

спровы. Однако при небольших расходах газа на тупиковых газопроводах целесообразно применение поршневых компрессоров в силу их более высокой экономичности. В последнем случае широкое распространение получили мотокомпрессоры, у которых в одном агрегате объединены компрессор и двух- или четырехтактный газовый двигатель внутреннего сгорания. Мотокомпрессор имеет У-образное расположение цилиндров двигателя. На каждом колене вала расположены два шатуна двигателя и один шатун компрессора. Цилиндр компрессора с поршнем двойного действия выполнен горизонтально. К преимуществам такой компоновки следует отнести высокий КПД газового двигателя, компактность, низкие затраты на фундамент.

В ряде случаев для сжатия природного газа и других целей применяют агрегаты, состоящие из многорядного оппозитного компрессора и двигателя, которые монтируются на общую платформу со всеми вспомогательными системами и оборудованием, необходимыми для работы компрессорной установки. К преимуществам такой компоновки следует отнести возможность применения серийных двигателей и отдельной доставки компрессора и двигателя в труднодоступные районы, так как масса каждой отдельной сборочной единицы значительно меньше, чем у компрессорной установки в целом (см. табл. 12.3).

Компрессоры большой производительности используются в газлифтных системах добычи нефти при обратной закачке газов в пласт с целью увеличения добычи ее на истощенных месторождениях, для закачки различных газов в естественные пустоты земной коры вблизи промышленных центров с целью удовлетворения спроса во время пиковых нагрузок и компенсации неравномерности потребления газа. Они находят применение: при сборе и транспортировке газа низкого давления, поступающего от одной или нескольких скважин месторождения; в установках для сжижения газа, а также при выработке сжатого воздуха высокого давления, используемого в различных технологических процессах.

Типичная конструкция поршневого компрессора для различных технологических целей приведена на рис. 12.8. Компрессор выполнен на четырехрядной оппозитной базе и может быть использован для сжатия различных газов или их смесей, включая горючие и токсичные. Производительность, конечное давление и мощность компрессора могут варьироваться в широком диапазоне за счет изменения числа и диаметров цилиндров отдельных ступеней, хода поршня и частоты вращения коленчатого вала. Приводом компрессора является синхронный электродвигатель 14, ротор которого имеет односторонний выносной подшипник 13. С другой стороны ротор жестко соединен с валом компрессора и опирается на его коренной подшипник. Базовой деталью компрессора является станина 4, в торцевых расточках которой на коренных подшипниках установлен четырехколенный вал 12. Через шатун 19, крейцкопф 6 и шток 18 вращательное движение вала преобразуется

шток фиксируется от проворота шпонкой. Поршень со штоком фиксируется от проворота шпонкой. Монтаж штока и уплотнительных узлов 7 осуществляется через смотровые люки фонаря 2 и направляющих крейцкопфа 5, а нижней головки шатуна — через верхнее отверстие в станине, закрытое крышкой 15. Цилиндры 10 имеют водяную рубашку и скользящие опоры 1. По периферии цилиндров расположены индивидуальные клапаны, закрепленные в гнездах упорами 8. В средней части цилиндров имеются смотровые отверстия 16, обеспечивающие при ремонте возможность очистки внутренних поверхностей водяных полостей. Промежуточный холодильник 3 кожухотрубного типа связывает между собой попарно цилиндры предыдущей и последующей ступеней и имеет буферные емкости на входе и выходе. Для защиты фундамента от случайного попадания масел из системы смазки компрессора в нижней части станины предусмотрен желоб 17. По такой схеме выполнен отечественный двухступенчатый воздушный оппозитный компрессор 4ВМ10-120/9.

Принципиальная схема оппозитной компрессорной установки 6ГМ25-120/14-38 показана на рис. 12.9, а. Она предназначена для дожатия обратных потоков природного газа среднего давления (1,4—1,8 МПа) на дожимных компрессорных станциях газоперерабатывающих заводов до конечного давления 3,6—3,8 МПа и работает в одном технологическом цикле с дожимными компрессорами, сжимающими газ от 3,5 до 5,6 МПа.

Установка состоит из оппозитного компрессора, приводного электродвигателя, вспомогательного оборудования и системы автоматизации. Компрессор выполнен одноступенчатым, шестирядным с расположением в каждом ряду по одному цилиндру с поршнями двойного действия. Каждые три ряда компрессора, расположенные по одну сторону коленчатого вала, объединены буферной емкостью на всасывании и нагнетании. Буферные емкости на всасывании смонтированы над цилиндрами, а буферные емкости на нагнетании — под цилиндрами. Перед буферными емкостями установлены сетчатые фильтры для очистки газа от механических примесей.

Компрессор соединен с электродвигателем с помощью жесткого фланцевого соединения и установлен в машинном зале. Вся арматура на газопроводе компрессора расположена вне помещения компрессорной станции. На нагнетательном трубопроводе устанавливается предохранительный клапан, сбрасывающий природный газ в атмосферу вне помещения компрессорной станции в случае повышения давления в газопроводе выше допустимого значения. Поскольку природный газ в смеси с воздухом образует взрывоопасную смесь, компрессор и его коммуникации, заполненные воздухом, перед пуском продуваются природным газом. Для этого нагнетательный трубопровод до обратного клапана через запорный кран соединяется с атмосферой с помощью трубопровода продувок, который служит для сброса газа в атмосферу перед пуском.

Система охлаждения компрессорной установки закрытая, двух-контурная. Охлаждающая вода подается к цилиндрам компрессора, к воздухоохладителям приводного электродвигателя и к масляному холодильнику системы циркуляционной смазки под давлением не более 0,3 МПа и с температурой не выше 30 °С. Нагретая вода поступает в общецеховой сливной коллектор, откуда насосами подается на аппараты воздушного охлаждения, расположенные вне помещения компрессорной станции.

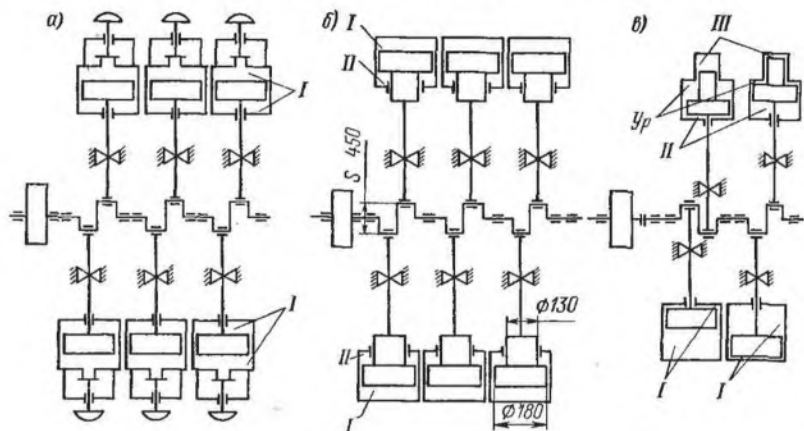


Рис. 12.9. Принципиальные схемы различных компрессоров большой производительности: а — 6ГМ25-120/14-38; б — 6ГМ40-16/100-420; в — 4ГМ16-12,5/17-281 (I, II, III — номера ступеней сжатия; Ур — уравнивательная полость)

Система циркуляционной смазки обслуживает следующие узлы: коренные подшипники, кривошипные и крейцкопфные головки шатунов, направляющие крейцкопфа. Движение масла к точкам смазки осуществляется по трем направлениям: 1) к коренным подшипникам и от них по сверлениям в коленчатом валу к кривошипным головкам шатуна и далее по сверлениям в стержне шатуна к крейцкопфным головкам; 2) к нижней направляющей крейцкопфа; 3) к верхней направляющей крейцкопфа. После прохождения через узлы трения масло самотеком сливается в нижнюю часть картера и далее в маслосорник.

Система смазки цилиндров и сальников комплектуется агрегатом, состоящим из трех плунжерных восьмиточечных насосов, обратных клапанов, запорных вентилей и др. Всего в компрессоре имеется 18 точек смазки: к сальникам — 12 (по 2 точки на сальник) и к цилиндрам — 6 (по 1 точке на цилиндр). При этом каждая точка смазки цилиндра соединяется с двумя отводами насоса, что позволяет при необходимости увеличить расход масла на смазку цилиндров. Для смазки применяется авиационное масло МС-20.

На компрессоре предусмотрено изменение производительности за счет подключения дополнительного мертвого пространства. Для этого в каждом цилиндре со стороны крышки имеется полость, составляющая примерно 40 % от объема цилиндра. Диапазон ступенчатого изменения производительности составляет в этом случае 100—53 %.

Приводом компрессора служит электродвигатель серии СДКП2 трехфазного тока во взрывозащищенном исполнении, продуваемый под избыточным давлением, с замкнутой системой охлаждения через встроенные воздухоохладители. Мощность двигателя 4000 кВт, напряжение 6000 В, частота вращения ротора $6,25 \text{ с}^{-1}$.

На газоконденсатных месторождениях с целью поддержания внутрипластового давления и увеличения выработки конденсата осуществляют обратную закачку природного газа в пласт после извлечения из него углеводородного конденсата (сайклинг-процесс). Для этого требуются дожимающие поршневые компрессорные установки с начальным давлением 10 и конечным давлением 42 МПа.

На рис. 12.9, б приведена принципиальная схема компрессорной установки 6ГМ40-16/100-420, предназначенной для удовлетворения потребности газовой промышленности в оборудовании для обустройства газоконденсатных месторождений с применением сайклинг-процесса. В состав компрессорной установки входят: оппозитный поршневой компрессор; приводной электродвигатель; межступенчатые и вспомогательные газовые коммуникации и арматура; системы охлаждения, смазки, управления и др. К вспомогательным газовым коммуникациям относятся: байпасная линия, соединяющая нагнетание II-й ступени со всасыванием I-й ступени и служащая для разгрузки компрессора при пуске; линия аварийного сброса газа для продувки установки газом перед пуском; трубопроводы отвода газа от уплотняющих устройств штока и линия подвода давления к уплотнениям штока. Вся вспомогательная газовая коммуникация вместе с запорной арматурой трубопровода всасывания I-й ступени и трубопроводом нагнетания II-й ступени вынесена за пределы машинного зала и размещена на открытой площадке.

Компрессор выполнен двухступенчатым, горизонтальным на оппозитной базе 6М40. В каждом ряду размещено по одному цилиндру I-й и II-й ступеней. Компрессор с электродвигателем устанавливается на фундаменте в машинном зале. Межступенчатая аппаратура и коммуникации размещены на полу машинного зала под площадкой обслуживания за исключением буферных емкостей всасывания I-й ступени, которые устанавливаются сверху непосредственно на патрубки компрессора.

Сжатие газа осуществляется последовательно в двух ступенях. После каждой ступени газ направляется для охлаждения в газоохладители и сепараторы, где происходит отделение конденсата, влаги и масла. В целях сглаживания пульсаций давления газа

цилиндры каждой ступени объединены буферными емкостями на всасывании и нагнетании.

Компрессор снабжен устройством для ступенчатого изменения производительности от 100 до 80 % за счет присоединения дополнительных мертвых пространств к цилиндрам обеих ступеней. Основные технико-экономические показатели компрессорной установки и собственно компрессора приведены в табл. 12.3.

Цилиндры изготавливают стальными коваными (из стали марки 40X) со съёмной крышкой. Первая ступень сжатия расположена со стороны крышки, а вторая — со стороны вала. В каждой ступени устанавливается по одному всасывающему и нагнетательному клапану. Тип клапанов — кольцевые с газовым демпфером. Для упрощения коммуникаций всасывающий патрубок I-й ступени расположен сверху, а нагнетательный — снизу цилиндра. Оба патрубка II-й ступени расположены снизу. Цилиндр имеет гладкую, без фиксирующего бурта, втулку из чугуна марки СЧ32, которая устанавливается в расточке цилиндра с необходимым для закрепления натягом. Цилиндр имеет один штуцер для подвода смазки. Для присоединения цилиндра к направляющим служит фонарь, зафиксированный двумя парами конических штифтов. Фонарь имеет две боковые крышки и по одной сверху и снизу. Через верхнюю крышку осуществляется подвод смазки к уплотнениям штока; через нижнюю — отвод газа от уплотнительного устройства штока, подвод масла для охлаждения штока, подвод промежуточного давления и слив масла, скопившегося в фонаре.

