**2. Многоступенчатое сжатие**

Для получения газа высокого давления применяют многоступенчатые компрессоры, между ступенями которых устанавливают теплообменники, обеспечивающие охлаждение газа, сжатого в предыдущей ступени [8, 10].

Рассмотрим процесс сжатия газа в двухступенчатом турбокомпрессоре с промежуточным охлаждением в холодильнике при постоянном давлении. Принципиальная схема компрессорной установки представлена на рис. 6.

**~**

4

2

3

*T*B

*T*B

*T*2, *P*2

1

*T*3, *P*2

*T*1, *P*1

*T*4, *P*3

Рис. 1. Принципиальная схема двухступенчатого адиабатного

компрессора с промежуточным охлаждением:

1 – электродвигатель; 2 – первая ступень компрессора;  
 3 –теплообменник, охлаждаемый оборотной водой;  
 4 – вторая ступень компрессора

Газ с начальными параметрами *Т*1, *Р*1 поступает в первую ступень 2 компрессорной установки, где происходит адиабатный процесс сжатия от начального давления *Р*1 до промежуточного давления *Р*2. Далее газ с температурой *Т*2, давлением *Р*2 направляют в промежуточный холодильник 3, где его охлаждают до начальной температуры *Т*1 при постоянном давлении водой из оборотного водоснабжения. Сопротивление холодильника по газовому тракту с целью экономии энергии, расходуемой на сжатие, делают небольшим, что позволяет считать процесс охлаждения газа изобарным. После холодильника 3 газ направляют во вторую ступень 4 компрессорной установки, где происходит адиабатный процесс сжатия от промежуточного давления *Р*2 до заданного конечного давления *Р*3.

При многоступенчатом компремировании для выбора оптимальных промежуточных давлений, при которых работа была бы наименьшей, распределение нагрузки на каждую ступень рассчитывают по следующему соотношению:

, (2.1)

где *ε*1, *ε*2, … *εn* – степень повышения давления газа в первой ступени, второй ступени, *n*-ой ступени многоступенчатого компрессора;

*n* – число ступеней компрессора;

*ε*общ =  – общая степень повышения давления газа в компрессоре с числом ступеней *n* от начального давления *Р*нач до заданного конечного давления *Р*кон.

При соблюдении такого условия (2.19) отношение давлений во всех ступенях одинаково, что благоприятно не только для потребляемой мощности, но и для температур нагнетания в поршневых компрессорах, которые в этом случае получаются более низкими, чем при разных отношениях давлений в ступенях.

При увеличении числа ступеней и промежуточных холодильников компрессорной установки процесс сжатия все более приближается к изотермическому, т.е. к наивыгоднейшему с точки зрения расхода энергии. Этим не исчерпывается достоинства многоступенчатого процесса сжатия. В поршневых компрессорах достигается снижение температуры нагнетания, уменьшается опасность воспламенения смазочных масел [10].

В практике компрессостроения встречаются весьма различные соотношения между числом ступеней и конечным давлением. Число ступеней компрессоров средней и высокой производительности следует выбирать таким, чтобы отношение давлений в каждой ступени турбокомпрессора не превышало величину *ε*, равную четырем. При сжатии многоатомных газов, например аммиака, отношения давлений выгодно брать более высокими, чем для компрессоров, сжимающих двухатомные газы, например азот. В компрессорах для газов с малым удельным весом, например для водорода, выгодно принять пониженное отношение давлений (*ε* = 1,52), поскольку потери давления между ступенями ниже средних величин.

Для повышения экономичности компрессоров стремятся к наиболее полному охлаждению газа в промежуточных холодильниках. Предел возможного охлаждения определяется начальной температурой охлаждающей воды. При использовании воды из оборотной системы водоснабжения эта температура определяется климатическими и погодными условиями. В современных конструкциях многоступенчатых компрессоров разность конечной и начальной температуры охлаждающей воды составляет 5–10 оС.

Выбор наивыгоднейшего числа ступеней надлежит проводить, руководствуясь не только стремлением к минимальному расходу энергии, но и соображениями общеэкономического характера.

**Задача 2**

Двухступенчатый аммиачный турбокомпрессор с промежуточным изобарным холодильником 3 служит для сжатия аммиака до конечного давления *Р*3 = 7 бар (рис. 6). Процесс сжатия неравновесный, расход аммиака  кг/с. Параметры аммиака на входе в первую ступень 2 компрессорной установки следующие: *Р*1 = 1 бар, *Т*1 = 306 K. Для охлаждения аммиака, сжатого в первой ступени 2 до промежуточного давления *Р*2 используется охлаждающая вода из оборотного водоснабжения. Охлаждение аммиака после первой ступени 2 в изобарном холодильнике 3 достигается до начальной температуры *Т*3 = *Т*1 = 306 K. Нагревание воды составляет величину Δ*Т*В = 5 K. Значение адиабатного КПД каждой ступени компрессорной установки принимается одинаковым и равным следующей величине:

.

