобразуется в потенциальную (давления).

В некоторых машинах подвод и отвод выполняются в виде специальных, направляющих газовый поток лопаточных устройств.

Наиболее распространенным в центробежных машинах является лопаточный отвод с кольцевой полостью (рис. 2). Лопаточный

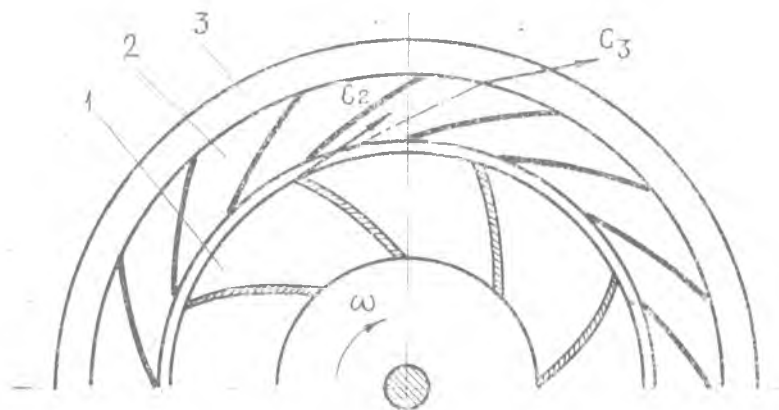


Рис. 2. Лопаточный отвод с кольцевой полостью: 1 — рабочее колесо; 2 — лопаточный отвод (диффузор); 3 — кольцевая полость

отвод 2 представляет собой диффузор с профилированными лопатками. В лопаточном диффузоре поток газа поворачивается и скорость его движения уменьшается, т. е. $C_3 < C_2$. Поворот потока приводит к уменьшению гидравлических потерь, а снижение скорости — к росту давления. Кольцевая полость 3 является безлопаточным диффузором, в котором происходит дальнейшее снижение скорости вследствие увеличения проходной площади из-за роста радиуса.

Таким образом, лопаточный диффузор и кольцевая полость, играющая роль безлопаточного диффузора, являются составными элементами центробежной машины, где происходит преобразование кинетической энергии движущегося потока газа в потенциальную.

Лопаточному диффузору обычно предшествует укороченный безлопаточный, в котором происходит выравнивание скоростей потока после рабочего колеса. Безлопаточный диффузор улучшает работу лопаточного и снижает уровень шума при работе машины.

В многоступенчатых машинах (рис. 3) для подвода газа к следующей ступени служит обратный направляющий аппарат 4. После выхода газа из диффузора 3 1-й ступени поток газа поворачивается к центру и по неподвижным криволинейным каналам обратного направляющего аппарата 4 при мало изменяющейся скорости поступает к рабочему колесу 5 2-й ступени. На выходе из обратного направляющего аппарата лопатки его имеют радиальное или близкое к радиальному направление с тем, чтобы обеспечить подвод газа к следующему рабочему колесу без закрутки, осесимметрично.

В рабочем колесе 5 второй ступени сечение его проточной части выполняется уже, чем у первой. Это делается из-за сжатия газа в первой ступени и уменьшения его объема, поступающего ко второй. Практически сужение проходного сечения достигается уменьшением ширины выходного канала рабочего колеса при сохранении его наружного и внутреннего диаметров постоянными.

За последней ступенью центробежной машины устанавливается улитка 6, служащая для направленного движения потока газа к нагнетательному трубопроводу. В улитке происходит выравнивание скоростей, замедление движения потока и увеличение давления. Практически улитка является разновидностью безлопаточного диффузора.

Силы и моменты, действующие в нагнетателе. При работе нагнетателя на его детали и узлы действуют различного характера и происхождения нагрузки в виде сил и моментов. Осевые силы возникают в нагнетателе в результате разных по значению и направлению давлений, действующих на внешние поверхности рабочих колес.

Для определения осевой силы, действующей на закрытое колесо центробежной машины (рис. 4), выделим два сечения: 1—1 на входе и 2—2 на выходе из колеса. Пусть в сечении 1—1 осевая скорость газа и давление соответственно равны C_{1a} и P_1 , а в сечении 2—2 на выходе из колеса абсолютная скорость C_2 и давление P_2 . При наличии уплотнения «а» на входном диаметре колеса конечное давление P_2 распространится в полости зазоров «в» и «с» перед колесом и за ним. Из-за относительной малости зазоров, а так-

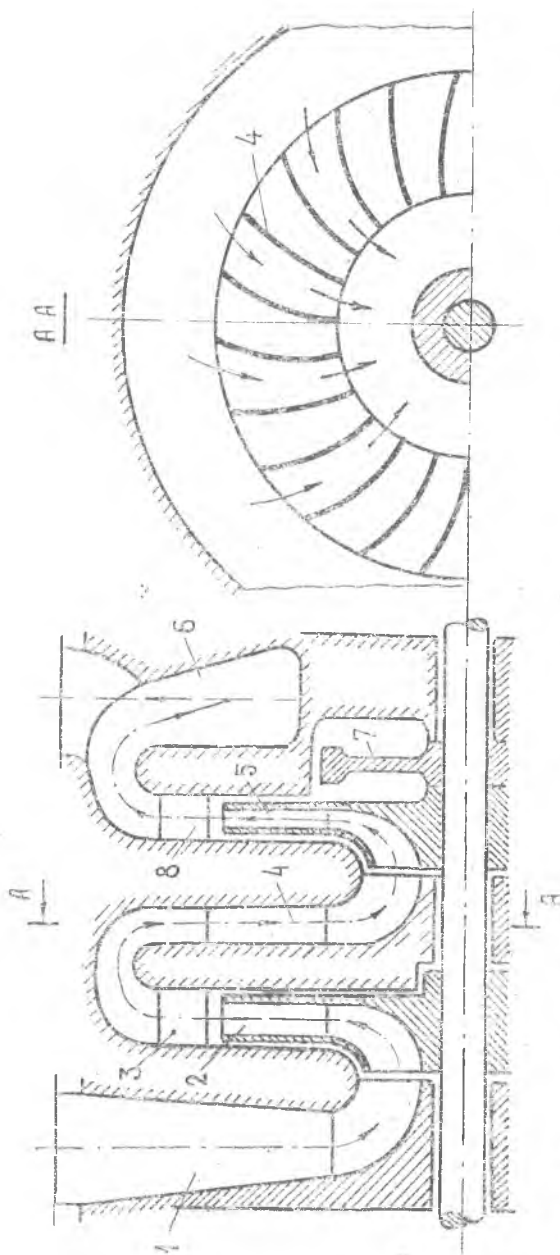


Рис. 3. Схема двухступенчатой центробежной машины: 1 — входное устройство (подвод); 2 — рабочее колесо 1-й ступени; 3, 8 — диффузор; 4 — обратный направляющий аппарат; 5 — рабочее колесо 2-й ступени; 6 — улитка (отвод); 7 — разгрузочный диск

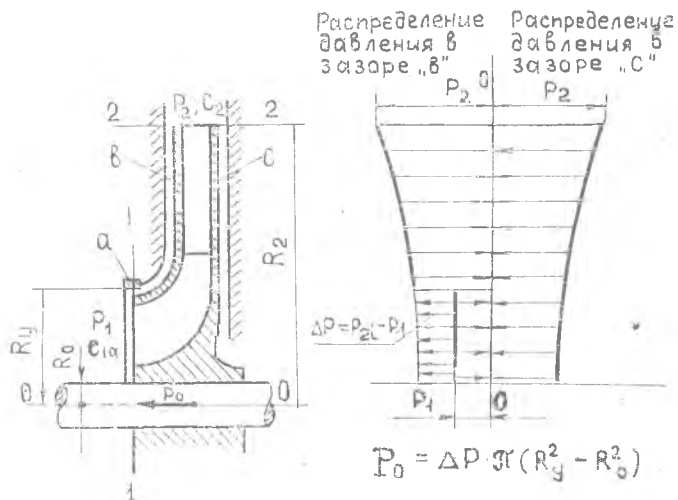


Рис. 4. Распределение осевых давлений по внешним поверхностям колеса центробежной машины

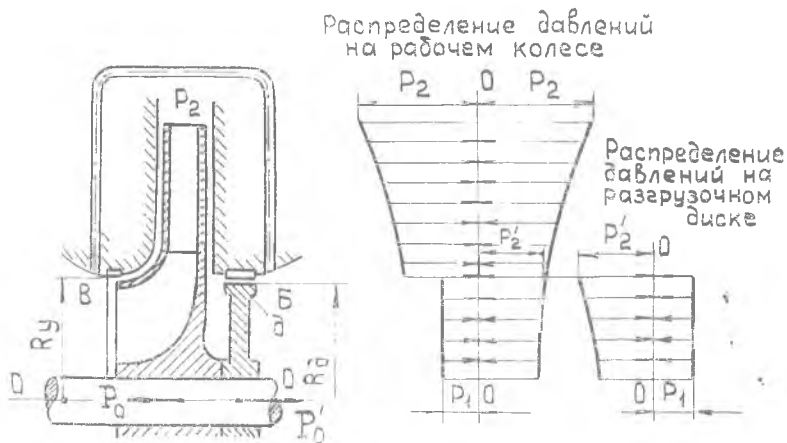


Рис. 5. Уравновешивание осевой силы при помощи разгрузочного диска

же действия на частицы газа центробежных сил, давление, действующее на наружные поверхности рабочего колеса, по мере приближения к оси вращения уменьшается.

Силы давления, действующие по обе стороны колеса, по величине не равны между собой. Это приводит к появлению равнодействующей силы P_0 (см. рис. 4), приложенной к колесу и направленной в сторону входа.

В многоступенчатых центробежных машинах осевая сила, как правило, уравнивается за счет постановки разгрузочного диска (рис. 5), который жестко крепится на валу машины за последним рабочим колесом. Поверхность «д» между диском и корпусом уплотнена. Если полости В и Б соединить трубопроводом, то в результате разницы давлений, действующих на разгрузочный диск, появляется уравнивающая сила P'_0 , приложенная к диску. Величина ее зависит от площади разгрузочного диска. Однако полностью устранить осевую силу, действующую на ротор, не удается, поэтому в конструкции нагнетателя всегда предусматривается постановка упорного подшипника.