Поршень выполнен в виде единого изделия со штоком из стали марки 38Х2МЮА. Он имеет опорную поверхность в виде двух пар разрезных направляющих колец с разгрузочными канавками. Суммарная высота колец рассчитана, исходя из допустимого удельного давления q , на несущую поверхность кольца, выполненного из флубона. На поршне перед уплотнительными кольцами установлено по одному разгруженному кольцу скребкового типа, препятствующему проникновению механических примесей в зону трения.

Система смазки механизма движения комплектуется блоком циркуляционной смазки БЦС-8, смонтированным для удобства монтажа на отдельной раме. В его состав входят: винтовой насос 3В-16/25 с электроприводом; маслосборник МС-2 с двумя центробежными масляными фильтрами тонкой очистки производительностью 10 л/мин каждый; двоянный с переключением фильтр грубой очистки; теплообменник; перепускной клапан; контрольно-измерительные приборы и соединительные трубопроводы. Система циркуляционной смазки подает масло на коренные подшипники кривошипных и кривокопфных головок шатунов и направляющие кривокопфа.

Система охлаждения уплотнительных узлов комплектуется блоком БЦС-4 в составе масляного насоса, маслосборника, фильтров грубой и тонкой очистки, теплообменника, перепускного клапана,

контрольно-измерительных приборов и соединительных трубопроводов.

Система смазки цилиндров и уплотнительных устройств также выполнена в виде отдельного агрегата, установленного на фундаменте перед компрессором со стороны валопроворотного устройства. В состав агрегата входят три масляных многоплунжерных насоса с приводом от отдельного электродвигателя, обратные клапаны с контрольными краниками для проверки подачи смазки и присоединительные трубопроводы. Подача смазки на каждый цилиндр производится в одной точке, на уплотнительное устройство штока — в двух точках.

Холодильники после первой и второй ступеней выполнены кожухотрубными с движением газа по трубкам и воды в межтрубном пространстве. Холодная вода из подводящего коллектора параллельно подается на холодильники первой и второй ступеней, воздухоохладитель приводного электродвигателя, цилиндры компрессора и холодильники масла. Контроль протока воды осуществляется визуально с помощью указателей потока. Для привода компрессора используется синхронный электродвигатель СДКП2-21-20ФУХА4 мощностью 6300 кВт, напряжением 10 000 В. Исполнение двигателя взрывозащищенное, с продувкой под избыточным давлением.

В технологическом цикле производства полиэтилена используются три типа поршневых компрессоров: 1) дожимающий или бустеркомпрессор (служит для сжатия возвратного этилена низкого давления до конечного давления 1,7 МПа); 2) первого каскада (сжимает свежий этилен от 1,2 до 28 МПа); 3) второго каскада (сжимает свежий и возвратный этилен от 25 до 260 МПа).

После второго каскада этилен направляется в реактор, из которого до 80 % этилена, не вступив в реакцию, возвращается обратно на вход компрессора второго каскада с давлением 25 МПа («возвратный этилен»). Этилен, протекающий через уплотнительные узлы компрессоров первого и второго каскадов («возвратный этилен» низкого давления), собирается в сборный коллектор и направляется на вход бустеркомпрессора.

Компрессор первого каскада 4ГМ16-12,5/17-281, предназначенный для сжатия смеси свежего и возвратного этилена в технологических линиях производства полиэтилена низкой плотности мощностью 60 000 т в год, показан на рис. 12.9, в. Компрессор рассчитан на конечное давление до 32 МПа при начальном давлении 0,9—1,7 МПа.

В состав компрессорной установки входят: компрессор; электропривод (электродвигатель МПК1200-260 и комплектный тиристорный агрегат); межступенчатая аппаратура с системой газопроводов; системы охлаждения и смазки; байпасные и продувочные линии; система автоматизации и КИП и др.

Компрессорная установка в первоначальном варианте была разработана с размещением межступенчатого оборудования и газо-

проводов вне помещения компрессорной станции. Такая компоновка в условиях низких температур окружающей среды (до -50°C) является нецелесообразной, так как при этих условиях требуется применение остродефицитных и строго фондируемых материалов, в том числе никелесодержащих и легированных сталей и специальной арматуры.

В связи с указанным оппозитная компрессорная установка 4ГМ16-12,5/17-281М1 была модернизирована (М1). Модернизация заключалась в разработке варианта размещения межступенчатого оборудования и газопроводов внутри цеха и повышении эффективности работы отдельных узлов, при этом достигается: 1) повышение надежности, удобства обслуживания и ремонтпригодности оборудования при сохранении габаритных размеров цеха; 2) сокращение металлоемкости и повышение эффективности работы установки за счет усовершенствования конструкции секционных кожухотрубных холодильников и маслоотделителей, а главное за счет резкого снижения протяженности газовой коммуникации. Масса установки без электродвигателя при модернизации снижается от 80,6 до 69,6 т, т. е. на 13,7%; 3) сокращение площади, занимаемой компрессорной установкой в плане от 404 до 240 м², т. е. на 40%; 4) сокращение количества комплектующих (фланцев, линз, колен и др.); 5) общая экономия никелесодержащих, легированных и углеродистых сталей.

Компрессор выполнен на нормализованной базе 4М16 с расположением по одну сторону коленчатого вала двух цилиндров I-й ступени с поршнями двойного действия и по другую сторону коленчатого вала — блоков цилиндров II-й и III-й ступеней. Для снижения максимальных поршневых сил по рядам между II-й и III-й ступенями предусмотрены уравнивательные полости. При диаметрах цилиндров по ступеням соответственно 0,24; 0,2 и 0,09 м, ходе поршня 0,32 м и частоте вращения вала 5,33 с⁻¹ компрессор имеет производительность по условиям всасывания 0,196 м³/с при мощности на валу 850 кВт.

Картер компрессора выполнен в виде чугуновой отливки коробчатой формы, закрытой сверху крышками. В картере на пяти опорах уложен коленчатый вал с четырьмя шатунными шейками. Шатунные шейки двух противоположных рядов расположены под углом 180°, а каждая пара колен смещена относительно друг друга на 90°. Один из коренных подшипников является упорным, фиксирующим вал в осевом направлении. Остальные служат для восприятия радиальных нагрузок.

Шатуны выполнены стальными коваными. Подача смазки на верхнюю головку осуществляется по каналам от направляющих крейцкопфа; в нижнюю головку масло поступает по сверлению в коленчатом вале.

Крейцкопф изготовлен литым со съемными бабшаками. Цилиндр I-й ступени чугуновый литой; цилиндры II-й и III-й ступеней стальные кованные с запрессованными чугуновыми втулками, образу-

ющими зеркало цилиндров. Для гашения пульсаций давления в непосредственной близости от цилиндров располагают буферные емкости в количестве семи штук: по две на каждую ступень и одну для уравнивательных полостей.

Основные технико-экономические параметры компрессора представлены в табл. 12.3.

В заключение рассмотрим пример исполнения компрессорной установки с компрессором сухого сжатия, когда вырабатываемый

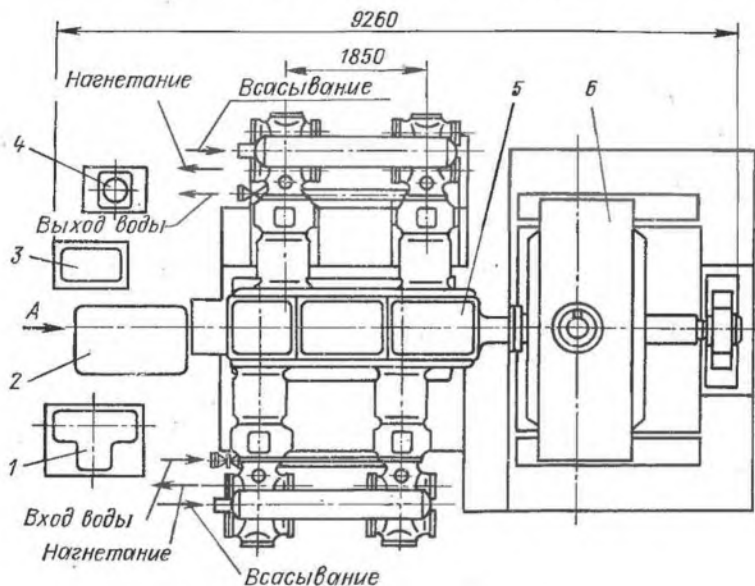


Рис. 12.10. Компрессорная установка с компрессором 4ГМ16-45/35-55СМ2

газ по техническим условиям должен быть свободен от масла. Типичным представителем компрессоров данного типа является компрессор 4ГМ16-45/35-55СМ2 (рис. 12.10). Он предназначен для комплектации установок каталитического платформинга и гидроочистки дизельных топлив в нефтехимической промышленности и служит для сжатия водородосодержащих газов без загрязнения их маслом. Компрессор 5 выполнен на нормализованной базе 4М16 и представляет собой четырехрядную одноступенчатую машину. В каждом ряду установлено по одному цилиндру с поршнями двойного действия. Основные технико-экономические показатели компрессора приведены в табл. 12.3.

Цилиндры в компрессоре чугунные, литые. Со стороны вала имеется гнездо для монтажа сальника. Охлаждающие рубашки цилиндров не предусмотрены ввиду невысоких конечных температур. Всасывающие патрубки расположены сверху, нагнетатель-

ные — снизу цилиндров; они соответственно объединены парно буферными полостями.

На чугунном литом поршне имеются три уплотнительных и два направляющих кольца из материала на основе фторопласта 4К20, что позволяет исключить подачу смазки в цилиндры. Предварительное поджатие уплотнительных колец осуществляется аспандерами из стали 60С2А.

Шток выполнен из стали марки 38Х2МЮА. Для съема масла со штока в конструкции предусмотрена установка маслоснимателя, который располагается между фонарем и направляющими крейцкопфа. Разрезные маслосъемные кольца выполнены из фторопласта и стянуты браслетной пружиной.

Уплотнительные устройства (сальники) приняты камерного типа с плоскими разрезными элементами. Уплотнение штока достигается установкой ряда замыкающих и уплотняющих разрезных колец из самосмазывающегося материала Ф4К20. В радиальном направлении кольца прижимаются к штоку браслетными пружинами; в каждой камере предусмотрено по два уплотнительных кольца (торцы колец притерты). Так как перепад давления на сальниках достаточно высок (до 5,5 МПа), применены уплотнительные элементы в паре с защитным кольцом, предотвращающим экструзию материала кольца в зазоре между штоком и камерой.

Охлаждение компрессора водяное, с закрытым сливом. Вода подается только для охлаждения сальников и масляных холодильников. Система смазки состоит из агрегатов смазки механизма движения 3, блока смазки 4 и маслосборника 2, расположение которых показано на рис. 12.10. Для компрессоров, работающих с подачей смазки на цилиндры и сальники, дополнительно устанавливается агрегат смазки этих узлов 1.

Компрессор укомплектован прямоточными клапанами со стальными седлами. Для изменения производительности компрессора от 100 до 70 % в каждом цилиндре в полостях со стороны крышки установлены клапаны кольцевого типа (ВКК-220-2,0-40) с возможностью динамического отжима пластины на части хода.

Привод осуществляется от синхронного электродвигателя 6, ротор которого одним концом опирается на выносной подшипник, а другим через фланец жестко соединен с валом компрессора.

ПРИМЕР РАСЧЕТА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА

Приводимый ниже пример расчета поршневого компрессора ставит своей целью оказать практическую помощь при подготовке расчетно-пояснительной записки к курсовому проекту.

