

64059

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Б. М. РЫЖОВ

А

**АВИАЦИОННЫЕ
ПОРШНЕВЫЕ
КОМПРЕССОРЫ**

ОБОРОНГИЗ · 1963

Б. М. РЫЖОВ

АВИАЦИОННЫЕ ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

ГОСУДАРСТВЕННОЕ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
ОБОРОНГИЗ
Москва 1963

В настоящей монографии обобщены многочисленные работы автора по теоретическим и экспериментальным исследованиям термодинамических процессов, протекающих в цилиндрах поршневых компрессорных машин, работающих с переменной массой рабочего тела

В ней излагаются результаты исследований распределения давлений в ступенях компрессора, производительности, индикаторной работы и герметизации пары седло—клапан.

Наряду с разделами, посвященными теоретическим вопросам, в книге рассматриваются конструктивные особенности современных авиационных поршневых компрессорных машин, приводятся оригинальные конструктивные решения, характеристики процессов, результаты экспериментальных и доводочных работ и даются некоторые числовые значения термодинамических параметров.

В монографии представлена новая теория поршневых компрессорных машин, разработанная автором по наиболее важным вопросам проектирования. Работа представляет значительный интерес для научных работников и инженеров-конструкторов, работающих в области компримирования газов.

Рецензент докт. техн. наук В. И. Поликовский

Редактор канд. техн. наук Н. В. Пульманов

Зав. редакцией инж. С. Д. Красильников

ВВЕДЕНИЕ

Ознакомление с историей развития теории поршневых компрессорных машин приводит к середине прошлого столетия, когда в сложившейся в то время новой науке «Техническая термодинамика» («Термостатика») уже достаточно подробно рассматривались процессы различных тепловых машин, получающих в связи с развитием промышленности все большее и большее распространение в России и за рубежом. От первых попыток изложения теории поршневого компрессора в разделах технической термодинамики до современных отечественных и зарубежных монографий термодинамический расчет компрессора получил сравнительно незначительные изменения, развиваясь, главным образом, в части углубления прикладных вопросов, например, регулирование машин или исследование процессов, связанных с работой клапанных механизмов.

Основные вопросы теории термодинамики компрессора и особенно вопросы, относящиеся к процессам, протекающим с переменной массой рабочей среды, или недостаточно изучены или при постановке задач процессы представлены настолько идеализировано, что результаты вычислений имеют значительные отклонения от данных эксперимента, а сделанные выводы не отражают реальные физические явления.

Эти неточности, а в некоторых случаях и принципиально неправильные трактовки отдельных вопросов, перенесенные в реальное проектирование без учета опыта конструктора, могут привести к созданию неработоспособных конструкций или, в лучшем случае, к конструкциям, имеющим значительное отступление от технических требований. К одному из этих вопросов, существенно определяющих компоновку машины, следует отнести вопрос распределения давлений в ступенях компрессора.

Упрощая постановку задачи, представим следующую схему расчета. Пусть известны рабочие объемы ступеней V_{s1} , V_{s2} и дав-

ление на входе p_n . В этом случае давление в ступени определяется классической формулой $p_1 = p_n \left(\frac{V_{s1}}{V_{s2}} \right)^n$. В применении к идеальному компрессору формула дает точное решение. Но в технике нет идеальных машин; известно, что ступень компрессора имеет объем мертвого пространства, величина которого в дифференциальной схеме построения цилиндра может достигнуть 15% от рабочего объема ступени. В этом случае в зависимости от величин объемов мертвых пространств и степеней повышения давлений расчет по этой формуле может привести к ошибке более 30%, и ее практическое приложение не оправдано¹. Ошибочно вычисленное давление в первой ступени компрессора приводит к увеличению ошибки при вычислении давлений в последующих ступенях, неправильному определению степеней повышения давлений, температур, коэффициента наполнения, индикаторных объемов, производительности, потребляемой работы, т. е. ошибка, сделанная при вычислении давлений в ступенях, влияет на все параметры, вычисляемые в термодинамическом расчете компрессора. Далее ошибка переносится в динамический расчет, когда неправильно построенные индикаторные диаграммы разворачиваются по углу поворота кривошипа, вычисляются поршневые усилия, суммируются силы инерции поступательно движущихся масс, вычисляются нормальные Z , тангенциальные T и боковые силы N , определяется степень неравномерности крутящего момента и т. д. Далее ошибка переносится на прочностной расчет компрессора, где определяются напряжения в деталях при подстановке заведомо неправильно вычисленных действующих сил.