К радиальным силам относится сила веса ротора. Она действует в вертикальной плоскости и через опорные подшипники передается на корпус. Радиальные силы, действующие в горизонтальной плоскости, возникают на входе и выходе из нагнетателя и обуславливаются влиянием подвода и отвода. Силы давления на входе и выходе из нагнетателя определяются площадью поперечного сечения подводящего и отводящего трубопроводов и величиной давлений в них. Эти силы воспринимаются корпусом нагнетателя и через опоры передаются на раму крепления.

Статическая или динамическая неуравновешенность ротора определяет наличие изменяющихся во времени и по направлению радиальных инерционных нагрузок, способных вызвать опасные вибрации нагнетателя.

Мощность от привода в виде крутящего момента передается на вал нагнетателя. При взаимодействии с газовым потоком в вале ротора возникают скручивающие усилия. Благодаря газодинамической связи крутящий момент передается на корпус центробежной машины и вызывает скручивающие моменты в корпусных деталях и усилия растяжения-сжатия в опорах нагнетателя.

Таким образом, при работе нагнетателя на его узлы и детали действуют различного характера силы и моменты. Для обеспечения требуемой надежности и работоспособности необходимо, чтобы все нагруженные узлы и детали нагнетателя обладали достаточной прочностью.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАГНЕТАТЕЛЯ ГАЗА НЦВ-6,3/76-1,45

Газодинамические характеристики служат для расчета режимов работы нагнетателя при изменении параметров (давление, температура, газовая постоянная) перекачиваемого газа на входе в него.

Характеристикой центробежного нагнетателя называется зависимость степени повышения давления $\pi = P_k/P_n$, политропического коэффициента полезного действия $\eta_{пол}$ и внутренней мощности N_i от объемной производительности Q (подачи газа) при различных частотах вращения ротора n :

Для того, чтобы характеристики были пригодны для природных газов различного состава и для любых температур газа на входе в нагнетатель T_n , их приводят к фиксированному, целесообразно выбранному условиям. Такие характеристики называются приведенными. В качестве параметров приведения для нагнетателя НЦВ-6,3/76-1,45 выбраны следующие величины:

$$R_{пр} = 508,16 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}; T_{н пр} = 293 \text{ К}; Z_{н пр} = 0,9;$$

$$\text{при } P_k = 7,46 \text{ МПа.}$$

Величину частот вращения ротора нагнетателя выражают при этом в относительных единицах как отношение замеренной частоты вращения к номинальной ($n_{ном} = 8200 \text{ мин}^{-1}$).

Приведенные характеристики, построенные на основе натуральных испытаний, позволяют рассчитать режим работы нагнетателя, а также определить степень близости режима к границе помпажа. При этом в расчетах используются соответствующие формулы приведения.

Получили распространение два типа приведенных характеристик нагнетателя. Первый тип характеристик (рис. 6) представляет собой зависимость величин π , $\eta_{пол}$, приведенной относительной внутренней мощности $\left(\frac{N_i}{P_n}\right)_{пр}$ нагнетателя от приведенного объемного расхода газа на входе в нагнетатель Q_n при приведенной относительной частоте вращения ротора $(n/n_{ном})_{пр}$:

$$\pi, \eta_{пол}, \left(\frac{N_i}{P_n}\right)_{пр} = f[Q_{н пр}, (n/n_{ном})_{пр}], \quad (3)$$

где

$$\left(\frac{N_i}{P_n}\right)_{пр} = \left(\frac{N_i}{P_n}\right) \left(\frac{n_{ном}}{n}\right)_{пр}^3, \quad (4)$$

$$Q_{н пр} = Q_n \frac{n_{ном}}{n}, \quad (5)$$

$$\left(\frac{n}{n_{ном}}\right)_{пр} = \frac{n}{n_{ном}} \sqrt{\frac{Z_{н пр} R_{пр} T_{н пр}}{Z_n R T_n}}. \quad (6)$$

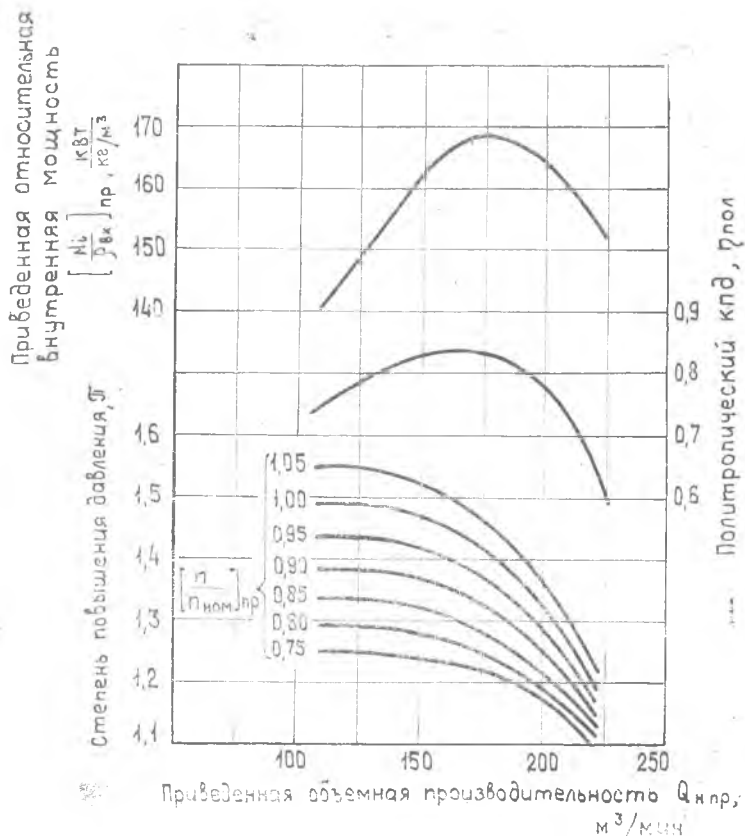


Рис. 6. Приведенные характеристики нагнетателя НЦВ-6,3/76-1,45 первого типа

При определении параметров режима работы нагнетателя η , $Q_{н пр}/Q_{н пр}^{ном}$ (характеризует степень удаленности режима работы нагнетателя от помпажа), $\eta_{пол}$, N_i , мощности на муфте привода нагнетателя N_e , как правило, известны величины частоты вращения ротора n , давления P_n и температуры T_n на входе в нагнетатель, газовой постоянной R , объемной производительности по условиям входа Q_n .

Порядок расчета следующий:

1. По формулам (5) и (6) определяются величины $Q_{н пр}$ и $(n, n_{ном})_{пр}$; при этом величина показателя сжимаемости z находится по номограмме (рис. 7) в зависимости от P_n , T_n и относительной плотности газа по воздуху Δ . Величины R и Δ связаны соотношением

$$R = \frac{R_a}{\Delta} = \frac{288,4}{\Delta}$$

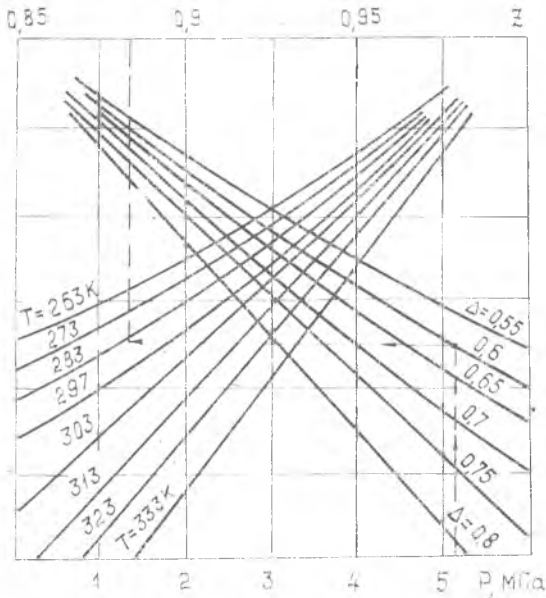


Рис. 7. Номограмма для определения показателя сжимаемости

2. Оценка удаленности режима работы нагнетателя от границы помпажа производится по условию

$$Q_{н пр} / Q_{н пр}^{\min} \geq 1,1,$$

где $Q_{н пр}^{\min}$ — минимальное значение приведенной объемной производительности, которая берется по приведенной характеристике нагнетателя (см. рис. 6) для относительной частоты вращения $(n/n_{ном})_{пр}$.

3. В зависимости от $Q_{н пр}$ по соответствующим кривым (см. рис. 6) определяется политропический КПД $\eta_{пол}$ и приведенная внутренняя мощность $(N_i/\rho_n)_{пр}$, а в зависимости от $Q_{н пр}$ и $(n/n_{ном})_{пр}$ — величину степени сжатия p .

4. По формуле (4) находится величина N_i .

5. Величина N_e определяется по зависимости

$$N_e = N_i + N_{мех}, \quad (7)$$

где $N_{мех}$ — механические потери в редукторе и подшипниках на-

гнетателя при номинальной нагрузке (для нагнетателя НЦВ-6,3/76-1,45 $N_{\text{мех}} = 80$ кВт).