Термодинамический расчет компрессора

Исходные данные к расчету. Сжимаемый газ — воздух; начальное давление воздуха $p_n = 0,1$ МПа; начальная температура воздуха $t_n = 20$ °С; относительная влажность воздуха $\psi = 1,0$; производительность компрессора при заданных начальных условиях $\bar{V} = 10$ м³/мин (0,167 м³/с); конечное давление воздуха $p_k = 1,2$ МПа; температура охлаждающей воды $t_w = 20$ °С; дополнительные технические требования — стационарный компрессор.

Выбор схемы компрессора. Проектируемый компрессор по своим параметрам соответствует компрессорам общепромышленного назначения средней производительности. Такие компрессоры целесообразно выполнять крейцкопфными. Компоновку цилиндров принимаем вертикально-горизонтальную (рис. П. 1). Такая схема несколько уступает оппозитному расположению цилиндров с точки зрения уравновешенности машины, но позволяет уменьшить занимаемую компрессором площадь.

Определение необходимого числа ступеней сжатия в компрессоре. Общее отношение давлений в компрессоре $\Pi_o = p_k/p_n = 1,2/0,1 = 12$. На основании статистических данных по уже выполненным компрессорам (см. рис. 3.5) определяем, что оптимальное число ступеней сжатия равно двум. К такому же результату можно прийти, задаваясь отношением давлений в одной ступени, которое обычно лежит в пределах от 3 до 5. Назначая $\Pi_{ст} = 4$, найдем число ступеней

$$z \approx \ln \Pi_o / \ln \Pi_{ст} = \ln 12 / \ln 4 = 2,48 / 1,39 = 1,8.$$

Ближайшее целое значение числа ступеней $z = 2$.

Распределение давлений по ступеням сжатия. При нахождении отношений давлений в ступенях сжатия по формулам (3.27) и (3.28) получим значения, несколько отличающиеся от отношений давлений для теоретического рабочего процесса в двухступенчатом

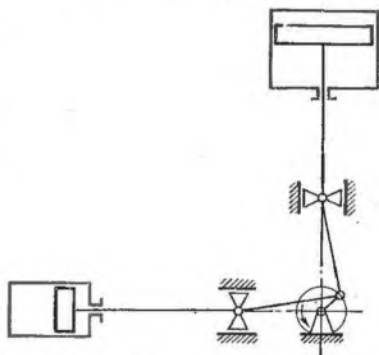


Рис. П.1. Схема компрессора

компрессоре. Однако эти различия, с точки зрения их влияния на индикаторную работу компрессора для машин обычного исполнения, к которым относится проектируемый компрессор, невелики. Поэтому отношения давлений в ступенях вычислим согласно (3.2)

$$P_1^* = P_{II}^* = \sqrt{P_0} = \sqrt{12} = 3,46.$$

Определение секундных объемов, описываемых поршнями первой и второй ступеней. При нахождении этих объемов примем во внимание следующее. Проектируемый компрессор — крейцкопфный со ступенями двойного действия. В таких ступенях утечки происходят только через сальники, и их относительная величина весьма мала. Учитывая неизбежную неточность при задании перетечек в ступени, не имеет смысла уточнять объемы, описываемые поршнями, введением в расчеты весьма малой величины относительных утечек через сальники. Будем также считать, что основная часть конденсата выделяется в межступенчатом холодильнике (конденсацией водяных паров в концевом холодильнике будем пренебрегать). Тогда производительность второй ступени должна быть равна заданной производительности компрессора, а объем, описываемый поршнем второй ступени, может быть найден по формуле

$$\bar{V}_{h II} = \frac{\dot{m}}{\rho_{h II} \lambda_{II}},$$

где \dot{m} — заданная массовая производительность компрессора; $\rho_{h II}$ — плотность воздуха перед второй ступенью; λ_{II} — коэффициент производительности второй ступени ($\lambda_{II} = \lambda_{o II} \lambda_{d II} \lambda_{t II} - v_{n II}^*$).

Массовая производительность первой ступени в нашем случае должна быть больше таковой второй ступени только на величину конденсации водяных паров в межступенчатой коммуникации. Тогда объем, описываемый поршнем первой ступени, может быть найден по формуле

$$\bar{V}_{h I} = \frac{\dot{m}}{\rho_{h I} \lambda_I},$$

где $\rho_{h I}$ — плотность воздуха перед первой ступенью; λ_I — коэффициент производительности первой ступени, учитывающий также относительную массу водяных паров, сконденсировавшихся в межступенчатом холодильнике ($\lambda_I = \lambda_{o I} \lambda_{d I} \lambda_{t I} - v_{n I}^* - v_{кон I}$).

Определим составляющие коэффициента производительности для i -й ступени

$$\lambda_{oi} = 1 - a_i \left[(P_i^*)^{\frac{1}{n_{pi}}} - 1 \right],$$

где λ_{oi} — объемный коэффициент; a_i — относительная величина мертвого пространства; n_{pi} — показатель политропы расширения.

Значения a_1 обычно находятся в интервале от 0,05 до 0,08. Принимаем $a_1 = 0,05$. Относительное мертвое пространство i -й ступени

$$a_i = a_1 + 0,01 (i - 1),$$

отсюда

$$a_{11} = 0,05 + 0,01 (2 - 1) = 0,06.$$

Показатель политропы расширения находится из формулы

$$n_{pi} = (0,92 \div 0,98) n_{ci}.$$

Здесь n_{ci} — показатель политропы сжатия, который для машин с водяным охлаждением цилиндров находится по приближенной формуле $n_{ci} = n_{c1} + 0,015 (i - 1) k$, где k — показатель адиабаты.

Величина n_{c1} находится из уравнения

$$n_{c1} = \alpha k,$$

где α — коэффициент, значения которого изменяются от 0,92 до 1.

Меньшее значение коэффициента α следует выбирать для компрессоров небольшой производительности и отношений давления, близких к 3. Для нашего случая выбираем $\alpha = 0,95$, тогда

$$n_{c1} = 0,95 \cdot 1,4 = 1,33;$$

$$n_{c11} = 1,33 + 0,015 (2 - 1) 1,4 = 1,35.$$

Принимая $n_{pi} = 0,98 n_{ci}$, получим:

$$n_{p1} = 0,98 \cdot 1,33 = 1,3;$$

$$n_{p11} = 0,98 \cdot 1,35 = 1,32.$$

Далее находим величину λ_{oi} :

$$\lambda_{o1} = 1 - 0,05 (3,46^{1/1,3} - 1) = 0,92;$$

$$\lambda_{o11} = 1 - 0,06 (3,46^{1/1,32} - 1) = 0,906.$$

Коэффициент давления λ_d учитывает влияние газодинамических сопротивлений линии всасывания на производительность ступени. Для компрессоров с самодействующими клапанами он находится по формуле

$$\lambda_{di} = 1 - \frac{1 + a_i}{n_i \lambda_{oi}} \kappa_{11},$$

где $n_1 \approx 1,5$ — показатель политропы в начале процесса сжатия; κ_{11} — среднее значение относительной потери давления при всасывании в соответствующую ступень.

Согласно рекомендациям п. 2.5 κ_{11} находится в пределах 0,03—0,07, а $\kappa_{11} = 0,8^{i-1} \kappa_{11}$. Меньшие значения κ_{11} следует выбирать для компрессоров, имеющих меньшую среднюю скорость поршня, и ступеней, оснащенных прямоочными клапанами. Проектируемый компрессор согласно заданию принадлежит

к числу стационарных машин, в которых не рекомендуется выбирать высокие средние скорости поршня с тем, чтобы избежать неоправданного роста потерь давления в клапанах. Учитывая, что прямооточные клапаны успешно используются в ступенях с перепадом давлений до 2,5 МПа, т. е. заведомо большим, чем в нашем случае, примем в качестве комплектующих изделий прямооточные клапаны типа ПИК-А (прямоточные индивидуальные круглые, модификации А, т. е. с разрезными пластинами). С учетом сказанного выбираем $\kappa_{II} = 0,05$, тогда $\kappa_{I II} = 0,8 \cdot 0,05 = 0,04$.

Вычислим значения λ_d для первой и второй ступеней:

$$\lambda_{dI} = 1 - \frac{1 + 0,05}{1,5 \cdot 0,92} 0,05 = 0,96;$$

$$\lambda_{dII} = 1 - \frac{1 + 0,06}{1,5 \cdot 0,906} 0,04 = 0,97.$$

Для определения коэффициента подогрева λ_T используем известную формулу из п. 2.6. Его величина зависит главным образом от отношения давлений в ступени

$$\lambda_{Ti} = 0,985 - C_i (\Pi_i^* - 1).$$

Согласно рекомендациям п. 2.6 принимаем $C_I = 0,01$, $C_{II} = 0,008$ определяем коэффициент для первой и второй ступеней:

$$\lambda_{TI} = 0,985 - 0,01 (3,46 - 1) = 0,96;$$

$$\lambda_{TII} = 0,985 - 0,008 (3,46 - 1) = 0,965.$$

В ступенях с поршнем двойного действия относительные перетечки изменяются от 0,03 до 0,05 (для нашего случая принимаем $v_{пер I}^* = v_{пер II}^* = 0,04$).

Относительная доля потери производительности, вызываемая конденсацией водяных паров в холодильнике после I-й ступени, определяется по формуле

$$v_{кон I} = \frac{\psi p_{н.п}}{p_{нI} - \psi p_{н.п}} \frac{R_r}{R_{в.п}},$$

где $\psi = 1,0$ — относительная влажность воздуха при условиях всасывания; $p_{н.п} = 2332$ — давление насыщенных паров при температуре всасывания в первую ступень $T_{нI}$, Па; $p_{нI} = 10^5$ — давление воздуха, всасываемого в первую ступень, Па; $R_r = 287,2$ и $R_{в.п} = 462$ — универсальные газовые постоянные соответственно сжимаемого воздуха и водяного пара, кДж/кг·К.

Подставляя эти значения в предыдущее уравнение, получим $v_{кон I} = 0,015$.

Теперь, имея все составляющие коэффициентов производительности, определяем значения самих коэффициентов:

$$\lambda_I = 0,92 \cdot 0,96 \cdot 0,96 - 0,04 - 0,015 = 0,79;$$

$$\lambda_{II} = 0,906 \cdot 0,97 \cdot 0,965 - 0,04 = 0,81.$$

Плотность воздуха $\rho_{нI}$, кг/м³, перед всасывающим патрубком I-й ступени определяем по формуле

$$\rho_{нI} = p_{нI} / R_{г} T_{нI} = 10^5 / 287,3 \cdot 293 = 1,18.$$

Плотность воздуха перед всасывающим патрубком II-й ступени определяем по формуле

$$\rho_{нII} = p_{нII} / R_{г} T_{нII}.$$

Здесь $p_{нII} = \Pi_1^* p_{нI} = 3,46 \cdot 10^5$ — давление на всасывании во II-ю ступень, Па; $T_{нII}$ — температура на всасывании во II-ю ступень, которая находится по формуле

$$T_{нII} = 273 + t_w + \Delta t_{н.о},$$

где $t_w = 20$ °С — температура охлаждающей воды; $\Delta t_{н.о} = 10$ °С — недоохлаждение газа после холодильника первой ступени (выбирается на основании п. 3.6). С учетом принятого значения $\Delta t_{н.о}$ получим

$$T_{нII} = 273 + 20 + 10 = 303 \text{ К}.$$

Плотность воздуха $\rho_{нII}$, кг/м³, определяется по формуле

$$\rho_{нII} = \frac{p_{нII}}{R_{г} T_{нII}} = \frac{3,46 \cdot 10^5}{287,2 \cdot 303} = 3,98.$$

Расчетная массовая производительность компрессора \bar{m} , кг/с, определяется по формуле

$$\bar{m} = \rho_{нI} \bar{V} = 1,18 \cdot 0,167 = 0,197.$$

Теперь, имея все составляющие для определения объемов, описываемых поршнями, найдем эти объемы, м³/с:

$$\bar{V}_{нI} = \frac{\bar{m}}{\rho_{нI} \lambda_{нI}} = \frac{0,197}{1,18 \cdot 0,78} = 0,211;$$

$$\bar{V}_{нII} = \frac{\bar{m}}{\rho_{нII} \lambda_{нII}} = \frac{0,197}{3,98 \cdot 0,81} = 0,061.$$

Определение активной площади поршней. Активная площадь поршня ступени $F_{нi}$, м², с номером i находится из уравнения

$$F_{нi} = \frac{2\bar{V}_{нi}}{c_{нi}},$$

где $\bar{V}_{нi}$ — секундный объем, описываемый поршнем этой ступени, м³/с; $c_{нi}$ — средняя скорость поршня, м/с.