Функции и параметры состояния аммиака считать по уравнению состояния идеального газа с постоянной теплоемкостью.

Определить:

1. Мощность, потребляемую каждой ступенью компрессорной установки , , кВт.

2. Тепловой поток, отводимый в промежуточном теплообменнике 3  
, кВт.

3. Эксергетический КПД компрессорной установки .

**1 этап:**

Расчет мощности, потребляемой первой ступенью компрессорной установки, , кВт.

Определение мощности, затрачиваемой на сжатие газа от начального давления *Р*1 до промежуточного давления *Р*2 в первой ступени компрессорной установки, проводим по расчетному соотношению:

, (2.2)

где = 4,5*RM* [1];

*T*2 = *T*1– – температура аммиака в конце неравновесного процесса сжатия в первой ступени, K;

– температура аммиака в конце адиабатического равновесного процесса сжатия в первой ступени, K.

Определение промежуточного давления аммиака после первой ступени *Р*2 проводим согласно расчетному соотношению (2.19).



Результаты расчетов,  представлены в табл. 2.1.

Таблица 2.1

**Расчет внутренней мощности ступеней компрессора (; )**

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| ,  K | ,  K | ,  K |  | ,  кВт | ,  кВт | , кВт |  |
| 306 | 380,82 | 399,53 | 2,196 | –205,39 | –205,39 | –205,39 | 2,646 |

Поскольку степень сжатия аммиака в обеих ступенях компрессорной установки имеет одинаковое значение, температуры газа на входе в первую и во вторую ступень равны друг другу, а также адиабатный КПД ступеней имеет одно и то же значение, внутренняя мощность в обеих ступенях будет одинакова и равна следующей величине:

== –205,39 кВт.

**2-й этап:**

Расчет теплового потока , отводимого в промежуточном изобарном холодильнике 3, охлаждаемым оборотной водой, кВт.

Расчет проводим в соответствии с уравнением баланса полной энергии для теплообменника 3 относительно аммиака:

, (2.3)

где – поток энтальпии аммиака, кВт;

– тепловой поток, подводимый охлаждающей оборотной водой, кВт;

= –205,39 кВт – тепловой поток, отводимый от аммиака в промежуточном холодильнике 3.

Для определения расхода охлаждающей воды воспользуемся уравнением баланса полной энергии (1.25) для теплообменника 3 относительно воды:

, (2.4)

где = 205,39 кВт – тепловой поток, подводимый аммиаком, сжатым в первой ступени;

– поток энтальпии воды, поступаю-щей из оборотного водоснабжения в теплообменник 3, кВт;

= 4,19  [3, номограмма XI] – значение теплоемкости воды при средней температуре = 302,5 *K*.

Расход охлаждающей воды составляет следующую величину:

 кг/с.

В квазистатическом приближении действительный процесс сжатия в компрессоре может быть представлении в виде равновесного политропного процесса, начальное и конечное состояния которого полностью совпадают с реальным процессом. Представим данный процесс в координатах *PV*(*a*) и *TS*(*б*), (рис. 7).

*P*,

бар

*Т*2=*Т*4

*V*, м3/кг

*Т*1=*Т*3

1

2

3

4

*Р*1

*Р*2 = *Р*пр

*Р*3

*Т*,

K

1

2

3

4

*S*3

*S*4

*S*1

*S*2

*Т*1=*Т*3

*Т*2=*Т*4

*Р*1

*Р*3

*Р*2 = *Р*пр

*S*, Дж/K

*а*

*б*

Рис. 2. Политропный равновесный процесс двухступенчатого сжатия

аммиака с промежуточным охлаждением в координатах

*PV*(*a*) и *TS*(*б*).

Вследствие охлаждения аммиака в промежуточном холодильнике 3 при постоянном давлении (изобарный процесс 2→3) общий процесс сжатия в компрессорной установке приближается к изотермическому, т.е. самому выгодному с точки зрения экономии энергии.

Для неидеального газа задача экономического распределения сжатия между ступенями усложняется. В этом случае при равенстве отношений давлений расход работы в отдельных ступенях различен – он больше на последних ступенях, если конечное давление достаточно велико.

С целью экономии энергии в компрессорных установках применяют автоматическую систему управления процессом, которая обеспечивает регулирование тех параметров, отклонение от которых требует остановки компрессора с целью защиты от аварии.