Характеристики второго типа (рис. 8) устанавливаются взаимосвязь

$$l, P_n, N_i = f[Q_{\text{ком пр}}, (n/n_{\text{ном}})_{\text{пр}}]. \quad (8)$$

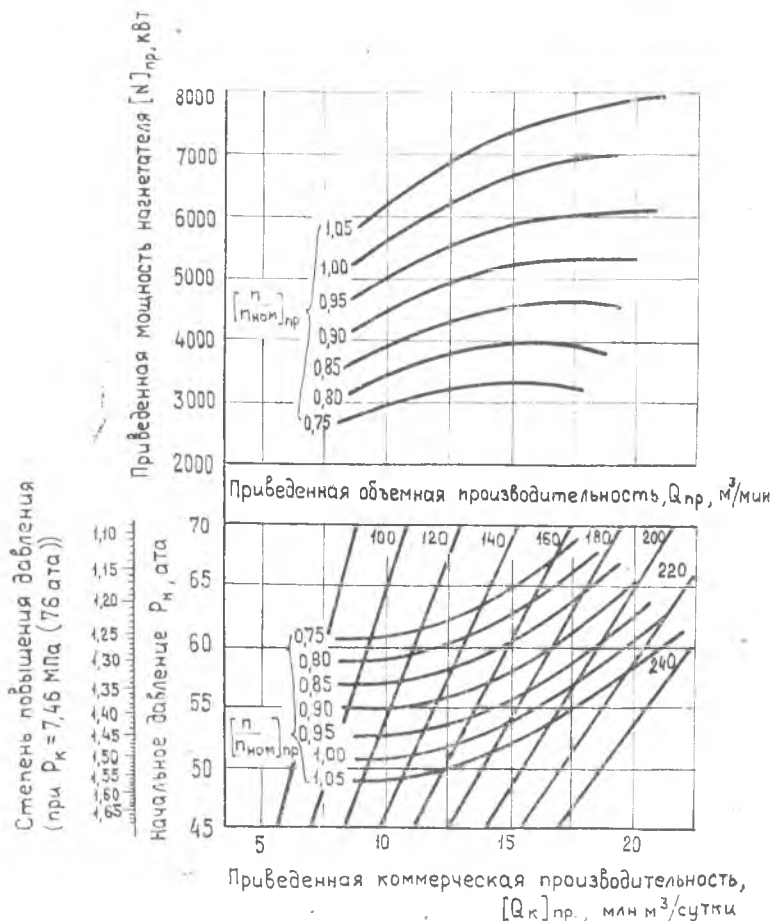


Рис. 8. Приведенные характеристики нагнетателя НЦВ-6,3/76-1,45 второго типа

Зависимости строятся не по объемному расходу газа на входе в нагнетатель, а по коммерческому расходу $Q_{\text{ком пр}}$ (коммерческая производительность). Коммерческая производительность — это величина объемного расхода газа на выходе из

нагнетателя, пересчитанная на условия состояния газа, соответствующая стандарту (ГОСТ 2939-63) при $T = 293 \text{ К}$; $P = 760 \text{ мм рт. ст.}$; относительной влажности $\varepsilon_2 = 0$:

$$Q_{\text{ком пр}} = Q_{\text{ком}} \sqrt{\frac{z_{\text{н}} R_{\text{пр}} T_{\text{н}}}{z_{\text{пр}} R T_{\text{н пр}}}} \quad (9)$$

Расчет проводится в следующем порядке:

1. По формулам (6) и (9) вычисляются значения $(n/n_{\text{ном}})_{\text{пр}}$ и $Q_{\text{ком пр}}$.
2. По нижнему полю кривых (см. рис. 8) в точке пересечения $Q_{\text{ком пр}}$ и $P_{\text{н}}$ определяется $Q_{\text{пр}}$.
3. По точке пересечения кривых $Q_{\text{пр}}$ и $(n/n_{\text{ном}})_{\text{пр}}$ находится степень повышения давления π .
4. По найденной точке на характеристике $\pi - Q_{\text{ком пр}}$ и характеристике $N_i - Q_{\text{ком пр}}$ для соответствующих приведенных оборотов $(n/n_{\text{ном}})_{\text{пр}}$ определяется величина N_i пр.
5. Величина внутренней мощности находится по формуле

$$\frac{\pi P_{\text{н}}}{P_{\text{ко}}} \sqrt{\frac{z T_{\text{н}} R}{z_{\text{пр}} T_{\text{н пр}} R_{\text{пр}}}}$$

где $P_{\text{ко}} = 7,46 \text{ МПа}$.

6. Мощность привода определяется по формуле (7).
7. Вычисляются давление и температура газа за нагнетателем:

$$P_{\text{к}} = P_{\text{н}} \pi; \quad T_{\text{к}} = T_{\text{н}} \pi^{\frac{k-1}{k}}$$

8. Определяется удаление режима работы нагнетателя от границы помпажа по величине $Q_{\text{пр}}/Q_{\text{пр}}^{\text{мин}}$, которая должна быть не менее 1,1.

ТЕХНИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ НАГНЕТАТЕЛЯ

Нагнетатель НЦВ-6,3 представляет собой двухступенчатую центробежную машину с вертикальным разъемом. Нагнетатель является унифицированным и может создавать давления 7,46; 5,49; 4,02; 2,84 МПа (76, 56, 41, 29 кгс/см²) в зависимости от конструкции проточной части. Он состоит (рис. 9) из следующих основных узлов: корпус нагнетателя с крышками; внутренний корпус; ротор; концевые уплотнения ротора; опорный подшипник; опорно-упорный подшипник; блок маслонасоса.

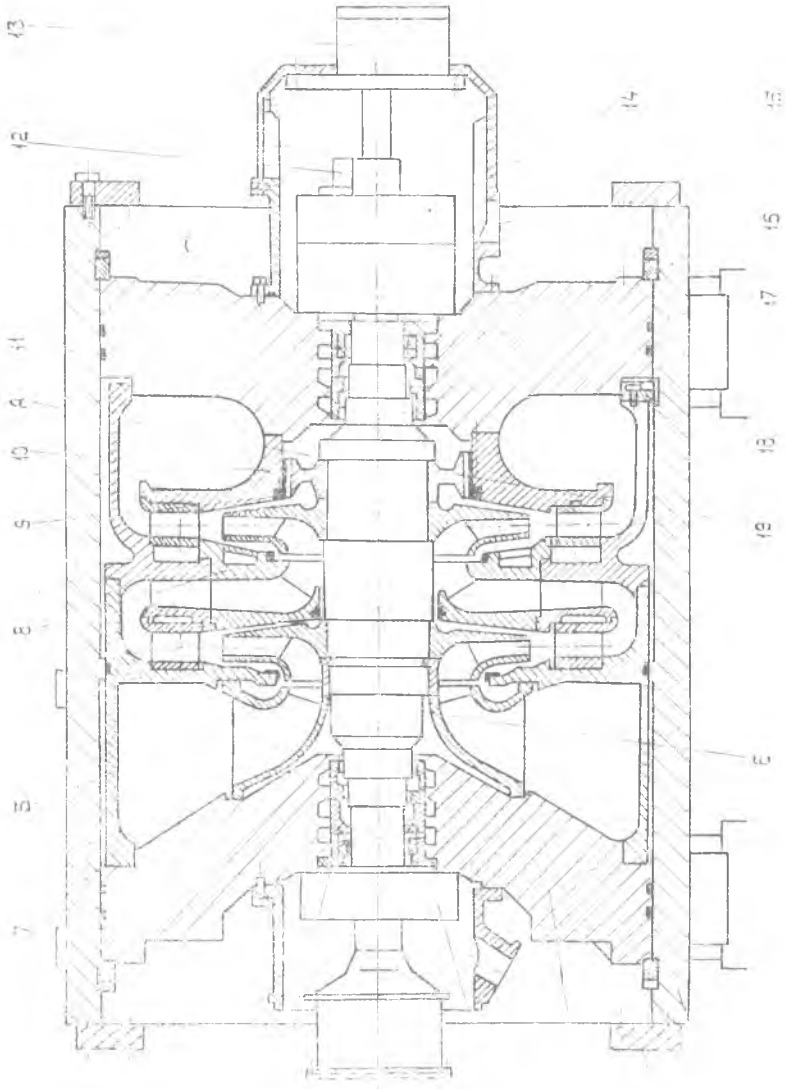


Рис. 9. Насосная НЦВ-6,3. 1 — корпус; 2 — кронштейн; 3, 11 — крышка; 4 — подшипник опорный; 5 — уплотнение; 6 — ротор; 7 — корпус внутренний; 8 — аппарат обратный направляющий; 9 — втулка; 10 — улитка; 12 — датчик осевого сдвига; 13 — блок маслососа; 14 — подшипник опорно-упорный; 15, 16 — кольца стопорные; 17 — кольца уплотняющие льюные; 18 — шпонка; 19 — диск разгрузочный

КОРПУС НАГНЕТАТЕЛЯ

Корпус служит основным силовым элементом, воспринимающим нагрузки от статора и ротора нагнетателя и передающим их через опоры на раму агрегата.

Корпус 1 (рис. 10) представляет собой цилиндр, с внешней стороны которого приварены стальные кованые газоприемный (всасывающий) 6 и нагнетательный 3 патрубки. К нижней части цилиндра приварены опорные лапы 4 для крепления корпуса к раме.

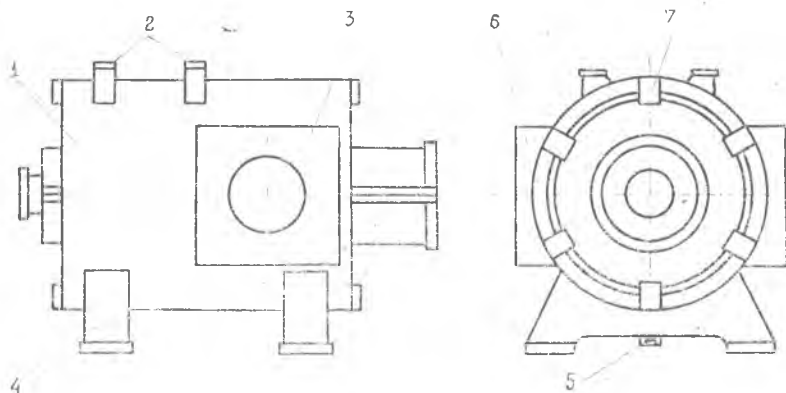


Рис. 10. Внешний вид нагнетателя: 1 — корпус; 2 — опоры аккумулятора; 3 — патрубок нагнетательный; 4 — лапы опорные; 5 — направляющие; 6 — патрубок газопримный; 7 — кронштейн

Здесь же, параллельно оси нагнетателя, с целью фиксации его от поперечных перемещений после центровки с ротором свободной турбины двигателя, выполнены специальные направляющие 5 со шпоночными пазами. В верхней части цилиндра приварены опоры 2 для крепления двух гидроаккумуляторов и кронштейны для установки строповочного приспособления. В вертикальной продольной плоскости цилиндра сверху и снизу выполнены резьбовые отверстия, через которые происходит выпуск воздуха при гидросис-тыганиях и дренаж из полости корпуса.

С обоих торцов корпус 1 (см. рис. 9) закрыт стальными коваными крышками 3, 11, осевое положение которых фиксируется разрезными стопорными кольцами 15, 21 и кронштейнами 2. На крышках в кольцевых проточках на внешней цилиндрической поверхности установлены уплотнительные кольца 22, герметизирующие внутреннюю полость нагнетателя.

К крышке 3 крепятся уплотнение 5, корпус опорного подшипника 4 и его кожух. К крышке 11 крепятся уплотнение 5, корпус опорного подшипника 14 и кожух, на котором установлен блок

маслонасоса 13. Со стороны нагнетателя к крышке присоединяется болтами улитка 10 с закрепленным к ней лопаточным диффузором второй ступени нагнетателя. Улитка 10 совместно с крышкой 11 образуют сборную полость с радиальным выходом, а с поверхностью внутреннего корпуса 7 и обратным направляющим аппаратом 8 образует проточную часть за рабочим колесом второй ступени. В центральной расточке улитки 10 установлена втулка лабиринтного уплотнения 9 с поверхностью разгрузочного диска 19. Поверхности втулки 9 и улитки 10, диффузора, улитки и крышки 11 уплотнены резиновыми кольцами.