Для определения $F_{нi}$ необходимо задаться средней скоростью поршня. В компрессорах с производительностью до 50 м³/мин $c_{нi}$ обычно находится в диапазоне от 2 до 5 м/с, данное ограничение вызвано необходимостью обеспечить надежную и экономичную работу клапанов.

Принимая $c_{II} = 3$ м/с, получим

$$F_{II} = \frac{2 \cdot 0,211}{3} = 0,141;$$

$$F_{II} = \frac{2 \cdot 0,061}{3} = 0,04.$$

Определение предварительных значений диаметров цилиндров. В ступенях двойного действия со штоком с одной стороны поршня (что соответствует выбранной схеме компрессора) диаметры цилиндров находятся по формуле

$$D_i = \sqrt{\frac{(F_{II} + f_{шт})^2}{\pi}},$$

где $f_{шт}$ — площадь штока, принимаемая равной $0,05\pi D_i^2/4$.

Найдем диаметр цилиндра первой ступени, м

$$D_I = \sqrt{\frac{4F_{II}}{1,95\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,141}{1,95\pi}} = 0,303.$$

Соответствующая этому диаметру площадь штока $f_{шт}$, м², находится по формуле

$$f_{шт} = 0,05 \frac{\pi D_i^2}{4} = 0,05 \frac{\pi \cdot 0,296^2}{4} = 0,0036.$$

Диаметр цилиндра второй ступени

$$D_{II} = \sqrt{\frac{(0,04 + 0,0036)^2}{\pi}} = 0,167.$$

Определение частоты вращения коленчатого вала компрессора. Частота вращения коленчатого вала n , об/мин, определяется по формуле

$$n = \frac{30c_{II}}{S},$$

где S — ход поршня [обычно выбирается в пределах $(0,3 \div 0,7) D_I$].

Выбираем $S = 0,125$ м, т. е. ход поршня из стандартного размерного ряда, тогда

$$n = 30 \cdot 3 / 0,125 = 720.$$

При приводе от электродвигателя необходимо путем варьирования S и c_{II} получить частоты, соответствующие стандартным частотам вращения роторов электродвигателя. Вертикально-горизонтальные компрессоры комплектуются специальными фланцевыми двигателями, ротор которых насаживается на консольный конец вала компрессора, и имеют частоту вращения 735 об/мин. При этом частота вращения вала компрессора определяет соответствующую среднюю скорость поршня, м/с

$$c_{II} = 3 \frac{735}{720} = 3,0625.$$

Скорректируем диаметры цилиндров с учетом полученной средней скорости поршня:

$$F_{\text{ц I}} = \frac{2 \cdot 0,211}{3,0625} = 0,138;$$

$$F_{\text{ц II}} = \frac{2 \cdot 0,06}{3,0625} = 0,0392;$$

$$D_{\text{I}} = \sqrt{\frac{(0,138 + 0,0036) 2}{3,14}} = 0,300;$$

$$D_{\text{II}} = \sqrt{\frac{(0,0392 + 0,0036) 2}{3,14}} = 0,165.$$

Полученные диаметры цилиндров необходимо округлить до номинальных диаметров поршневых колец (см. табл. П.1) [33]. Тогда $D_{\text{I}} = 300$ мм; $D_{\text{II}} = 170$ мм.

Определение индикаторной мощности компрессора. Индикаторная мощность компрессора $N_{\text{ц}}$ определяется по формуле

$$N_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^{z} N_{\text{ц}i}.$$

Здесь z — число ступеней; $N_{\text{ц}i}$ — индикаторная мощность i -й ступени, которая определяется из уравнения

$$N_{\text{ц}i} = p_{\text{ц}i} (1 - \kappa_{1i}) \bar{V}_{\text{ц}i} \left[(1 + a_i) A_{\text{с}i} - a_i \Pi_{\text{ц}i} \frac{1}{n^{pi}} A_{\text{р}i} \right],$$

где $p_{\text{ц}i}$ — давление на всасывании в ступень; κ_{1i} — средняя относительная потеря давления на всасывании в ступень; $\bar{V}_{\text{ц}i}$ — секундная теоретическая производительность ступени; a_i — относительная величина мертвого пространства в ступени; $\Pi_{\text{ц}i}$ — отношение давлений в цилиндре; $A_{\text{р}i}$, $A_{\text{с}i}$ — величины, определяемые по формуле (2.28).

Определим все величины, входящие в выражение для индикаторной мощности ступеней. Согласно п. 2.5 средние относительные потери давления во всасывающих и нагнетательных клапанах составляют: $\kappa_{1\text{I}} = 0,03 \div 0,07$; $\kappa_{2\text{I}} = 0,8\kappa_{1\text{I}}$. Ранее принято $\kappa_{1\text{I}} = 0,05$, тогда $\kappa_{2\text{I}} = 0,8 \cdot 0,05 = 0,04$. Потери во второй ступени составят $\kappa_{1\text{II}} = 0,8\kappa_{1\text{I}} = 0,8 \cdot 0,05 = 0,04$; $\kappa_{2\text{II}} = 0,8\kappa_{1\text{II}} = 0,8 \cdot 0,04 = 0,032$.

Учитывая то, что после первой ступени компрессора имеется холодильник, относительная потеря давления на нагнетании i -й ступени с учетом потерь давления в межступенчатой коммуникации $\kappa_{2i}^* = \kappa_{2i} + 0,02 = 0,04 + 0,02 = 0,06$.

Отношение давлений газа в цилиндрах

$$\Pi_{\text{ц I}} = \frac{p_{\text{ц II}} (1 + \kappa_{2\text{I}}^*)}{p_{\text{ц I}} (1 - \kappa_{1\text{I}})} = \frac{0,346 (1 + 0,06)}{0,1 (1 - 0,05)} = 3,86;$$

$$\Pi_{\text{ц II}} = \frac{p_{\text{к}} (1 + \kappa_{2\text{II}})}{p_{\text{ц II}} (1 - \kappa_{1\text{II}})} = \frac{1,2 (1 + 0,032)}{0,346 (1 - 0,04)} = 3,73.$$

Значения величин A_{cI} и A_{pI} определяем по формулам:

$$A_{cI} = \frac{n_{cI}}{n_{cI} - 1} \left[\Pi_{цI} \frac{n_{cI}^{-1}}{n_{cI}} - 1 \right] = \frac{1,33}{1,33 - 1} \left[3,86 \frac{0,33}{1,33} - 1 \right] = 1,6;$$

$$A_{cII} = \frac{n_{cII}}{n_{cII} - 1} \left[\Pi_{цII} \frac{n_{cII}^{-1}}{n_{cII}} - 1 \right] = \\ = \frac{1,35}{1,35 - 1} \left[3,73 \frac{0,35}{1,35} - 1 \right] = 1,57;$$

$$A_{pI} = \frac{n_{pI}}{n_{pI} - 1} \left[\Pi_{цI} \frac{n_{pI}^{-1}}{n_{pI}} - 1 \right] = \frac{1,3}{1,3 - 1} \left[3,86 \frac{0,3}{1,3} - 1 \right] = 1,58;$$

$$A_{pII} = \frac{n_{pII}}{n_{pII} - 1} \left[\Pi_{цII} \frac{n_{pII}^{-1}}{n_{pII}} - 1 \right] = \\ = \frac{1,32}{1,32 - 1} \left[3,73 \frac{0,32}{1,32} - 1 \right] = 1,55.$$

Подставим все известные величины в формулы для определения индикаторной мощности ступеней, кВт:

$$N_{иI} = 10^2 (1 - 0,05) 0,2 [(1 + 0,005) 1,6 - \\ - 0,05 \cdot 3,86^{1/1,3} \cdot 1,58] = 27,7;$$

$$N_{иII} = 3,46 \cdot 10^2 (1 - 0,04) 0,06 [(1 + 0,06) 1,57 - \\ - 0,06 \cdot 3,73^{1/1,32} \cdot 1,55] = 28,1.$$

Индикаторная мощность компрессора определяется по формуле

$$N_{ик} = N_{иI} + N_{иII} = 27,7 + 28,1 = 55,8.$$

Определение мощности, потребляемой компрессором. Мощность, потребляемая компрессором, определяется из уравнения

$$N_k = N_{ик} / \eta_{мех},$$

где $\eta_{мех}$ — механический коэффициент полезного действия компрессора, которым задаются, используя статистические данные близких по параметрам машин (для угловых компрессоров в крейцкопфном исполнении обычно находится в интервале 0,9—0,95).

Принимая $\eta_{мех} = 0,92$, получим

$$N_k = \frac{55,8}{0,92} = 60,6.$$

Определение коэффициента полезного действия компрессора. Совершенство многоступенчатых компрессоров оценивается изотермным коэффициентом полезного действия

$$\eta_{из} = N_{из} / N_k.$$

Основные размеры поршневых колец

Номинальный диаметр кольца, равный диаметру цилиндра, мм	Радиальная толщина кольца, мм	Высота кольца, мм	Номинальный диаметр кольца, равный диаметру цилиндра, мм	Радиальная толщина кольца, мм	Высота кольца, мм
Для поршней наборной конструкции			(138)	5,0	3,5
20	1,5	2,0	140	5,0	
21	1,5		145	5,0	
22	1,5		150	5,0	
23	1,5		155	5,5	4,0
24	1,5		160	5,5	
25	1,5		165	5,5	
26	1,5		170	6,0	
27	1,5		(172)	6,0	
28	1,5		175	6,0	
30	1,75		180	6,5	5,0
32	1,75		185	6,5	
35	1,75		190	6,5	
38	2,0		200	7,0	
Для поршней нормальной конструкции			(205)	7,0	6,0
40	1,5	2,5	210	7,0	
42	1,6		215	7,0	
45	1,7		220	7,5	
48	1,8		230	8,0	7,0
50	2,0		240	8,0	
52	2,0		(245)	8,0	
55	2,0		250	8,0	
58	2,25		260	8,5	
60	2,25		270	8,5	
62	2,25		280	9,0	8,0
65	2,5		(285)	9,0	
68	2,5		290	9,0	
70	2,5		300	9,0	
72	2,75		310	9,0	
75	2,75	320	9,5		
78	3,0	(322)	9,5		
80	3,0	330	9,5		
82	3,0	340	10,0	9,0	
85	3,25	350	10,0		
88	3,25	360	10,5		
90	3,25	370	10,5		
95	3,5	380	11,0		
100	3,5	(385)	11,0		
105	3,75	390	11,0		
110	4,0	(395)	11,0		
115	4,0	400	11,5		
(118)	4,25	410	11,5		
120	4,25	420	12,0		
125	4,5	430	12,0		
130	4,5	440	12,5		
135	4,75	450	13,0		
		460	13,0		
		470	13,5		

Номинальный диаметр кольца, равный диаметру цилиндра, мм	Радиальная толщина кольца, мм	Высота кольца, мм	Номинальный диаметр кольца, равный диаметру цилиндра, мм	Радиальная толщина кольца, мм	Высота кольца, мм
480	13,5	9,0	850	23,0	14,0
490	14,0		880	24,0	
500	14,0		900	25,0	
520	14,5		920	25,0	
(530)	15,0	10,0	(940)	26,0	15,0
550	15,5		950	26,0	
(570)	16,0		1000	27,0	
580	16,0		1050	28,0	18,0
600	17,0		1100	30,0	
620	17,0		1150	31,0	
650	18,0	12,0	(1160)	31,0	22,0
(655)	18,0		1200	32,0	
680	19,0		1250	34,0	
700	20,0		1300	36,0	24,0
720	20,0		1350	37,0	
(730)	20,0		1400	38,0	24,0
750	21,0		(1420)	38,0	
780	22,0		1450	39,0	
800	22,0		1500	40,0	
820	23,0				
(830)	23,0				
(840)	23,0				

Здесь $N_{из}$ — изотермная мощность компрессора, вычисляемая по формуле

$$N_{из} = p_{нл} \bar{V} \ln \Pi_0 = 10^3 \cdot 0,167 \ln 12 = 41,5,$$

тогда

$$\eta_{из} = \frac{41,5}{60,6} = 0,68.$$

Выбор двигателя. В тех случаях, когда компрессор не комплектуется специальным фланцевым двигателем и его привод осуществляется через муфту или иным образом, то, зная номинальную мощность компрессора и скорость вращения вала, двигатель необходимо подобрать по каталогам. Учитывая возможность перегрузки компрессора в работе, мощность двигателя выбирают несколько большей. Для компрессоров малой производительности запас мощности обычно выбирается в пределах 15—25 %.

ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ КОМПРЕССОРА

Уравновешивание компрессора

Рассмотрим механизм движения компрессора — коленчатый вал, шатун, крестковф, шток, поршень. Из них поршень, шток и крестковф совершают только возвратно-поступательные движения, коленчатый вал — вращательное, шатун — сложно-плоское, которое можно рассматривать как результат сложения двух движений: возвратно-поступательного вместе с крестковфом и вращательного вместе с коленчатым валом. В связи с этим массу шатуна $m_{шт}$ разбивают на две части: $m_{шс} = 0,3m_{шт}$ и $m_{шр} = 0,7m_{шт}$.

Массу колена вала, совершающую вращательное движение, приводят к пальцу кривошипа. Согласно рис. 5.2 она будет определяться как $m_k = m_{к1} + m_{к2}r_1/r$. Таким образом, масса возвратно-поступательно движущихся частей, приведенная к центру крестковфного пальца, для каждого ряда будет определяться по формуле

$$m_s = m_{п} + m_{шт} + m_{кр} + m_{шс}.$$

Масса вращающихся частей составит

$$m_r = m_k + 2m_{шр}.$$

По выполненным чертежам компрессора находятся массы, кг:

Поршня $m_{п}$	10
Штока $m_{шт}$	3,5
Крестковфа с крестковфным пальцем $m_{кр}$	10,5
Шатуна $m_{шт}$	7,5
Колена вала m_k	1,6

Остальные величины, необходимые для расчета, составляют: радиус кривошипа, м, $r = 0,0625$; угловая скорость вращения вала, рад/с, $\omega = 2\pi n_0/60 = 76,97$; отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 0,197$.

Уравновешивание вращающихся масс. Неуравновешенные вращающиеся массы коленчатого вала и части шатунов создают неуравновешенные силы инерции I_r , кН, действующие на вал в плоскости кривошипа,

$$I_r = m_r r \omega^2 = 10^{-3} (1,6 + 2 \cdot 0,7 \cdot 7,15) 0,0625 \cdot 76,97^2 = 4,3.$$

Сила I_r легко может быть уравновешена двумя одинаковыми противовесами, закрепленными на щеках коленчатого вала со стороны, противоположной шейке. Если радиус крепления противовесов равен радиусу кривошипа, то их общая масса, кг, составит $m_{пр} = m_r = 1,6 + 2 \cdot 0,7 \cdot 7,5 = 12,1$.

Уравновешивание поступательно движущихся масс. Массы возвратно-поступательно движущихся частей по рядам одинаковы $m_s^{(1)} = m_s^{(2)} = m_s$, $m_s = m_{шп} + m_{шт} + m_{кр} + m_{шс} = 10 + 3,5 + 10,5 + 2,25 = 26,25$.

Результирующая сила инерции первого порядка в этом случае постоянна по модулю

$$\sum I_{sI} = m_s r \omega^2 = 10^{-3} \cdot 26,25 \cdot 0,0625 \cdot 76,97^2 = 9,7,$$

направлена по радиусу кривошипа и может быть уравновешена с помощью двух дополнительных противовесов с общей массой m_s , если радиус крепления противовесов и радиус кривошипа равны. Таким образом, суммарная масса всех противовесов составит

$$\sum m_{пр} = m_r + m_s = 12,1 + 26,25 = 38,35.$$

Силы инерции второго порядка не уравновешиваются и остаются свободными. Амплитудное значение их равнодействующей, кН, определяется по формуле

$$\begin{aligned} \sum (I_{sII})_{\max} &= \sqrt{2} \lambda m_s r \omega^2 = \\ &= 10^{-3} \cdot \sqrt{2} \cdot 0,197 \cdot 26,25 \cdot 0,0625 \cdot 76,97^2 = 2,7. \end{aligned}$$

Направление сил инерции второго порядка показано на рис. 5.8.

Расчет маховика

Построение индикаторных диаграмм. Схематизированные индикаторные диаграммы строятся в координатах усилие—ход поршня. Сначала на диаграммы наносятся средние усилия всасывания $P_{г. вс}$ и нагнетания $P_{г. нг}$:

для первой ступени

$$P_{г. вс. I} = \rho_{кI} (1 - \kappa_{II}) F_{пI} = 10^3 \cdot 0,1 (1 - 0,05) 0,07 = 6,650;$$

$$P_{г. нг. I} = \rho_{нII} (1 + \kappa_{2I}^*) F_{пI} = 10^3 \cdot 0,346 (1 + 0,06) 0,07 = 25,896;$$

для второй ступени

$$вс. II = \rho_{нII} (1 - \kappa_{1II}) F_{пII} = 10^3 \cdot 0,346 (1 - 0,04) 0,023 = 7,706$$

$$P_{г. нг. II} = \rho_{кII} (1 + \kappa_{2II}^*) F_{пII} = 10^3 \cdot 1,2 (1 + 0,052) 0,023 = 29,035.$$

Линию сжатия строят в соответствии с уравнением политропы сжатия

$$P_{Г1} = P_{Г.1} S_1^{n_c} / S_i^{n_c},$$

где $P_{Г.1}$, S_1 — координаты точки, соответствующей началу сжатия; $P_{Г.i}$, S_i — текущие координаты.

Линию расширения строят аналогично, пользуясь уравнением политропы расширения

$$P_{Г.j} = P_{Г.3} S_3^{n_p} / S_j^{n_p},$$

где $P_{Г.3}$, S_3 — координаты точки, соответствующей началу расширения; $P_{Г.j}$, S_j — текущие координаты.

Кривые сжатия и расширения строятся до пересечения с линиями средних усилий нагнетания $P_{Г.нр}$ и всасывания $P_{Г.вс}$ соответственно.

При построении индикаторных диаграмм используем следующие данные: $D_I = 0,3$ м; $D_{II} = 0,17$ м; $F_{пI} = 0,07$ м²; $F_{пII} = 0,023$ м²; $S = 2r = 0,125$ м; $a_I = 0,05$; $a_{II} = 0,06$; $n_{сI} = 1,33$; $n_{рI} = 1,3$; $n_{сII} = 1,35$; $n_{рII} = 1,32$.

Результаты расчета политроп сжатия и расширения сведены в табл. П.2 и П.3.

Выполненные расчеты относятся к полостям цилиндров, расположенным со стороны крышек.

Рассчитывая газовые усилия на поршень со стороны коленчатого вала, следовало бы учитывать влияние штока. Но так как площадь штока $F_{шт}$ мала по сравнению с площадью поршня $F_{п}$, ошибка при определении газовых усилий без учета влияния штока не превышает 3,5 %. Поэтому, выполняя построение индикаторных диаграмм, будем считать, что усилия, действующие на поршень со стороны коленчатого вала, равны усилиям со стороны крышки, но действуют в противоположном направлении и в противофазе. Индикаторные диаграммы полостей первой и второй ступеней представлены соответственно на рис. П.2 и рис. П.3.

Для проверки правильности построения индикаторных диаграмм определим графическим путем индикаторную мощность, кВт, ступеней и сравним ее с индикаторной мощностью, полученной в результате термодинамического расчета

$$N_{п} = P_{п} S n_0,$$

где $P_{п}$ — среднеиндикаторная поршневая сила в ступени, кН, которая находится с помощью планиметрирования индикаторных диаграмм полостей соответствующей ступени; S — ход поршня, мм; n_0 — частота вращения вала компрессора, об/с.

Рис. П.2. Индикаторные диаграммы полостей первой ступени

Учитывая, что в нашем случае индикаторные диаграммы обеих полостей в каждой ступени одинаковы, получим

$$P_{нI} = 2m_p f / S,$$

где $m_p = 0,2$ — масштабный коэффициент поршневой силы, кН/мм; f — площадь индикаторной диаграммы одной полости цилиндра, мм². После определения площадей ($f_1 = 5660$; $f_2 = 5750$) получим значения среднеиндикаторных сил и индикаторных мощностей ступеней:

$$P_{нI} = 2m_p f_1 / S = 2 \cdot 0,2 \cdot 5660 / 125 = 18,1;$$

$$P_{нII} = 2m_p f_2 / S = 2 \cdot 0,2 \cdot 5750 / 125 = 18,4;$$

$$N_{нI} = P_{нI} S n_0 = 18,1 \cdot 0,125 \cdot 12,25 = 27,72;$$

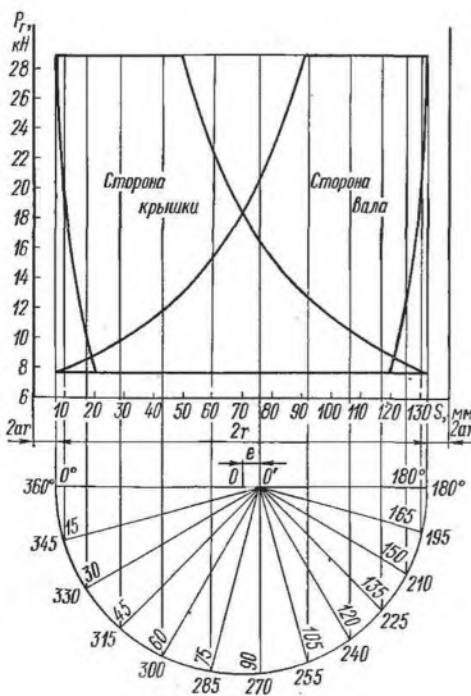
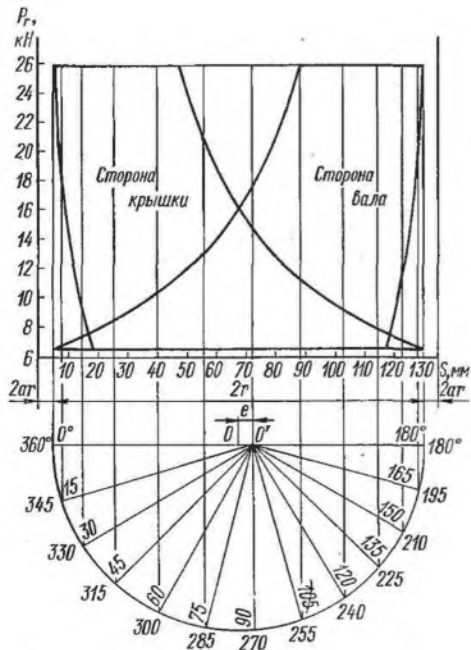
$$N_{нII} = P_{нII} S n_0 = 18,4 \cdot 0,125 \cdot 12,25 = 28,18.$$

Индикаторная мощность компрессора

$$N_{нк} = N_{нI} + N_{нII} = 27,72 + 28,18 = 55,9.$$

При выполнении термодинамического расчета были получены $N_{нI} = 27,7$,

Рис. П.3. Индикаторные диаграммы полостей второй ступени



Расчет политроп сжатия и расширения для I ступени

S_i , мм	131,25	120	110	100	90	80	70	60	50	45
P_{r1} , кН	6,6	7,5	8,4	9,5	10,9	12,8	15,3	18,8	24,0	27,6
S_j , мм	6,25	7,5	10	12,5	15	20	—	—	—	—
P_{rj} , кН	25,9	20,5	14,1	10,6	8,3	5,7	—	—	—	—

Таблица П.3

Расчет политроп сжатия и расширения для II ступени

S_i , мм	132,5	120	110	100	90	80	70	60	50
P_{r1} , кН	7,7	8,8	9,9	11,9	13,0	15,2	18,2	22,4	28,7
S_j , мм	7,5	8,0	9,0	10	12	15	20	—	—
P_{rj} , кН	29,0	26,6	22,8	19,8	15,6	11,6	7,9	—	—

$N_{II} = 28,1$, $N_{II} = 55,8$. Результаты хорошо согласуются, следовательно, построение индикаторных диаграмм выполнено правильно.