Очевидно, вопрос точного определения давлений в ступенях следует считать одним из главных, существенно влияющим на весь результат термодинамического, динамического и прочностного расчета компрессора. В настоящей монографии три главы посвящены теории этого вопроса. В первой, второй и третьей главах предложена методика определения давлений в ступенях поршневого компрессора и даны новые понятия и определения характера передачи газа между ступенями. Рассматривается *синхронная* передача, получаемая в компрессоре с поршневыми клапанами, когда фазы выталкивания газа и фазы всасывания по времени полностью совмещены между собой, *меросинхронная* передача, получаемая в ком-

прессоре с межступенчатыми трубопроводами, когда фазы выталкивания газа и фазы всасывания по времени только частично совмещены между собой, и, наконец, *изохронная* передача, получаемая в компрессоре с межступенчатыми холодильниками, когда выталкивание и всасывание газа подчиняются изобарным процессам. Составленные уравнения приведенных объемов решены относительно конечных и начальных давлений процесса перемещения газа между ступенями. Выведенные рабочие формулы межступенчатых давлений записаны с учетом сопротивления клапанных механизмов. Изложена прикладная теория. Рассмотрены возможные соединения (комбинаторика) исследуемых параметров. Показаны возможности конструктора при проектировании и доводке компрессора.

Производительность компрессора — один из главных параметров машины, величина которого определяет выводы сдаточных испытаний. В современных монографиях для подсчета производительности предлагается формула $Q = \eta_v V_{s1} n i$ (здесь мы опускаем поправочные коэффициенты). Если предположить, что коэффициент наполнения цилиндра η_v вычислен правильно, т. е. давления в ступенях подсчитаны точно, то и при этом условии формула действительна только для постоянного режима работы компрессора. Весь класс машин, работающих на переменном режиме, остается неизученным, поскольку в этом случае величина η_v переменна и ее изменение зависит от условий установки компрессора.

Очевидно, вопрос производительности компрессорных машин, работающих на переменных давлениях входа и выхода, а также и частные случаи этих режимов требуют детального аналитического и экспериментального исследования. Четвертая и пятая главы настоящей монографии посвящены этому вопросу. Здесь составлены и проинтегрированы дифференциальные уравнения и выведены рабочие формулы времени наполнения и опорожнения емкости при переменных давлениях всасывания и нагнетания. Формулы потенцированы и решены относительно величины мертвого пространства. Выведены формулы максимальных и минимальных давлений режима. Сформулированы номинальные условия производительности. Показано графическое интегрирование уравнения времени наполнения емкости при условии политропического процесса.

От Петербургских изданий прошлого века до монографий наших дней выводится формула

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 V_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right],$$

¹ В анализе теории возможно показать один частный академический случай, когда эта формула может быть применима при расчете реального компрессора.

т. е. формула работы, потребляемой идеальным поршневым компрессором. Пренебрежение мертвым пространством до крайности идеализирует задачу и не дает экстремального значения функции. Ошибка при применении этой формулы теоретически стремится к бесконечности, а в приложении к реальным компрессорам (например, при величине мертвого пространства 0,1 от рабочего объема и степени повышения давлений, равной 5) достигает 30% в сторону увеличения. Очевидно, что применение этой формулы при расчетах современных машин не оправдано. Компрессоры, работающие на переменных режимах, могут перейти или не дойти до экстремума тах потребляемой работы, а компрессоры, работающие на постоянном режиме, в пусковой период могут перейти через экстремум. Во всех этих случаях перед конструктором стоит задача определения величины степени повышения давления, удовлетворяющей уравнению $\frac{dL}{dp_2} = 0$ и исходя из этого подбора необходимого двигателя для привода компрессорной машины.

Выявление экстремума тах потребляемой работы приобретает особое значение при наличии в машине больших моментов маховых масс, например специального маховика. В этом случае двигатель может быть подобран с меньшей мощностью, и после раскрутки двигателя и компрессора экстремум тах потребляемой работы перейден с помощью сил инерции маховых масс. Нет необходимости в доказательстве, что правильное определение величины работы, потребляемой поршневой компрессорной машиной, приводит к экономии энергетического ресурса.