Крышка 3 совместно с внутренним корпусом 7 образует полость Б с радиальным входом. Полость Б соединена уравнительным трубопроводом с полостью А за разгрузочным диском 19.

Для замера вибрации ротора на опорном 4 и опорно-упорном 14 подшипниках установлены датчики вибрации. Продольное смещение ротора измеряется датчиками осевого сдвига 12.

КОРПУС ВНУТРЕННИЙ

Корпус внутренний (рис. 11) состоит из камеры газоприемной (всасывающей) 1, диафрагмы 4, аппарата входного направляющего 2, диффузора 3 и обратного направляющего аппарата 6.

Во внутренней полости газоприемной камеры 1 установлен и закреплен болтами 8 входной направляющий аппарат 2, который предназначен для обеспечения осесимметричного подвода газового потока к рабочему колесу первой ступени нагнетателя. Он представляет собой лопаточный конфузор, изготовленный из высокопрочной стали.

С обратной стороны к газоприемной камере крепится диффузор 3 первой ступени нагнетателя. Диффузор 3 обеспечивает выравнивание поля скоростей газового потока и способствует преобразованию кинетической энергии движущегося газа в потенциальную. Он состоит из основного диска, профильные лопатки которого выполнены фрезерованием, и вспомогательного. Соединение конструктивных элементов диффузора осуществляется пайкой. Крепление диффузора 3 к газоприемной камере 1 производится болтами.

В центральной расточке диафрагмы 4 смонтирован и закреплен болтами обратный направляющий аппарат 6. Он является единственным горизонтально-разъемным узлом в конструкции нагнетателя. Такая конструкция статорной части позволяет производить монтаж и демонтаж ротора без извлечения внутреннего корпуса, что значительно упрощает обслуживание нагнетателя. Диафрагма 4 и газоприемная камера 1 соединены между собой болтами 5.

В центральной расточке газоприемной камеры 1 и обратного направляющего аппарата 6 установлены и закреплены втулки ла-

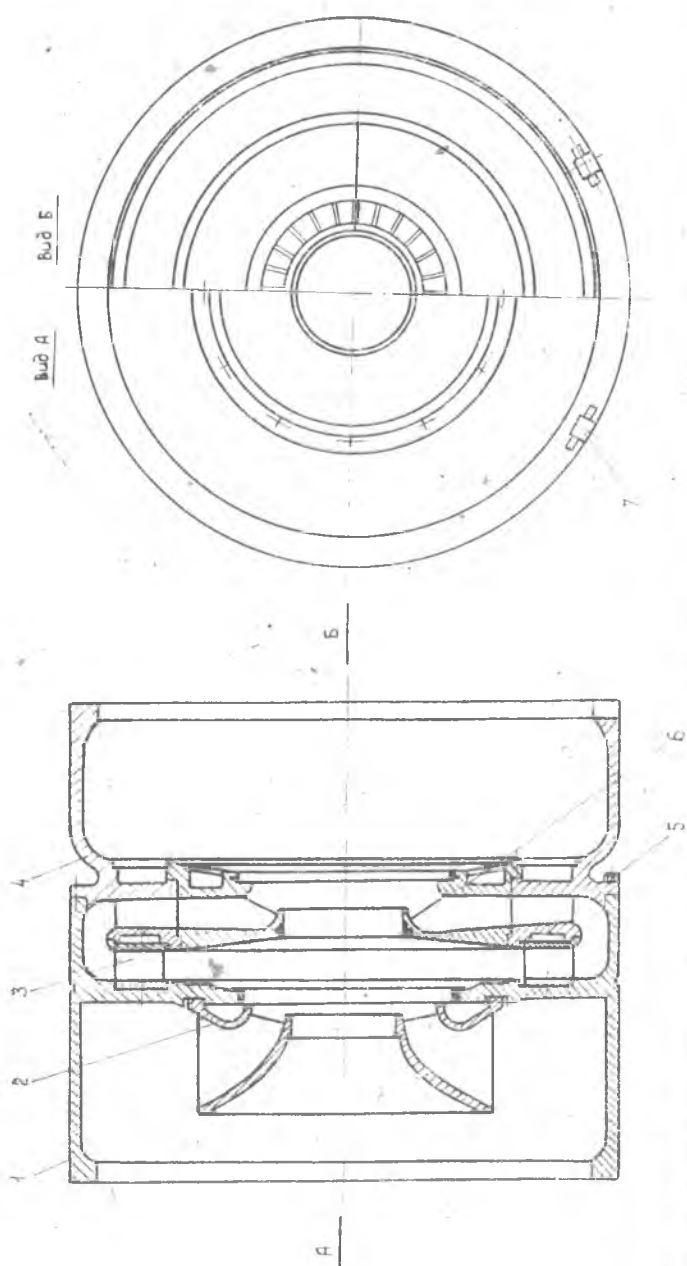


Рис. 11. Корпус внутренних: 1 — камера газоприемная; 2 — аппарат входной направляющий; 3 — диффузор лопаточный; 4 — диафрагма; 5 — болт; 6 — аппарат обратный направляющий; 7 — ротор.

биринтных уплотнений с рабочими колесами первой и второй ступеней нагнетателя. Все втулки лабиринтных уплотнений выполнены из материала АК-6, остальные детали внутреннего корпуса — из высокосортной стали.

Торцевые и диаметральные уплотнения между деталями внутреннего корпуса осуществляются резиновыми уплотнительными кольцами.

В нижней части внутреннего корпуса имеются ролики 7, на которых он вкатывается и выкатывается из корпуса нагнетателя.

От проворота внутренний корпус зафиксирован шпонкой 18 (см. рис. 9), которая входит в паз на корпусе 1.

РОТОР НАГНЕТАТЕЛЯ

Ротор (рис. 12) представляет собой ступенчатый вал 2, на котором установлены два рабочих колеса 4 и 5, разгрузочный диск 6, втулки уплотнений 3 и диск упорного подшипника 7.

На приводном конце вала расположены детали зубчатой муфты: полумуфта 10, обойма зубчатая 11, — соединенные между собой призонными болтами 1. На противоположном конце вала имеется шлицевая муфта 9, с помощью которой передается вращение на блок маслонасоса. Шлицевая муфта от проворачивания фиксирована шпонками и закреплена на валу болтами. Вал выполнен из стали 20Х13.

Рабочие колеса и разгрузочный диск устанавливаются с натягом; что предотвращает поворот этих деталей относительно вала при работе нагнетателя. Сборка этих сопряжений производится путем нагрева колес и диска до температуры 240...300°C. От осевого смещения эти детали фиксируются стопорным кольцом и напрессованной втулкой. Рабочие колеса и диск изготовлены из стали 07Х16Н6.

Рабочее колесо (рис. 13) состоит из основного 1 и покрывного 2 дисков. В основном диске выполнены профильные лопатки путем фрезерования. Для повышения долговечности на поверхность лопаток и диска на входе в колесо наносится износостойкое покрытие — шликер ВКМ-65. Соединение основного и покрывного дисков осуществляется вакуумной пайкой с использованием припоя ПЖК-1000.

Втулки 3 (см. рис. 12) относительно вала уплотняются резиновыми кольцами и фиксируются от осевого смещения стопорными кольцами. На их поверхности нанесено износостойкое покрытие. Упорный диск 7 от радиального смещения фиксируется штифтом и закрепляется гайкой 8.

Перед сборкой вал и рабочие колеса подвергаются статической балансировке. Для вала допускается дисбаланс не более 10 г · см,

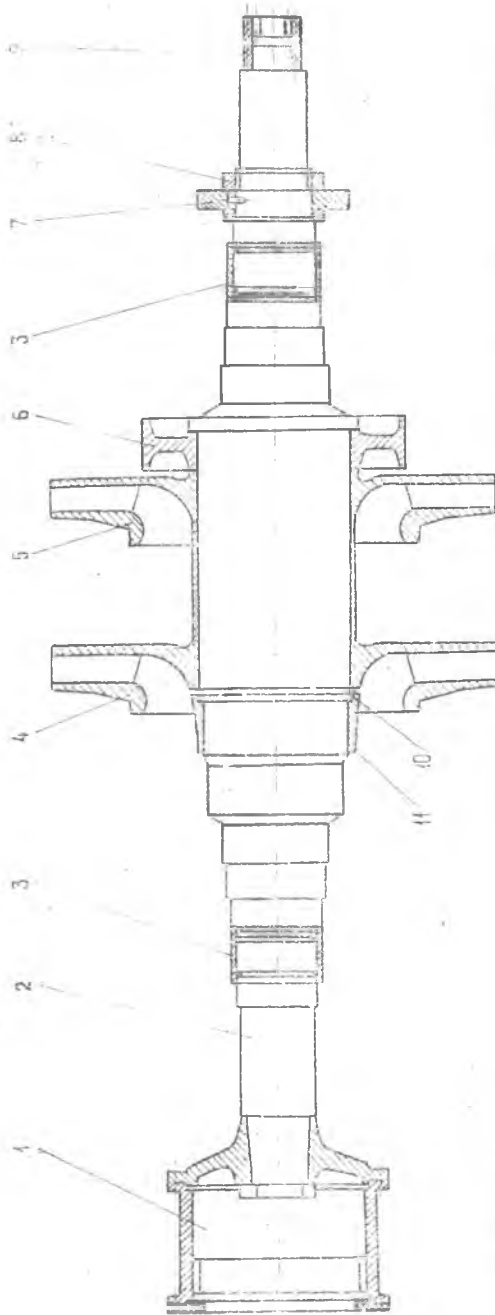


Рис. 12. Ротор: 1 — муфта зубчатая; 2 — вал ступенчатый; 3 — гайка; 4, 5 — колесо рабочее; 6 — диск разгрузочный; 7 — диск упорный; 8 — гайка; 9 — муфта шлицевая; 10 — кольцо стопорное; 11 — штулка