Построение силовых диаграмм. Выполним построение диаграмм поршневых сил. По оси ординат будем откладывать усилия вдоль оси ряда P , а по оси абсцисс — угол поворота коленчатого вала $\varphi = \omega t$. При перенесении усилий с индикаторных диаграмм на силовую диаграмму учтем поправку Брикса e (см. рис. П.2 и рис. П.3), введение которой приводит в соответствие углы поворота коленчатого вала и перемещения поршня. На силовые диаграммы наносят также силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс и силы трения в цилиндрово-поршневой группе. Построение силовых диаграмм для первой и второй ступеней иллюстрируют рис. П.4 и П.5.

Силы инерции I_s рассчитываются по формуле

$$I_s = m_s r \omega^2 (\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t),$$

а результаты расчетов сведены в табл. П.4.

Силы трения $P_{тр}$ в рядах полагают постоянными по модулю и меняющими знак в мертвых точках. Для их расчета воспользуемся формулой (5.8):

$$P_{тр} = 0,6 N_{II} (1 - \eta_{мех}) / 2 S n_o \eta_{мех},$$

где N_{II} — индикаторная мощность ступеней соответствующего ряда.

Принимая $\eta_{мех} = 0,92$, определим значения сил трения, кН:

$$P_{трI} = 0,6 \cdot 27,7 \cdot 0,08 / 2 \cdot 0,125 \cdot 12,25 \cdot 0,92 = 0,47;$$

$$P_{трII} = 0,6 \cdot 28,1 \cdot 0,08 / 2 \cdot 0,125 \cdot 12,25 \cdot 0,92 = 0,48.$$

После нанесения на диаграмму всех сил, действующих в данном ряду компрессора, проводят их графическое суммирование и получают график суммарной поршневой силы P_{Σ} . Следует обратить внимание на то, что в мертвых точках кривая суммарной

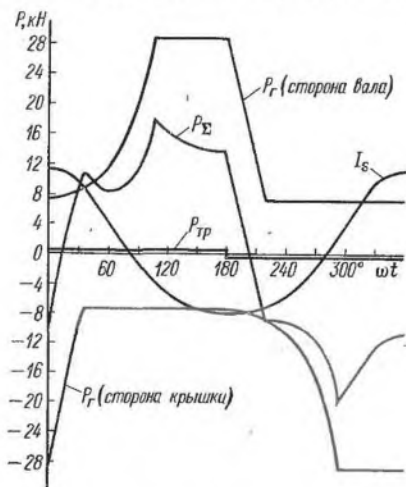


Рис. П.4. Силовые диаграммы для ряда с первой ступенью

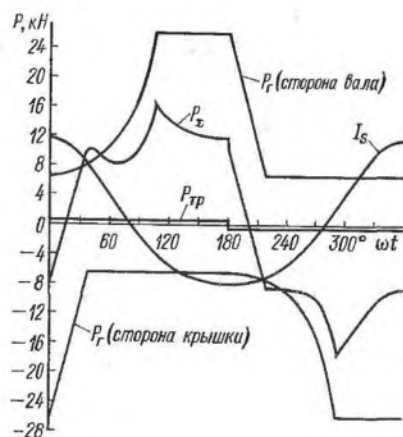


Рис. П.5. Силовые диаграммы для ряда со второй ступенью

Таблица П.4

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся частей, действующих в каждом ряду компрессора *

$\omega t, ^\circ$	$\cos \omega t$	$\cos 2\omega t$	$\lambda \cos 2\omega t$	$\cos \omega t + \lambda \cos 2\omega t$	I_S, H	$\omega t_0, ^\circ$
0	1	1	0,197	1,107	11 727	360
15	0,965	0,866	0,171	1,137	11 139	345
30	0,866	0,5	0,099	0,965	9 454	330
45	0,707	0	0	0,707	6 927	315
60	0,5	-0,6	-0,099	0,402	3 938	300
75	0,259	-0,866	-0,171	0,088	862	285
90	0	-1	-0,197	-0,197	-1 930	270
105	-0,259	-0,866	-0,171	-0,430	-4 213	255
120	-0,5	-0,5	-0,099	-0,599	-5 868	240
135	-0,707	0	0	-0,707	-6 927	225
150	-0,866	0,5	0,099	-0,767	-7 514	210
165	-0,965	0,866	0,171	-0,795	-7 789	195
180	-1	1	0,197	-0,803	-7 867	180

* Отсчет углов в каждом ряду компрессора начинается от положения коленчатого вала, соответствующего нахождению в верхней мертвой точке поршня данного ряда.

поршневой силы терпит разрыв, равный удвоенной силе трения в ряду. Вычислим составляющие суммарной поршневой силы P_{Σ} (см. рис. 5.9).

Нормальные силы, действующие на стенки цилиндра, —

$$N = P_{\Sigma} \operatorname{tg} \beta,$$

где β — угол между осями цилиндра и шатуна определяется по формуле $\sin \beta = \lambda \sin \omega t$.

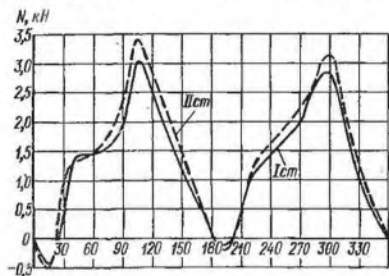


Рис. П.6. Диаграммы нормальных сил

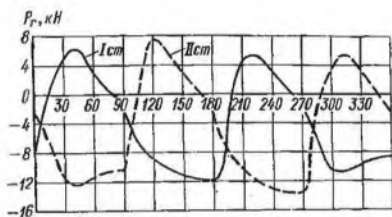


Рис. П.7. Диаграммы радиальных сил

Усилия по шатуну определяются по формуле

$$P_{\text{ш}} = P_{\Sigma} / \cos \beta;$$

тангенциальные усилия на кривошип —

$$P_t = P_{\text{ш}} \sin(\omega t + \beta);$$

радиальные усилия на кривошип —

$$P_r = P_{\text{ш}} \cos(\omega t + \beta).$$

Результаты расчетов сил $P_{\text{ш}}$, N , P_r и P_t приведены в табл. П.5 и П.6.

Диаграммы нормальных и радиальных сил представлены соответственно на рис. П.6 и П.7.

Усилия на шатунную шейку вала определены из следующего соотношения

$$Q = \sqrt{P_t^2 + (P_r + I_{r\text{ш}})^2},$$

где $I_{r\text{ш}}$ — центробежная сила от вращающейся части шатуна; ($I_{r\text{ш}} = -m_{r\text{ш}} r \omega^2 = -5,25 \cdot 0,063 \cdot 76,97^2 = -1959$).

Результаты расчета Q показаны также в табл. П.5. По данным этой таблицы строятся векторные диаграммы

Расчет сил P_r , P_t и Q

$\omega t, ^\circ$	$P_r I$	$P_r II$	$P_t I$	$P_t II$	$P_t I + P_t II$	Q_I	Q_{II}
	Н						
0	-8 100	-2 241	0	11 159	11 159	10 059	11 923
15	209	-6 408	68	13 190	13 258	1 751	16 620
30	5 050	-1 191	3 619	14 127	17 746	4 759	19 728
45	6 140	-12 187	8 127	9 159	17 286	9 139	16 852
60	2 917	-11 674	7 889	5 286	13 174	7 947	14 622
75	567	-10 769	8 333	2 302	10 635	8 448	12 934
90	-2 252	-10 800	10 286	0	10 286	11 115	12 759
		-9 900					11 859
105	-7 240	475	14 905	156	15 061	17 515	1 492
120	-9 182	7 558	10 984	5 413	16 397	15 645	7 788
135	-10 371	5 969	7 794	7 905	15 699	14 587	8 864
150	-11 106	2 889	5 016	7 810	12 826	13 995	7 865
165	-11 826	630	2 524	9 254	11 778	14 014	9 349
180	-12 000	-2 261	0	11 254	11 254	13 959	12 019
195	-3 614	-7 899	-1 185	16 254	15 069	5 698	19 010
210	4 151	-10 412	2 968	12 460	15 428	3 690	17 558
225	5 098	-12 171	6 746	9 159	15 905	7 441	16 839
240	2 959	-13 001	8 000	5 873	13 873	8 062	16 072
255	620	-13 657	9 095	2 921	12 016	9 193	15 887
270	-1 970	-13 850	9 810	0	9 810	10 568	15 809
285	-6 119	-1 930	12 587	635	13 222	14 956	3 941
300	-10 471	3 309	12 540	2 365	14 905	17 657	2 723
315	-10 653	5 543	8 016	7 333	15 349	14 944	8 162
330	-9 888	3 241	4 476	8 762	13 238	12 664	8 855
345	-8 958	679	1 905	9 952	11 857	11 082	10 034
360	-8 800	-2 241	0	11 159	11 159	10 759	11 923

Примечание. Угол поворота кривошипа отсчитывается от нахождения поршня I степени в ВМТ.

сил Q , действующих на шатунную шейку каждого ряда (рис. П.8)*.

Построение диаграммы суммарного противодействующего момента. Противодействующий момент, Н·м вызванный силами, действующими в ряду, в котором расположена i -ая ступень (в нашем случае в каждом ряду расположена лишь одна ступень сжатия) обозначим M_i . Он может быть найден по формуле

$$M_i = P_{\Sigma i} r \sin(\omega t + \beta) / \cos \beta.$$

Расчет моментов M_I и M_{II} представлен в виде табл. П.7. При построении суммарного противодействующего момента $\sum M = M_I + M_{II}$ (рис. П.9) следует учесть смещение моментов, воз-

* Силы P_r , N и Q в дальнейших расчетах не используются. Знание этих сил необходимо для выполнения прочностных расчетов, которые здесь не приводятся.