В шестой главе предложен метод определения работы, потребляемой реальным поршневым компрессором на переменном режиме.

Здесь интегрируется уравнение, эквивалентное площади цикла. Определяются его экстремумы тах, выводятся частные случаи формул и приводится методика расчета применительно к различным постановкам задач.

Последняя (из раздела теории), седьмая глава посвящена теории герметизации предохранительных (редукционных) клапанов или в более общем понимании — теории герметизации пары седло — клапан. Это один из основных прикладных вопросов, относящихся к агрегатам коммуникации, не получил освещения в специальной литературе, и изложение его представляет несомненный интерес. Распространенные конструкции предохранительных клапанов не удовлетворяют требованиям, предъяв-

ляемым к герметизации. Травление в клапанах приводит к искажению рабочих характеристик и к дополнительным затратам энергетического ресурса.

Здесь предложена теория герметизации самодействующих ма-лоподъемных, плоских пружинных клапанов открытого типа. Располагаемые силовые характеристики сравниваются с экспериментальными граничными характеристиками герметизации, полученными при повышении давления в магистрали, и с экспериментальными граничными статическими и динамическими гистерезисными характеристиками герметизации, полученными при понижении давления в магистрали. Записаны линейные уравнения рассматриваемых характеристик, выведены рабочие формулы, определяющие необходимые силы герметизации, давления, соответствующие началу и концу травления газа в паре седло — клапан, и углы сближения располагаемых силовых характеристик с граничными характеристиками герметизации. В работе сделан анализ схем клапана прямого действия, клапана прямого действия с усиленной силовой характеристикой и клапана обратного действия. Показана возможность получения давлений, соответствующих началу и концу травления газа в паре седло — клапан, по величине, близкой к давлению, соответствующему началу открытия клапана. Записаны коэффициенты качества герметизации применительно к рассматриваемым схемам. В заключение приводится конструктивное решение предохранительного клапана, рассматриваются рабочие характеристики и даются рекомендации по проектированию.

Заканчивая обзор теоретических разработок автора, касающихся исследования термодинамических процессов, протекающих в цилиндрах поршневого компрессора, следует вкратце остановиться на восьмой и девятой главах. Тема этих глав определила заглавие книги.

В главах рассматривается развитие конструкций современных поршневых компрессорных машин летательных аппаратов, получивших распространение в различных отраслях техники. Здесь показывается коммуникация летательного аппарата, конструкции компрессоров с передачей газа через поршневые клапаны, межступенчатые трубопроводы и холодильники. Эти машины предназначены для монтажа на агрегатные коробки ТРД или в общем случае на любой привод, посадочное место которого обеспечивает передачу смазывающей жидкости, суфлирование картера компрессора и слив масла. В главах рассмотрены автономные компрессорные установки, в которых

компрессоры сконструированы совместно с приводными серийными электродвигателями, собственными масляными насосами, резервуарами и системой охлаждения. Компрессоры выполнены с регулированием производительности, перепуском и оборотами. В заключение приведены некоторые константы и сделаны сравнительные сопоставления термодинамических величин.

Кислородные поршневые компрессоры, эксплуатируемые непосредственно в условиях стартовых площадок летательных аппаратов, рассмотрены в десятой и одиннадцатой главах. Здесь показывается развитие отечественной и зарубежной аэродромной кислородно-зарядной техники, формулируются отличительные особенности конструктивной схемы кислородного компрессора, дается анализ конструкций, рассматриваются экспериментальные установки и описываются экспериментальные и доводочные работы.

Представленные конструкции — результат многолетней творческой работы коллектива конструкторов и автора, поэтому приведенный материал не следует рассматривать как общий обзор и тем более как пособие для выбора конструкций. В книге изложены взгляды автора на вопросы конструирования поршневых компрессорных машин летательных аппаратов. Наряду с выходными параметрами, режимами работы, экспериментальными характеристиками, материалами основных деталей, применяемыми смазывающими жидкостями и рассмотрением наиболее оригинальных конструктивных решений показаны некоторые особенности конструкции этого класса компрессоров. Изложение материала сделано на примерах окончательно отработанных машин и на примерах машин, доведенных до стадии экспериментальных стендовых испытаний.