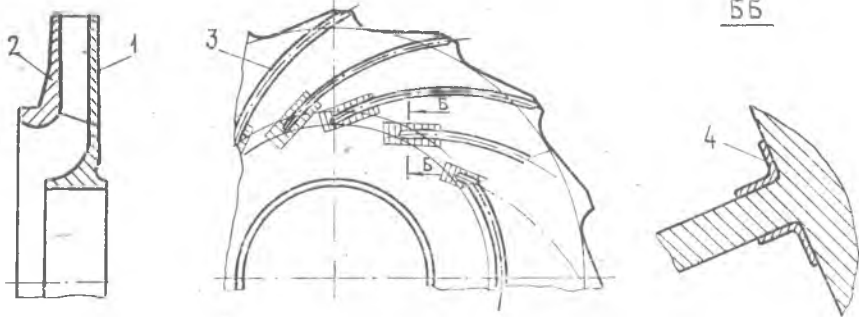


Рис. 13. Рабочее колесо: 1 — диск основной; 2 — диск покрывной; 3 — лопатка; 4 — шликер ВКМ-65

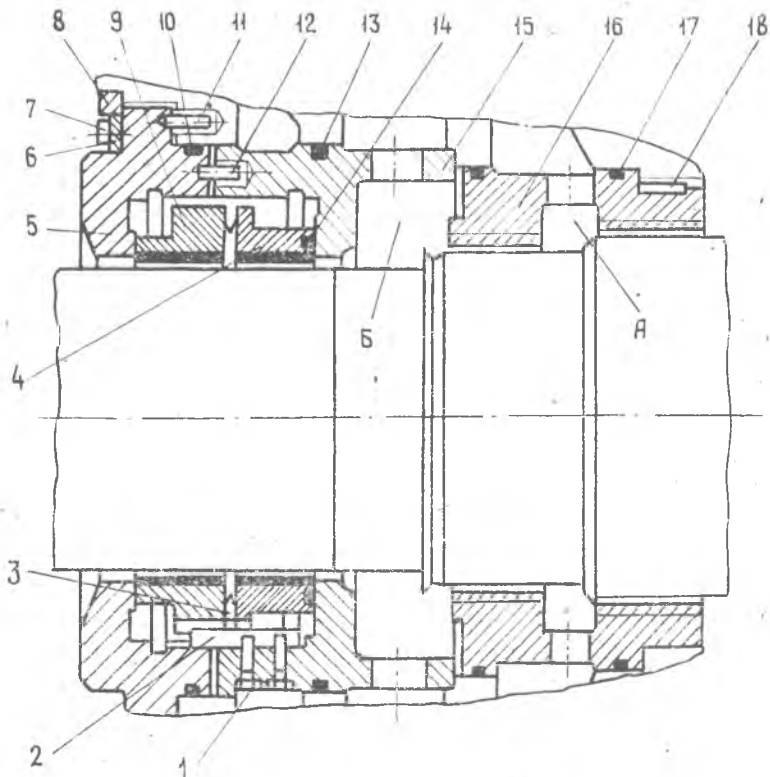


Рис. 14. Уплотнение концевое: 1 — винт; 2 — шпонка; 3 — пружина; 4, 9 — кольцо; 5, 15 — корпус; 6 — планка; 7 — болт; 8 — кольцо разрезное; 10, 13, 14, 17 — кольцо уплотнительное; 11, 12 — штифт; 16 — втулка; 18 — шпонка

а для колеса — не более 2 г·см на наружном диаметре колеса. После сборки ротор проходит динамическую балансировку. Допускаемая величина дисбаланса не должна превышать 93 г·см.

КОНЦЕВОЕ УПЛОТНЕНИЕ РОТОРА

Концевые уплотнения ротора нагнетателя (рис. 14) состоят из двух функционирующих совместно уплотнений: лабиринтного и щелевого масляного с плавающими кольцами.

Лабиринтное уплотнение предназначено для снижения давления газа в соединении вращающийся ротор — крышка нагнетателя. Оно представляет собой втулку 16, изготовленную из материала Ак-6. На ее внутренних поверхностях выполнены кольцевые профилированные канавки, образующие с поверхностью ротора лабиринт с большим гидравлическим сопротивлением, что обеспечивает значительное снижение давления газа на выходе из уплотнения. Лабиринтные поверхности втулки разделены кольцевой проточкой с радиальными отверстиями и образуют с ротором полости А. Полости А через каналы в обоих крышках нагнетателя сообщаются между собой соединительным трубопроводом с целью выравнивания давления газа в уплотнениях.

Щелевое масляное уплотнение с плавающими кольцами предназначено для надежной герметизации внутренней полости нагнетателя и окружающей атмосферы. Оно состоит из корпусов 5 и 15, в расточке которых установлены внутреннее 4 и наружное 9 уплотнительные кольца.

Детали щелевого масляного уплотнения выполнены из стали.

Посадочные поверхности корпусов 5 и 15 уплотняются в крышке нагнетателя резиновыми кольцами 10 и 13. Осевая фиксация корпуса 5 относительно крышки нагнетателя осуществляется разрезным кольцом 8, которое стопорится планкой 6 и болтами 7. От проворота корпусы 5 и 15 фиксируются штифтами 11 и 12. Рабочие поверхности уплотнительных колец 4 и 9 залиты баббитом Б-83.

Предварительное прижатие уплотнительных колец по горцам к корпусам 5 и 15 производится пружинами 3. Уплотнение по торцу между уплотнительным кольцом 4 и корпусом 15 осуществляется резиновым кольцом 14.

Герметичность между внутренней полостью нагнетателя и окружающей атмосферой обеспечивается непрерывной подачей масла в полость между уплотнительными кольцами 4 и 9 под давлением на 0,15...0,20 МПа больше давления газа на выходе из лабиринтного уплотнения. При этом часть масла движется в зазоре между кольцом 4 и валом навстречу газу, образуя гидравлический затвор, а часть — в зазоре между кольцом 9 и валом, осуществляя смазку и охлаждение концевого уплотнения. В результате взаимо-

действия с движущимся потоком масла уплотнительные кольца самоориентируются (всплывают) относительно поверхности вала ротора.

В корпусе 15 выполнена внутренняя расточка с радиальными отверстиями, образующая с ротором полость Б. Полости Б через каналы в обеих крышках нагнетателя сообщаются между собой уравнительным трубопроводом с целью достижения равных величин давления газа перед щелевыми масляными уплотнениями.

ПОДШИПНИК ОПОРНЫЙ

Подшипник опорный (рис. 15) предназначен для восприятия

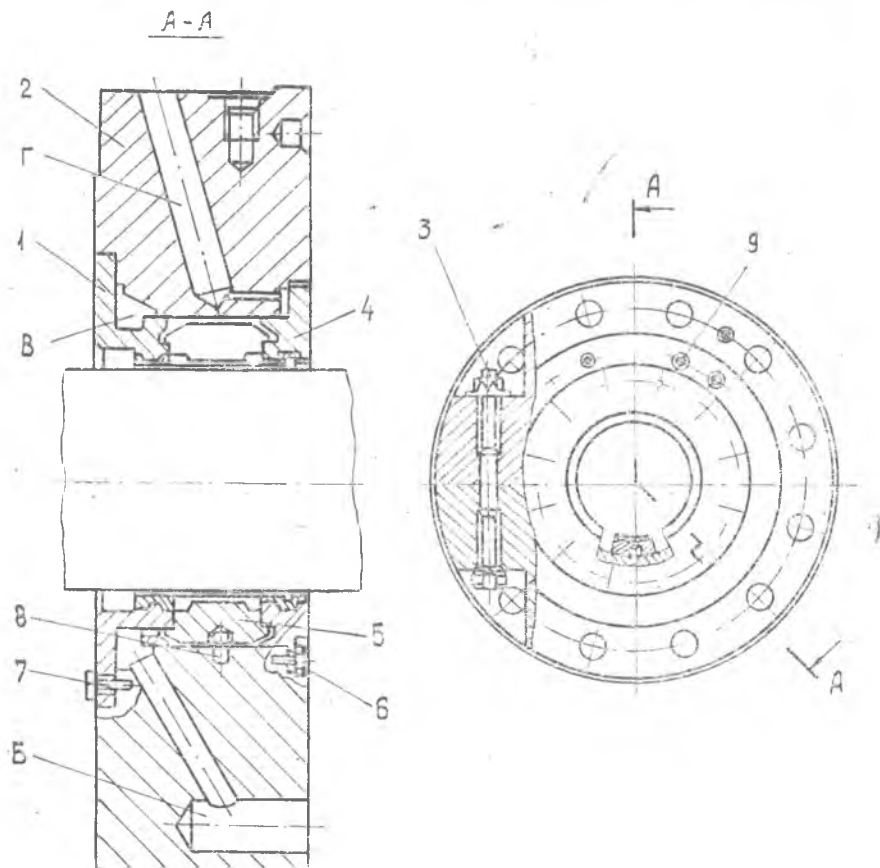


Рис. 15. Подшипник опорный: 1, 4 — втулка; 2 — корпус разрезной; 3 — болт; 5 — колодка опорная; 6, 7 — винт; 8 — штифт; 9 — отверстия резьбовые.

радиальных нагрузок, действующих на ротор, и передачи их на корпус нагнетателя. Подшипник опорный состоит из разъемного в горизонтальной плоскости корпуса 2, обе части которого соединены призонными болтами 3; разъемных втулок 1 и 4, закрепляемых на корпусе болтами 7 и 6; опорных колодок 5, удерживающихся в корпусе специальными проточками, выполненными во втулках 1 и 4. Колодки 5 относительно корпуса 2 стопорятся штифтами 8. Все детали подшипника выполнены из стали.

Рабочие поверхности колодок 5 и втулок 1 и 4 заливаются баббитом и растачиваются под размер. Диаметральный зазор между колодками 5 и валом является величиной технологической и обеспечивается при сборке нагнетателя. Разъемные втулки 1 и 4 создают необходимое уплотнение относительно вала и определяют расход масла через подшипник с целью поддержания заданного температурного режима работы.

Подвод смазки осуществляется через канал Б в кольцевую полость В и по осевым отверстиям втулки 1 поступает на опорные колодки 5.

Температура масла на сливе из подшипника измеряется с помощью датчика сопротивления, установленного в канале Г.

В верхней части горизонтального разъема корпуса 5 имеются резьбовые отверстия 9 для крепления кронштейнов датчиков вибрации.