никающийся в каждом ряду от действия поршневых сил, на угол, соответствующий развалу цилиндров. Вращение коленчатого вала компрессора происходит против часовой стрелки (см. рис. П.1), следовательно, поршень I ступени в своем движении отстает от поршня II ступени на угол $\omega t = 90^\circ$. Если за начало отсчета

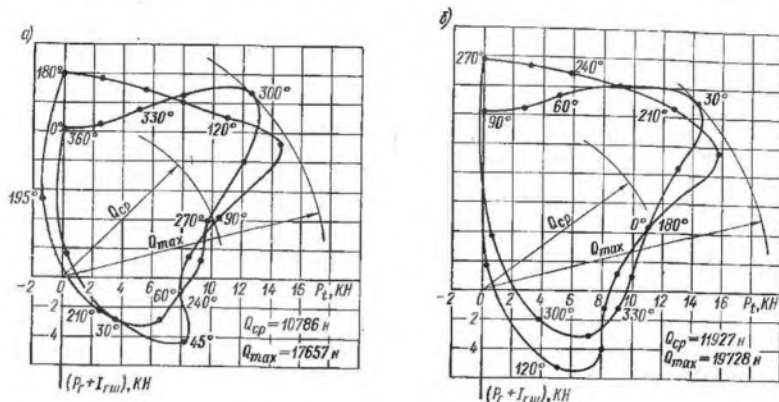


Рис. П.8. Векторная диаграмма сил, действующих на шейку вала
 а — ряд первой ступени; б — ряд второй ступени

Таблица П.6

Расчет сил P_{III} и N

$\omega t, ^\circ$	$\sin \omega t$	$\sin \beta$	$\cos \beta$	$P_{III I}, \text{H}$	$P_{III II}, \text{H}$	N_I, H	N_{II}, H
0	0	0	1	-8 100	-9 900	0	0
15	0,259	0,051	0,999	220	501	-413,5	-505
30	0,500	0,0985	0,995	6 211	9 296	611	916
45	0,707	0,139	0,990	10 182	9 899	1415	1376
60	0,866	0,171	0,985	8 406	8 325	1437	1424
75	0,966	0,190	0,982	8 350	9 267	1587	1761
90	1,0	0,197	0,980	10 500	11 480	2068	2261
105	0,966	0,190	0,982	16 568	18 075	3148	3434
120	0,866	0,171	0,985	14 325	16 244	2450	2778
135	0,707	0,139	0,990	12 980	15 232	1804	2117
150	0,500	0,0985	0,995	12 190	14 271	1201	1406
165	0,259	0,051	0,999	12 092	13 964	617	715
180	0	0	1	12 000	13 850	0	0
195	-0,259	-0,051	0,999	3 804	2 032	-194	-104
210	-0,5	-0,0985	0,995	-5 106	-4 070	503	401
225	-0,707	-0,139	0,990	-8 455	-9 192	1175	1278
240	-0,866	-0,171	0,985	-8 528	-9 340	1458	1597
255	-0,966	-0,190	0,982	-9 114	-9 980	1732	1896
270	-1,0	-0,197	0,980	-10 000	-11 378	1970	2241
285	-0,966	-0,190	0,982	-14 002	-14 664	2660	2786
300	-0,866	-0,171	0,985	-16 335	-18 426	2793	3151
315	-0,707	-0,139	0,990	-13 333	-15 253	1853	2120
330	-0,500	-0,0985	0,995	-10 854	-12 814	1069	1262
345	-0,259	-0,051	0,999	-9 159	-11 011	467	562
360	0	0	1	-8 800	-10 800	0	0

угла поворота кривошипа взяты угол $\omega t = 0^\circ$, соответствующий положению поршня I ступени в ВМТ, то в этот момент поршень II ступени будет находиться в точке, соответствующей $\omega t = 270^\circ$. Исходя из этого построение противодействующего момента M_{II} следует выполнять, начиная с точки, соответствующей $\omega t = 270^\circ$ (см. табл. П.6). Дополнительно следует учесть момент сил трения вращательного движения

$$M_{\text{тр } r} = 0,4 N_{\text{н}} (1 - \eta_{\text{мех}}) / 2\pi n_0 \eta_{\text{мех}} = \\ = 0,4 \cdot 55800 (1 - 0,92) / 2 \cdot 3,14 \cdot 12,25 \cdot 0,92 = 25,23.$$

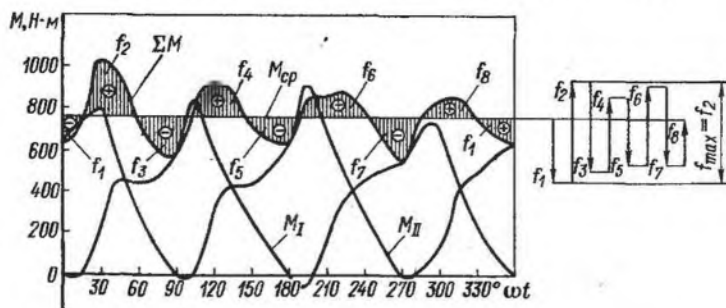


Рис. П.9. Диаграмма суммарного противодействующего момента

Таблица П.7
Расчет противодействующих моментов M_I и M_{II}

$\omega t, ^\circ$	$P_{\Sigma I}, \text{ Н}$	$P_{\Sigma II}, \text{ Н}$	$\frac{\sin(\omega t + \beta)}{\cos \beta}$	$M_I, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$M_{II}, \text{ Н}\cdot\text{м}$
0	-8 100	-9 900	0	0	0
15	220	500	0,312	4,3	9,8
30	6 180	9 250	0,585	228	341
45	10 080	9 800	0,806	512	498
60	8 280	8 200	0,952	497	492
75	8 200	9 100	1,016	525	583
90	10 290	11 250	1,0004	648	709
105	16 270	17 750	0,916	939	1024
120	14 110	16 000	0,779	692	785
135	12 850	15 080	0,607	391	577
150	12 430	14 200	0,414	316	370
165	12 080	13 950	0,209	159	184
180	12 000	13 850	0	0	0
195	3 800	2 030	-0,312	-75	40
210	-5 080	-4 050	-0,685	187	149
225	-8 370	-9 100	-0,806	425	462
240	-8 400	-9 200	-0,952	504	552
255	-8 950	-9 800	-1,016	573	627
270	-9 800	-11 150	-1,0004	618	703
285	-13 750	-14 400	-0,916	793	831
300	-16 090	-18 150	-0,779	790	890
315	-13 200	-15 100	-0,607	505	577
330	-10 800	-12 750	-0,414	282	333
345	-9 150	-11 000	-0,209	120	145
360	-8 800	-10 800	0	0	0

Опустим ось абсцисс диаграммы на величину, соответствующую $M_{тр}$. По диаграмме суммарного противодействующего момента определим значение среднего момента $M_{ср}$ и нанесем его на эту диаграмму. Эта величина пропорциональна потребляемой компрессором мощности $N_k = \omega M_{ср} = 2\pi n_o M_{ср} = 10^{-3} \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 12,25 \times \times 773 = 59,1$.

Из термодинамического расчета $N_k = 60,6$ кВт, следовательно, графические построения выполнены достаточно точно.

Планиметрированием найдем площадки, образованные кривой суммарного противодействующего момента и прямой $M_{ср}$ и построим векторную диаграмму (рис. П.9). Общая высота этой диаграммы определяет предельное изменение кинетической энергии маховика на протяжении одного оборота коленчатого вала.

Определим требуемый момент инерции маховика [см. уравнение (5.9)], кг·м²

$$J_M = |\Delta L| / \omega_{ср}^2 \delta,$$

где $|\Delta L|$ — абсолютное значение изменения энергии маховика за один оборот вала (соответствует площади наибольшей из площадок, ограниченных $M_{ср}$ и кривой ΣM); $\delta = (\omega_{max} - \omega_{min}) / \omega_{ср}$ — степень неравномерности вращения.

Из векторной диаграммы $|\Delta L| = 144$ н·м; в случае привода от асинхронного двигателя $\delta = 1/80$, тогда

$$J_M = 144 \cdot 80 / 76,97^2 = 1,95.$$

Как видно, требуемый момент инерции маховика очень мал. Его функции вполне может выполнять ротор электродвигателя. Потребность в установке дополнительного маховика отсутствует.

Краткое описание компрессора

Воздушный поршневой компрессор 2ВП-10/12 предназначен для снабжения сжатым воздухом пневматического инструмента и оборудования в различных отраслях промышленности. Компрессор представляет собой двухступенчатую крейцкопфную машину с вертикально-горизонтальным расположением цилиндров. Атмосферный воздух через фильтр поступает в цилиндр первой ступени, сжимается в нем до промежуточного давления, подается в межступенчатый холодильник и далее поступает в цилиндр второй ступени, где сжимается до конечного давления. Из компрессора через воздухоотборник воздух подается в пневматическую сеть предприятия.

Рама компрессора представляет собой чугунную отливку коробчатой формы и является основной деталью, на которой монтируют все остальные узлы машины. Нижняя часть рамы служит резервуаром для масла. Рама компрессора отлита с фланцем, к которому крепят статор электродвигателя.

Коленчатый вал — стальной штампованный, имеет одно колено, к которому присоединяются оба шатуна. Вал установлен на двух роликовых подшипниках. На щеках коленчатого вала укреплены чугунные противовесы для уравнивания сил инерции вращающихся масс и сил инерции первого порядка возвратно-поступательно движущихся масс. Спиральная шестерня, установленная на конце коленчатого вала, передает вращение масляному насосу и лубрикатору. На другой, консольный конец вала насажен ротор электродвигателя.

Крейцкопф выполнен как одно целое с башмаками из чугуна, модифицированного ферробором. Поверхность башмаков закаляют токами высокой частоты для получения нужной твердости. Крейцкопф соединен со штоком двумя закладными гайками, что позволяет регулировать зазор между торцами поршня и цилиндра в верхней и нижней мертвых точках. Палец крейцкопфа из хромоникелевой стали подвергают цементации и закалке. При сборке палец запрессовывают в тело крейцкопфа и стопорят пружинным кольцом.

Поршни — литые чугунные. Каждый поршень имеет по два уплотнительных (компрессионных) кольца.

Шатуны — стальные штампованные со стержнем двутаврового сечения. Нижние головки шатунов — разъемные с вкладышами, залитыми баббитом. Крышка нижней головки шатуна соединена с телом шатуна двумя шатунными болтами из термически обработанной хромоникелевой стали. Между крышкой и телом шатуна устанавливают набор прокладок разной толщины. По мере износа вкладыши подтягивают, вынимая из набора прокладки соответствующей толщины.

Цилиндры и крышки цилиндров — литые чугунные с водяными рубашками для охлаждающей воды.

Клапаны — прямоточные с уменьшенным объемом мертвого пространства типа ПИК—А (прямоточные индивидуальные круглые модификации А).

Сальники — самоуплотняющиеся с элементами из антифрикционных материалов на основе фторопласта.

Система смазки — отдельная двумя независимыми масло-системами. Первая система смазки — от многоплунжерного насоса (лубрикатора) с насосными элементами, которые независимо друг от друга могут быть отрегулированы на подачу необходимого количества масла, — предназначена для подачи смазки в цилиндры и сальники.

Вторая (циркуляционная) система предназначена для смазки механизма движения. В блок смазки входят шестеренчатый масляный насос, щелевой фильтр и масляный охладитель.

Охлаждение компрессора — водяное. Вода, пройдя масляный и газовый охладители и цилиндры, поступает в сливные вентили. Давление охлаждающей воды не должно превышать 0,25 МПа.

1. Антонов Н. М., Прилуцкий И. К., Фотин Б. С. Математическая модель рабочих процессов поршневого компрессора с учетом реальности сжимаемого газа//Межвуз. сб. науч. тр. Л.: ЛТИХП. 1984. С. 18—23.
2. Васильев В. Д., Соложенцев Е. Д. Кибернетические методы при создании поршневых машин. — М.: Машиностроение. 1978. 119 с.
3. Видякин Ю. А., Доброклонский Е. Б., Кондратьева Т. Ф. Оппозитные компрессоры. — Л.: Машиностроение. 1979. 280 с.
4. Волчок Л. Я., Цаюн Н. П., Прокошко П. В. К вопросу о термодинамических процессах при переменном количестве газа//Изв. вузов. Сер. Энергетика. 1972. № 2. С. 128—131.
5. Воронков С. С., Прилуцкий И. К., Фотин Б. С. К вопросу о задании граничных условий при математическом моделировании колебаний давления газа в коммуникациях поршневых компрессоров. М., 1984. С. 9. Деп. ЦИНТИ-химнефтемаш. № 2845.
6. Вукалович М. П. Таблицы термодинамических свойств воды и водяного пара. — М.; Л.: Энергия. 1965. 400 с.
7. ГОСТ 9340—71*. Вкладыши коренных и шатуновых подшипников дизелей и газовых двигателей.
8. Давыдов В. С., Медведев С. М., Фотин Б. С. Влияние режимов работы и конструктивных факторов поршневого уплотнения ступени высокого давления компрессора без смазки цилиндров на рабочие процессы в уплотнении// Энергомашинное строительство. — 1976. № 9. С. 30—32.
9. Давыдов В. С., Просторов И. С., Фотин Б. С. Исследование рабочего процесса компрессора высокого давления с неметаллическими поршневыми уплотнениями без смазки//Тр. ЛПИ. — 1969. № 310. С. 200—203.
10. Давыдов В. С., Медведев С. М., Просторов И. С. К определению температурных режимов работы колец поршневого уплотнения дожимающей ступени компрессора высокого давления без смазки цилиндров//Тр. III Всесоюзной научно-техн. конф. по компрессоростроению. Казань. 1974. С. 104—108.
11. Давыдов В. С., Просторов И. С., Фотин Б. С. Об износостойкости и температурном режиме неметаллических уплотнительных поршневых колец ступени высокого давления компрессора без смазки//Энергомашинное строительство. — 1971. № 1. С. 36—38.
12. Давыдов В. С., Медведев С. М., Фотин Б. С. О влиянии переменного давления на износ и разрушение неметаллических поршневых колец//Химическое и нефтяное машиностроение. — 1973. № 8. С. 34—37.
13. Захаренко С. Е., Анисимов С. А., Дмитриевский В. А. Поршневые компрессоры. — М.; Л.: Машгиз. 1961. 452 с.
14. Калекин В. С., Прилуцкий И. К., Фотин Б. С. К вопросу расчета многоступенчатых поршневых компрессоров методом математического моделирования// Холодильные и компрессорные машины. — Новосибирск. 1978. С. 115—121.
15. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика. — М.: Наука. 1979. 542 с.
16. Кондратьева Т. Ф., Петрова Ф. П., Платонов А. Г. Колебания и вибрации в поршневых компрессорах. — Л.: Машиностроение. 1972. 224 с.
17. Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П. Клапаны поршневых компрессоров. — Л.: Машиностроение. 1983. 157 с.
18. Кондратьева Т. Ф. Предохранительные клапаны. — Л.: Машиностроение. 1976. 226 с.

19. Крючков А. Д. Автоматизация поршневых компрессоров. — Л.: Машиностроение, 1972. 232 с.
20. Лебедев С. А., Пирумов И. Б., Шабров Н. Н. Расчет напряженно-деформированного состояния тарелки сферического клапана методом конечных элементов/Тр. ЛПИ. — 1980. № 370. С. 15—19.
21. Мамонтов М. А. Основы термодинамики тела переменной массы. — Тула: Приокское книжное издательство, 1970. 87 с.
22. Марышев Р. А. Исследование рабочих процессов высокооборотных поршневых компрессоров на режимах регулирования путем подключения дополнительного мертвого пространства: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — Л.: ЛПИ, 1973. 20 с.
23. Михеев М. А. Основы теплопередачи. — Л.: Энергия, 1977. 343 с.
24. Новиков И. И., Захаренко В. П., Лаидо Б. С. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. — Л.: Машиностроение, 1981. 236 с.
25. Орлов П. И. Основы конструирования. — М.: Машиностроение, 1977. Т. 1. 623 с. Т. 2. 574 с. Т. 3. 357 с.
26. Панок К. К., Рагозин Н. А. Словарь по топливам, маслам, смазкам, присадкам и специальным жидкостям. — М.: Химия, 1975. 392 с.
27. Петриченко Р. М., Оносовский В. В. Рабочие процессы поршневых машин. — Л.: Машиностроение, 1972. 168 с.
28. Пирумов И. Б. Моделирование работы и оптимизация клапанов поршневых компрессоров/Тр. ЛПИ, 1982. № 384. С. 83—91.
29. Пирумов И. Б. Оптимизация параметров клапанов поршневых компрессоров/Тр. ЛПИ, 1980. № 370. С. 95.
30. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. — М.; Л.: Машиностроение, 1974. 480 с.
31. Политехнический словарь. — М.: Советская энциклопедия, 1976. 608 с.
32. Расчет опорных подшипников скольжения/Е. И. Квитковский, Н. Ф. Кирхан, Ю. Д. Полтавский, А. Ф. Савин. М.: Машиностроение, 1979. 70 с.
33. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. — Л.: Машиностроение, 1969. 740 с.
34. Эглиш К. Н. Поршневые кольца. М.: Машиностроение. Т. 1. 1962. 583 с.; Т. 2. 1963. 362 с.
35. Юдаев Б. Н. Теплопередача. — М.: Высшая школа, 1981. 319 с.
36. Atlas Copco Manual. Stockholm: 1982. 652 p.
37. MacLaren J. F. T., Kerr S. V., Tramschek A. B. Modeling of Compressors and Valves/Proc. Inst. Refrig., 1974—1975. 71. P. 42—59.
38. Nelson L. S., Obert E. F. Generalized pvt Properties of Gases/Transaction of the ASME. ASME Bd 76 (1954). P. 1057—1066.

Предисловие	4
Введение	3
Глава 1. Термодинамические основы процессов в поршневых компрессорах	11
1.1. Идеальный газ. Параметры и уравнения состояния	—
1.2. Смеси идеальных газов	—
1.3. Удельная теплоемкость газов	13
1.4. Реальный газ. Уравнения состояния реального газа	—
1.5. Основные термодинамические процессы и их представление в p, v - и T, s -координатах	15
Глава 2. Одноступенчатый поршневой компрессор	23
2.1. Теоретический рабочий процесс одноступенчатого поршневого компрессора	—
2.2. Действительный рабочий процесс в одноступенчатом компрессоре	27
2.3. Производительность одноступенчатого компрессора при действительном процессе	31
2.4. Объемный коэффициент	34
2.5. Влияние сопротивлений движению всасываемого газа на коэффициент производительности	37
2.6. Коэффициент подогрева	39
2.7. Влияние внешних утечек на коэффициент производительности ступени	40
2.8. Перетечки и их влияние на производительность	41
2.9. Работа и мощность, затрачиваемые на сжатие и перемещение газа в реальном одноступенчатом компрессоре	44
2.10. Оценка совершенства одноступенчатого компрессора	51
2.11. Характеристики одноступенчатых компрессоров	54
2.12. Основные уравнения, используемые в математической модели рабочего процесса ступени компрессора	58
2.13. Математическая модель рабочего процесса ступени поршневого компрессора	64
2.14. Параметрический анализ рабочего процесса в ступени с помощью математического моделирования	71
Глава 3. Многоступенчатый компрессор	76
3.1. Многоступенчатое сжатие газов	—
3.2. Теоретический рабочий процесс в многоступенчатом компрессоре	78
3.3. Рабочий процесс в реальном многоступенчатом компрессоре	81
3.4. Производительность реального многоступенчатого компрессора	83
3.5. Влияние влажности газа на производительность компрессора	85
3.6. Индикаторная работа многоступенчатого компрессора с реальным рабочим процессом	86
3.7. Выбор числа ступеней сжатия газа в многоступенчатом компрессоре	91
3.8. О рациональном распределении давлений газа по ступеням сжатия в реальном процессе многоступенчатого компрессора	93
3.9. Отношение давлений по ступеням и построение характеристик многоступенчатого компрессора	96

3.10.	Оценка совершенства многоступенчатого компрессора	98
3.11.	Упрощенная математическая модель рабочего процесса многоступенчатого компрессора	99
3.12.	Математическая модель рабочего процесса многоступенчатого компрессора	101
Глава 4.	Схема и привод компрессора	107
4.1.	Типы поршневых компрессоров	—
4.2.	Привод поршневого компрессора	110
Глава 5.	Динамика поршневого компрессора	113
5.1.	Основные кинематические соотношения	—
5.2.	Силы инерции в поршневом компрессоре и их уравнивание	114
5.3.	Расчет маховика	121
Глава 6.	Конструирование и элементы поршневых компрессоров	129
6.1.	Общие вопросы расчета и конструирования	—
6.2.	Унификация	133
6.3.	Базы поршневых компрессоров. Типы и основные параметры	143
6.4.	Основные элементы баз	147
6.5.	Штоки	176
6.6.	Поршни	178
6.7.	Цилиндры	183
Глава 7.	Органы газораспределения в поршневых компрессорах	191
7.1.	Принудительное газораспределение и самодействующие клапаны	—
7.2.	Конструкции самодействующих клапанов	194
7.3.	Теория самодействующих клапанов	200
Глава 8.	Уплотнения поршней и штоков	217
8.1.	Уплотнение поршня контактными кольцами	—
8.2.	Контактные поршневые кольца компрессоров без смазки цилиндров	221
8.3.	Герметичность и износ уплотнений поршня	224
8.4.	Потери на преодоление трений в поршневом уплотнении	226
8.5.	Бесконтактные и контактно-лабиринтные уплотнения	228
8.6.	Сальниковые уплотнения штоков	234
Глава 9.	Вспомогательное оборудование и коммуникации	239
9.1.	Коммуникации поршневой компрессорной установки	—
9.2.	Межступенчатые и конечные охладители газа	240
9.3.	Очистка и осушка сжатого газа	262
Глава 10.	Смазка компрессоров	267
10.1.	Смазочные материалы	—
10.2.	Смазка цилиндров и сальников	268
10.3.	Смазка механизма движения	270
Глава 11.	Регулирование и автоматизация поршневых компрессорных установок	275
11.1.	Регулирование компрессорной установки без специальных регулирующих устройств	—
11.2.	Работа компрессорной установки с системой автоматического регулирования	279
11.3.	Способы изменения производительности поршневых компрессоров	285
Глава 12.	Конструкция поршневых компрессоров и установок	314
12.1.	Компрессоры и установки малой производительности	—
12.2.	Компрессоры и установки средней производительности	320
12.3.	Компрессоры и установки большой производительности	334
Приложения		347
Список литературы		369

Борис Степанович Фотин, Игорь Богданович Пирумов,
Игорь Кирович Прилуцкий, Павел Иванович Пластинин

ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Редактор Н. В. Сергеева. Художественный редактор С. С. Венедиктов.
Технический редактор П. В. Шиканова. Корректоры: Т. Н. Гринчук,
И. Г. Иванова, Н. В. Соловьева

ИБ № 4080

Сдано в набор 05.08.86. Подписано в печать 23.02.87. М-18259.
Формат 60×90^{1/16}. Бумага офсетная. Гарнитура литературная.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 23,5. Усл. кр.-отт. 23,5.
Уч.-изд. л. 24,05. Тираж 12 150 экз. Заказ 196. Цена 1 р. 10 к.

Ленинградское отделение ордена Трудового Красного Знамени
издательства «Машинностроение». 191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 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 1988 году

**издательство „Машиностроение“
выпускает в свет следующую книгу:**

**Виршубский И. М., Рекстин Ф. С.,
Шквар А. Я. Вихревые компрессоры. — Л.: Машиностроение, 1988. — 19 л.: ил.**

В книге изложены основы теории вихревых компрессоров. Представлен сравнительный анализ существующих гипотез рабочего процесса. Классифицированы основные виды потерь. Показано влияние определяющих критериев подобия на эффективность вихревых компрессоров. Определены границы автомодельности по этим критериям. Предложены зависимости для пересчета характеристик компрессоров, работающих на газах с различными физическими свойствами при различных числах Маха и Рейнольдса. Особое внимание уделено определению рациональных форм и геометрических соотношений проточной части, разработке конкретных рекомендаций для расчета и проектирования вихревых компрессоров. Приведены примеры наиболее характерных конструкций и апробированных инженерных методов расчета.

Книга предназначена для инженерно-технических работников, занимающихся исследованием, расчетом и проектированием вихревых компрессоров и насосов и может быть использована студентами соответствующих специальностей.

Издательство рекомендует читателям и представителям всех заинтересованных организаций своевременно оформлять заказы на книги издательства «Машиностроение» в местных книжных магазинах.

**Издательство заказы не
принимает**