ПОДШИПНИК ОПОРНО-УПОРНЫЙ

Подшипник опорно-упорный (рис. 16) предназначен для восприятия радиальных и осевых нагрузок, действующих на ротор нагнетателя, и передачи их на корпус. В состав опорно-упорного подшипника входят подшипник опорный (конструкция дана в п. 2.5) и упорный двухсторонний подшипник скольжения. Упорный подшипник представляет собой цилиндрический корпус 1, крышкой которого служит корпус 12 опорного подшипника. Корпусы 1 и 12 соединяются болтами 13.

В центральной расточке корпуса 1 установлена и закреплена винтами 5 втулка 4. Внутри корпуса 1 размещены два упорных кольца и кольцо регулировочное 3.

Кольца упорные включают кольца несущие 6 и 10, к которым с помощью специальных штифтов крепятся упорные колодки 4 и 8. Кольца несущие выполнены пружинными для выравнивания нагрузки между колодками и имеют специальные пазы для прохода масла на смазку колодок упорных. Кольца несущие фиксируются в корпусе 1 от проворота штифтами 7 и 9.

Рабочие поверхности втулки 4 и колодок упорных залиты баббитом.

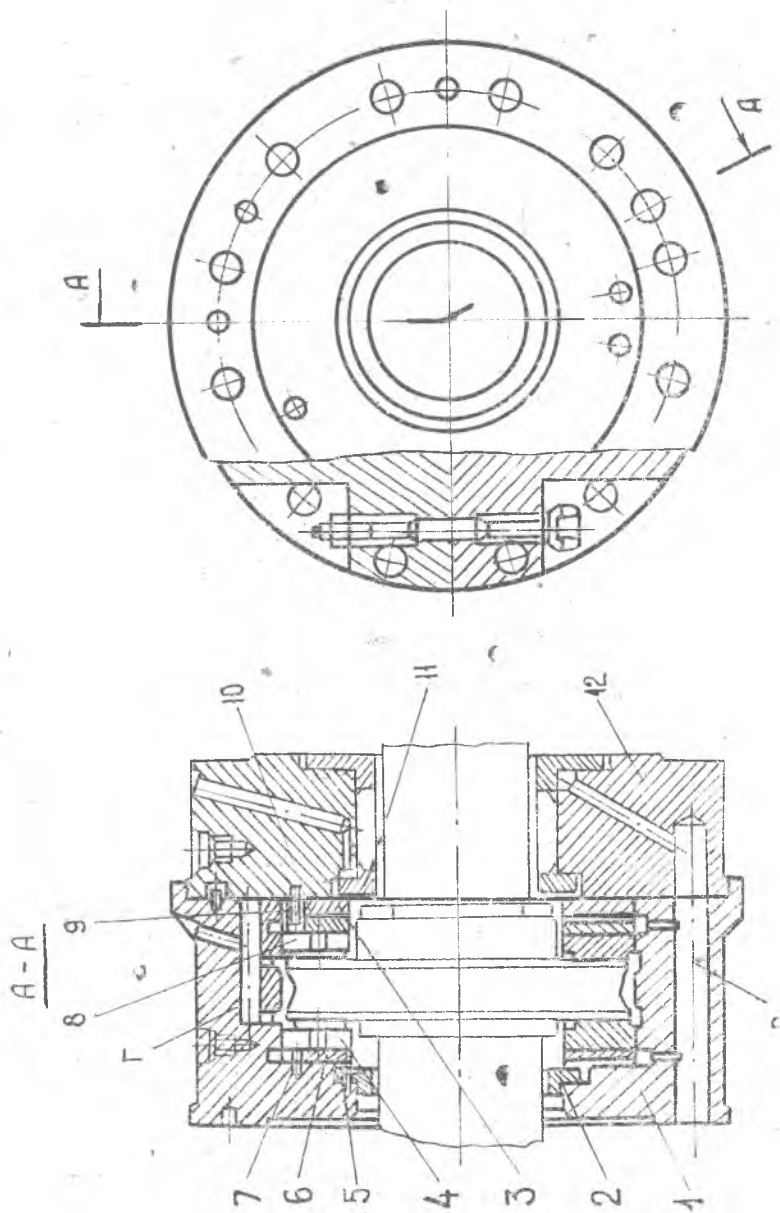


Рис. 16. Подшипник опорно-упорный: 1, 12 — корпус; 2, 11 — втулка; 3 — кольцо регулировочное; 4, 8 — колодки упорные; 5 — винт; 6, 10 — кольцо несущее; 7, 9 — штифты

Осевой зазор между упорным диском ротора и колодками упорными осуществляется подгонкой толщины кольца регулировочного 3. Подвод смазки к колодкам упорным производится по каналу В. Расход масла через упорный подшипник зависит от величины зазоров втулок 2 и 11 с валом и определяет температурный режим работы подшипника.

Температура масла на сливе из подшипника измеряется с помощью датчика сопротивления, установленного в канале Г.

Крепление опорно-упорного подшипника осуществляется к крышке нагнетателя болтами.

БЛОК МАСЛОНАСОСА СИСТЕМЫ СМАЗКИ

Блок маслонасоса системы смазки (рис. 17) предназначен для подачи масла из бака в напорный коллектор нагнетателя и включает в себя привод маслонасоса, расположенный в литом корпусе 1, и насос шестеренчатый 16.

Привод маслонасоса состоит из торсионного вала 5, вал-шестерни 6 и шестерни 2. Осевая фиксация торсионного вала относительно вал-шестерни обеспечена гайкой 9 и контргайкой 10.

Насос шестеренчатый состоит из литого чугунного корпуса 11, в котором установлены ведущая 13 и ведомая 15 шестерни.

Торсионный вал 5, находящийся в зацеплении с ротором через шлицевую втулку, передает крутящий момент на шлицы вал-шестерни 6, благодаря зубчатому зацеплению на шестерню 2 и через ее шлицевое соединение на вал ведущей шестерни 13 маслонасоса.

Для уменьшения потерь на трение шестерни привода и маслонасоса установлены в своих корпусах на подшипники скольжения. Смазка подшипников 3, 4, 7 привода производится через специальные сверления в корпусе 1. Подвод масла на смазку подшипников осуществляется по трубопроводу из напорного коллектора в полость А. Смазка подшипников 12 и 14 происходит за счет давления в самом маслонасосе.

Слив масла осуществляется через полость Б в корпусе 1 привода маслонасоса.

РАБОТА УПЛОТНЕНИЙ И ПОДШИПНИКОВ НАГНЕТАТЕЛЯ

Из стационарного трубопровода (рис. 18) перекачиваемый газ по линии 1 поступает в газоприемную (всасывающую) полость Б. Сжатый в нагнетателе газ по линии нагнетания 2 подается в напорную ветвь трубопровода.

Газоприемная полость Б и полость А за разгрузочным диском (задуммисная полость) соединены линией 5, которая обеспечивает

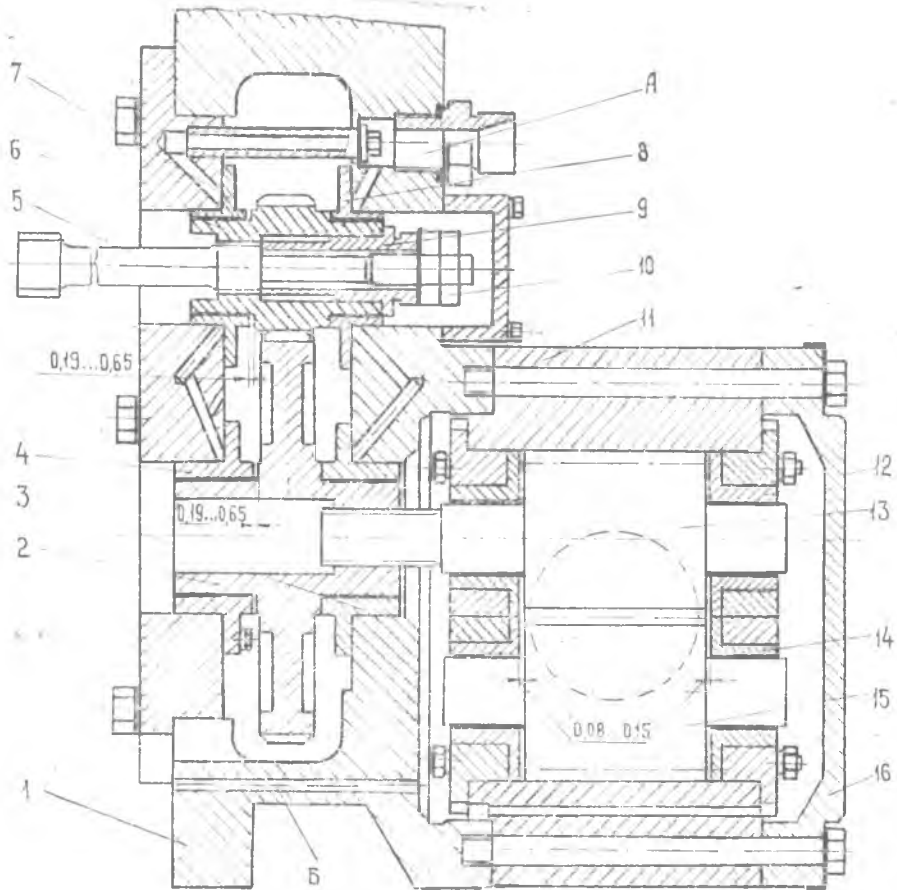


Рис. 17. Блок маслонасоса: 1, 11 — корпус; 2 — шестерня; 3, 4, 7, 8, 12, 14 — подшипник; 5 — вал торсионный; 6 — вал-шестерня; 9 — гайка; 10 — контргайка; 13 — шестерня ведущая; 15 — шестерня ведомая; 16 — маслонасос

снижение осевых нагрузок, воспринимаемых упорным подшипником, и способствует созданию одинаковых условий работы концевых уплотнений нагнетателя.

Окончательное выравнивание давлений газа происходит в камерах В и Г лабиринтного уплотнения благодаря уравнивательной линии 4. Камеры Е и Д (камеры «масло-газ») за лабиринтным уплотнением сообщаются между собой линией 3 и соединяются с регулятором перепада давления (РПД-2М). В камеры Ж и З в полость масляного щелевого уплотнения от РПД-2М по линии 8 по-

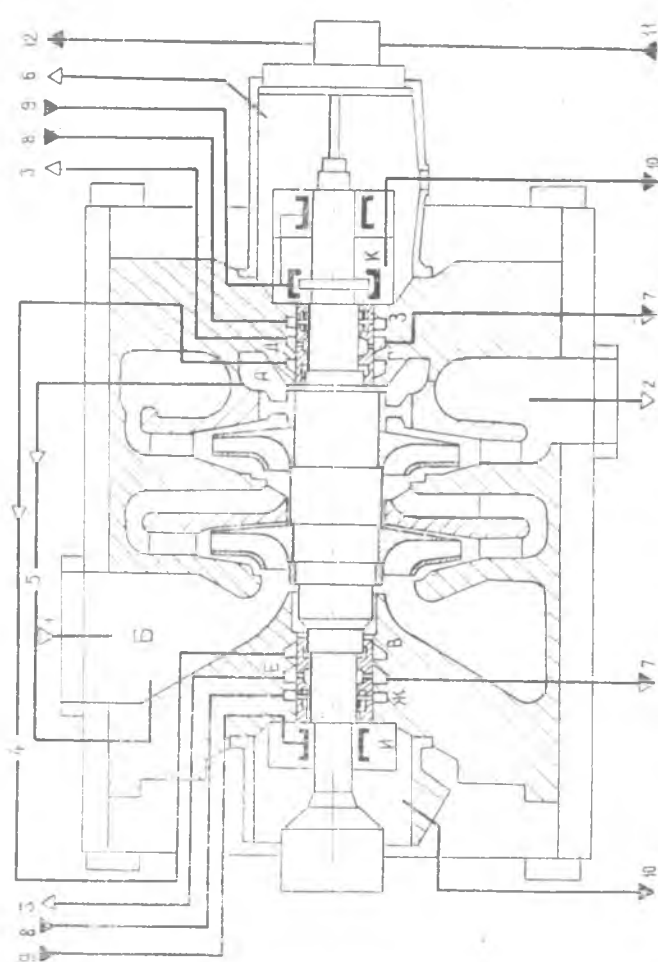


Рис. 18. Работа подшипников и уплотнений нагнетателя. Схема газо-гидравлическая функциональная: 1 — линия газоприемная; 2 — линия нагнетания; 3 — отбор давления из РГД; 4 — линия уравнительная; 5 — линия соединительная; 6 — суфлирование подшипниковой камеры; 7 — слив масла из камеры масло-газ; 8 — подвод масла в уплотнения; 9 — подвод масла в подшипники; 10 — слив масла из подшипников и уплотнений; 11 — вход масла в основной насос смазки; 12 — подача масла к коллектору

дается масло с давлением на 0,15...0,20 МПа (1,5...2,0 кгс/см²) больше давления газа в камерах Е и Д. Под действием избыточного давления масло движется в камеры Е и Д навстречу газу, выходящему из камер В и Г, чем обеспечивается надежное уплотнение внутренней полости нагнетателя. Образующаяся маслогазовая смесь сливается по линии 7 и направляется к маслоотводчику.

Часть масла, прошедшая через наружное плавающее кольцо масляного щелевого уплотнения в камеры И и К, через сливные каналы по линии 10 поступает в маслобак.

Масло из масляного бака по линии 11 поступает к основному насосу смазки и от него по линии 12 направляется к распределительному коллектору. Из коллектора масло под давлением по линии 9 подается через сверления в крышках нагнетателя на смазку и охлаждение опорного и опорно-упорного подшипников. Отработавшее масло через уплотнения подшипников и сливные отверстия кожухов по линии 10 сливают в масляный бак.

СИСТЕМА МАСЛЯНАЯ НАГНЕТАТЕЛЯ

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Система масляная нагнетателя — циркуляционная под давлением с воздушным охлаждением. Работает по замкнутому циклу: бак-насос-система охлаждения-нагнетатель-бак.

Система масляная состоит из системы смазки нагнетателя и системы уплотнительного масла нагнетателя.

С целью повышения надежности работы нагнетателя система масляная имеет пусковые насосы смазки и уплотнения с электроприводом, которые служат для подготовки системы масляной нагнетателя к работе и создания в ней необходимого давления во время пуска и остановки газоперекачивающего агрегата. По достижении турбокомпрессором частоты вращения 110 с⁻¹ (6600 об/мин) пусковые насосы отключаются или включаются автоматически.

В системе масляной нагнетателя используется масло турбинное марки ТП-22 или ТП-22С.

Основные данные системы масляной нагнетателя

Емкость маслосистемы с маслобаком, м ³	4,4 (4400 л)
Давление масла в напорном коллекторе смазки, МПа	0,16—0,20 (1,6—2 кгс/см ²)
Температура масла, К:	
в баке нагнетателя (не менее)	288 (15°C)
подшипников (не более)	343 (70°C)
после холодильника	323 (50°C)
Перепад давления «масло-газ», МПа	0,098—0,2 (1—2 кгс/см ²)

Перепад давления на фильтрах, МПа:	
системы смазки (не более)	0,2 (2 кгс/см ²)
системы уплотнения (не более)	0,5 (5 кгс/см ²)
Возможные потери масла в системе смазки и уплотнения, кг/с (не более)	$0,69 \cdot 10^{-4}$ (0,25 кг/ч)

Технические данные насосов системы масляной

Основной насос смазки:	Шестеренчатый
привод	От вала нагнетателя
давление на выходе, МПа	0,4 (4 кгс/см ²)
подача, м ³ /ч	28,8 (480 л/мин)
Основной насос уплотнений:	888СТ, шестеренчатый
привод	От вала двигателя
давление на выходе, МПа	5,41 (56 кгс/см ²)
подача, м ³ /ч	3,6 (80 л/мин)
Пусковой насос смазки:	ЗВ16/25-22/6,3, винтовой
привод	Электродвигатель
давление на выходе, МПа	0,6 (6,0 кгс/см ²)
подача, м ³ /ч	22 (365 л/мин)
Пусковой насос уплотнений:	ЗВ5/100, винтовой
привод	Электродвигатель
давление на выходе, МПа	7,85 (80 кгс/см ²)
подача, м ³ /ч	2,5 (41 л/мин)

СИСТЕМА СМАЗКИ НАГНЕТАТЕЛЯ

Назначение системы смазки. Система смазки предназначена для смазки и охлаждения подшипников ротора нагнетателя, зубчатых зацеплений вала привода нагнетателя, а также для подвода масла к системе уплотнительного масла нагнетателя.

Работа системы смазки при пуске и останове агрегата. Во время пуска и останова агрегата, когда основной насос смазки Н2 (рис. 19) не создает достаточного давления, пусковой насос Н1 обеспечивает подготовку и работу системы смазки нагнетателя.

Масло из бака Б2 через заборный клапан К32 с фильтром сетчатым поступает к насосу Н1. Клапан К32 предотвращает слив масла из трубопровода подвода масла к насосу Н1. После насоса масло под давлением направляется к блоку маслоохладителей и регулятору температуры РТ2.

Маслоохладители имеют дроссели ДР2 и ДР3 для выпуска воздуха из системы при ее заполнении маслом. Далее после очистки в фильтрах низкого давления Ф6 и Ф7 масло поступает в распределительный коллектор и на вход в пусковой насос уплотнений Н3. До и после фильтров имеются вентили ВН10 и ВН15 отбора импульсов давления для контроля степени их загрязнения. Из коллектора масло идет на смазку и охлаждение подшипников и зубчатых соединений вала привода нагнетателя.

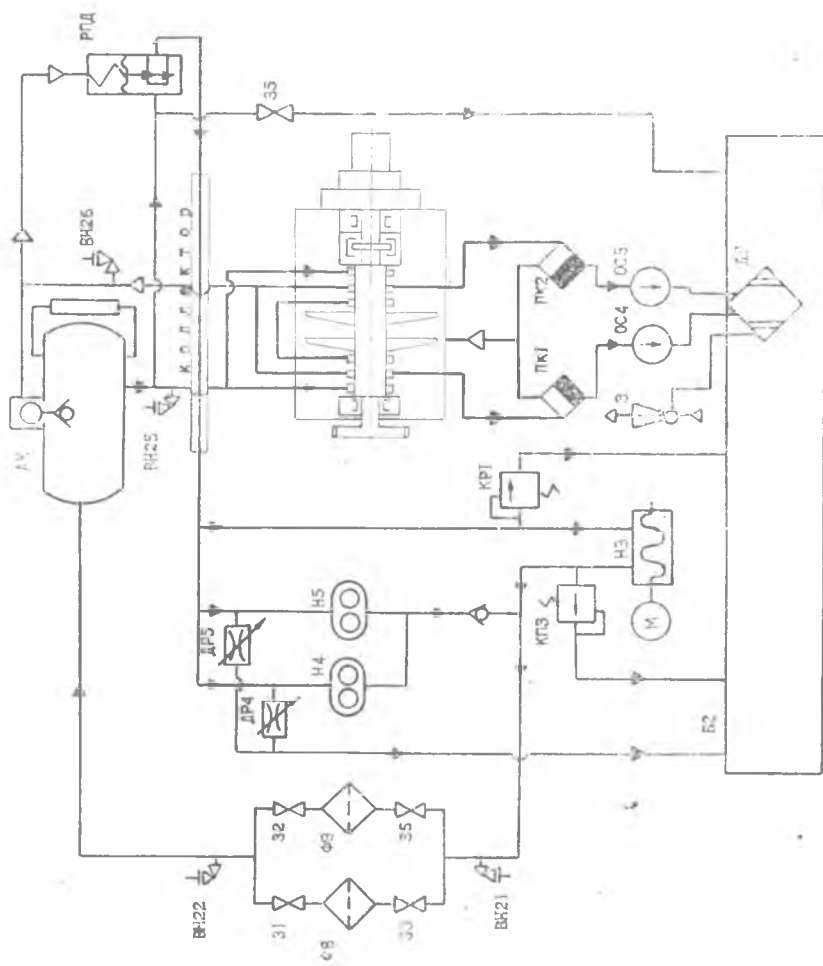


Рис. 19. Система смазки нагнетателя (схема гидравлическая принципиальная)

Для согласования работы насосов в период пуска и останова агрегата предусмотрен клапан редуционный КР2, исключающий повышение давления в системе при одновременной работе насосов Н1 и Н2. При останове агрегата насос Н1 автоматически включается и питает систему маслом, необходимым для охлаждения подшипников, до полного останова.

Работа системы смазки на основном режиме агрегата. Во время работы агрегата масло из бака Б2 через заборный клапан КЗ1 с фильтром сетчатым (степень фильтрации 70 мкм) поступает к основному насосу смазки Н2. Предохранительный клапан КП1 исключает создание избыточного давления в трубопроводе при обратных раскрутках ротора нагнетателя.

Насосом Н2 масло подается в блок маслоохладителей и параллельно к регулятору температуры РТ2, который настроен на температуру плюс 45°С. Если температура масла ниже, то регулятор РТ2 перепускает все масло по байпасной линии, а если выше — то через блок маслоохладителей. Регулируя количество масла, перепускаемого через маслоохладитель, регулятор обеспечивает необходимую температуру в системе смазки.

Очистка масла осуществляется в фильтрах низкого давления Ф6 и Ф7. Для включения и выключения фильтров предусмотрены вентили ВН11, ВН12 и ВН13, ВН14, позволяющие производить смену фильтропакетов не останавливая агрегата.

Очищенное масло идет к основным насосам уплотнений Н4 и Н5 и в коллектор смазки, откуда поступает на смазку и охлаждение подшипников нагнетателя и зубчатой муфты.

В коллекторе производится контроль масла по температуре и давлению. Отбор давления осуществляется через вентиль ВН27. Для поддержания в коллекторе необходимого давления установлен редуционный клапан КР1.

Отработавшее в подшипниках нагнетателя масло по трубопроводам через смотровые окна ОС3 и ОС6 сливается в бак Б2.

СИСТЕМА УПЛОТНИТЕЛЬНОГО МАСЛА НАГНЕТАТЕЛЯ

Назначение системы уплотнительного масла. Система уплотнительного масла предназначена для обеспечения гарантированного уплотнения внутренней полости нагнетателя и окружающей атмосферы, для предотвращения прорыва сжимаемого газа в подшипниковые камеры нагнетателя и в контейнер агрегата.

Работа системы уплотнительного масла при пуске и останове агрегата. Во время пуска и останова агрегата давление в системе (рис. 20) создается пусковым насосом Н3, на вход которого поступает масло из коллектора смазки. От насоса Н3 масло под давле-

нием поступает на фильтры высокого давления Ф8 и Ф9, а затем в проточный аккумулятор АК.

Контроль степени загрязнения фильтров производится по перепаду давления через вентили ВН21 и ВН22.

Из аккумулятора АК масло подается в концевые уплотнения ротора нагнетателя и регулятор РПД, который поддерживает заданный перепад давления масла над газом. Так как в уплотнениях каналы «масло-газ» соединены с аккумулятором АК и с регулятором РПД, то любое изменение давления газа в корпусе нагнетателя приводит к соответствующему изменению давления уплотнительного масла. При этом излишки масла РИД перепускает в коллектор смазки. Вентили ВН25 и ВН26 позволяют контролировать величину перепада давления.

Для согласования работы насосов в периоды запуска и останова агрегата предусмотрен клапан предохранительный КПЗ, предупреждающий чрезмерное повышение давления при одновременной работе насосов Н3 и Н4, Н5.

Работа системы уплотнительного масла на основном режиме. Из коллектора смазки подается масло на вход основных насосов уплотнения Н4 и Н5. Перед насосами установлены дроссели ДР4 и ДР5, которые способствуют удалению воздушных пузырьков и пробок путем постоянного сброса масла в бак Б2. От насосов Н4 и Н5 масло направляется в фильтры высокого давления Ф8 и Ф9, для включения и выключения которых предусмотрены задвижки 31, 33 и 32, 34, позволяющие производить смену фильтропакетов без останова агрегата.

Очищенное масло поступает в проточный аккумулятор АК, откуда — на уплотнение ротора и на РПД.

Отработавшая в уплотнениях ротора основная часть масла, пройдя через зазоры между наружными кольцами уплотнений и ротором, сливается в бак Б2. Меньшая часть проходит через зазоры внутренних колец уплотнений, смешиваясь с газом, через камеры «масло-газ» отводится в маслоотводчик ПК, где происходит отделение масла от газа. Верхняя часть маслоотводчиков соединена с газоприемным (всасывающим) патрубком нагнетателя.

Масло, отделенное в маслоотводчике от газа, сливается в дегазатор ДГ через смотровые окна ОС4 и ОС5. В дегазаторе выделяется растворимый в масле газ, который с помощью эжектора Э удаляется за пределы контейнера. Очищенное масло через гидрозатвор сливается в бак Б2.

Работа системы уплотнительного масла при аварийном останове. Аккумулятор АК заполняется маслом от пусковых насосов Н1 и Н3 перед пуском агрегата. При аварийном останове агрегата, когда не включаются электронасосы Н1 и Н3 (при отсутствии электроэнергии), исчезает перепад давления масла над газом, ак-

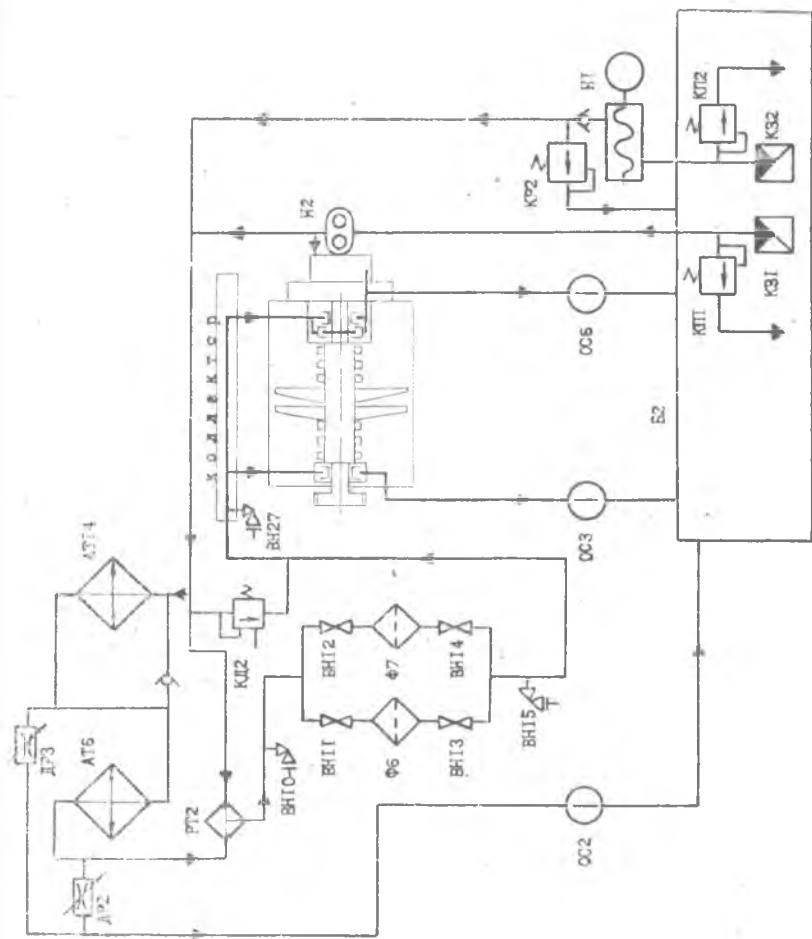


Рис. 20. Система уплотнительного масла (схема гидрогазовая принципиальная)

кумулятор сообщается с газовой полостью нагнетателя через поплавковый клапан. При этом, благодаря верхнему расположению аккумулятора АК, обеспечивается постоянное превышение давления масла над газом на величину гидростатического давления столба масла высотой от уровня масла в аккумуляторе до уровня масла в уплотнениях.

Уплотнения запираются маслом из аккумулятора в течение времени, достаточного для перестановки технологических кранов и разгрузки контура нагнетателя от газа.

Задвижка 35 обеспечивает слив масла из аккумулятора.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Для чего предназначен нагнетатель газа НЦВ-6,3?
2. Расшифруйте название нагнетателя НЦВ-6,3/76-1,45.
3. Перечислите параметры работы нагнетателя на номинальном режиме.
4. Дайте характеристику принципа работы центробежного нагнетателя.
5. Какие силы и моменты действуют на элементы конструкции нагнетателя в процессе его работы?
6. Объясните принцип создания осевой силы на рабочем колесе ступени нагнетателя.
7. Какие существуют методы для снижения величины осевой силы, действующей на ротор нагнетателя?
8. Какие конструктивные элементы предназначены для восприятия осевых сил?
9. Какие имеются разновидности газодинамических характеристик?
10. По какому условию определяется граница удаления от помпажа?
11. Перечислите основные узлы нагнетателя.
12. Назначение и характеристика конструктивных элементов корпуса нагнетателя.
13. Назначение и характеристика конструктивных элементов ротора.
14. Назначение, состав и работа опор нагнетателя.
15. Назначение, состав и особенности работы концевых уплотнений.
16. Назначение, состав масляной системы нагнетателя.
17. Перечислите эксплуатационные ограничения параметров работы масляной системы нагнетателя.
18. Особенности работы масляной системы при пуске.
19. Особенности работы масляной системы при аварийном останове.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

Кулагин И. И. Теория газотурбинных двигателей. М.: Оборонгиз, 1953. 378 с.

Рис В. С. Центробежные компрессорные машины. М.: Машгиз, 1964. 335 с.

Соломахова Т. С., Чебышева К. В. Центробежные вентиляторы. Справочник. М.: Машиностроение, 1980. 175 с.

Черкасский В. М. Насосы, вентиляторы, компрессоры. М.: Энергоатомиздат, 1984. 416 с.

Агрегат газоперекачивающий ГПА-Ц-6,3. Техническое описание /Сумское машиностроительное научно-производственное объединение им. М. В. Фрунзе /ВНИИКОМПРЕССОРМАШ. Сумы, 1988. 176 с.

КОНСТРУКЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ
ГАЗА ИЦВ-6,3/76-1,45

Составители: Каршин Дмитрий Валентинович,
Канунников Игорь Петрович

Редактор Е. Д. Антонова
Техн. редактор Н. М. Каленюк
Корректор Т. И. Щелокова

Сдано в набор 4.11.1992 г. Подписано в печать 25.02.1993 г.
Формат 60×84 1/16. Бумага оберточная.
Гарнитура литературная. Печать высокая.
Усл.печ.л. 2,1. Усл.кр.-отт. 2,2. Уч.-изд.л. 2,3.
Тираж 300 экз. Заказ 508. Арт. С 28/92.

Самарский государственный аэрокосмический университет
имени академика С. П. Королева,
443086 Самара, Московское шоссе, 34.

Тип. ИПО Самарского аэрокосмического университета.
443001 Самара, ул. Ульяновская, 18.