Материал книги условно можно разделить на пять основных разделов. В первых шести главах, излагающих раздел распределения давлений в многоступенчатой поршневой машине, раздел производительности одноступенчатых машин и раздел экстремальных значений потребляемой работы, — рассмотрены прикладные вопросы термодинамики. Четвертый раздел, изложенный в седьмой главе, относится к одному из прикладных вопросов гидромеханики. И, наконец, в пятом разделе, изложенном в последних четырех главах, рассматриваются вопросы конструирования машин. Все эти разделы, написанные на базе известных академических дисциплин, объединены общей темой «Авиационные поршневые компрессоры». Это формальное различие наук вызывает необходи-

мость в разграничении обозначений физической сущности оперируемых параметров. Так, например, рассматривая вопрос распределения давлений в многоступенчатой компрессорной машине, было необходимо в зависимости от индекса ступени на давления нагнетания ввести индексацию $p_1, p_2, p_3, \dots, p_i, \dots, p_z$. Далее, рассматривая производительность одноступенчатых компрессоров и исследуя экстремальные значения потребляемой работы, ранее принятая индексация давлений становится неоправданной, и в этих главах давление на всасывание обозначается через p_1 , давление нагнетания — через p_2 , а начальное давление переменного режима — через p_n . И, наконец, в седьмой главе при рассмотрении вопросов герметизации предохранительных клапанов давление в магистрали в месте установки клапана обозначено просто через p . В связи с этими замечаниями описание физической сущности принятых обозначений не представлялось возможным дать в единой спецификации. В этом случае оказалось более целесообразным описание обозначений разделить по условным разделам книги.

Наконец, последнее замечание относится к принятой терминологии. До настоящего времени в теории поршневых компрессорных машин одни и те же понятия именуются различными терминами. Так, например, «степень повышения давлений» отождествляется с выражением «отношение давлений», «коэффициент наполнения» с «коэффициентом всасывания», «мертвое пространство» с «вредным пространством», «всасывающий» и «нагнетательный» клапаны соответственно с «впускным» и «выпускным» клапаном. «Верхняя мертвая точка» и «нижняя мертвая точка» несоответственно с «внутренней» (ближе к приводному механизму) и «наружной» мертвыми точками и т. д. В книге использована терминология, принятая в системе Комитета по авиационной технике, и даны некоторые пояснения, касающиеся принятой терминологии самодействующих клапанов.

Под термином «всасывающий клапан» понимается механизм клапана, открытие которого происходит вследствие образования потенциальной энергии газа, находящегося над клапаном, полученной в результате понижения давления в ступени. Это определение удовлетворяет случаю, когда клапан установлен на первой ступени или когда клапан установлен в любой промежуточной ступени, но передача газа между ступенями происходит асинхронно.

Под термином «нагнетательный клапан» понимается механизм клапана, открытие которого происходит в результате повышения давления в ступени созданного работой поршня. Это определение

удовлетворяет случаю, когда клапан установлен на последней ступени или в любой промежуточной ступени, но передача газа между ступенями происходит асинхронно.

Под терминами «впускной» и «выпускной» клапаны понимаются механизмы клапанов, открытие которых происходит в результате одновременной работы поршней двух соединенных ступеней.

Эта терминология наиболее близка к физической сущности процессов, однако и в этих определениях есть условное отступление, получаемое при меросинхронной передаче, когда при всасывании газа из трубопровода клапан удовлетворяет термину «всасывающий», а при передаче газа между ступенями — термину «впускной». В книге принято второе определение.

Содержание монографии не охватывает всех вопросов теории. Предложенные методы расчета могут быть приложены только к рассматриваемым конструктивным схемам компрессоров, а ряд вопросов теории совершенно не вошел в настоящую монографию.

В списке литературы, приведенном в конце книги, наряду с некоторыми работами автора [11]—[20] указаны только те работы, в которых излагаются прикладные вопросы, соприкасающиеся с теорией, изложенной в книге, или только те, по которым высказаны критические замечания.

Автор выражает глубокую благодарность докт. техн. наук профессору В. И. Поликовскому и канд. техн. наук Н. В. Пульманову за внимательный просмотр рукописи и сделанные замечания. Автор крайне признателен и благодарен профессору Г. С. Скубачевскому, профессору В. К. Кошкину и инж. П. Н. Тарасову за помощь, оказанную в работе.

Автор с благодарностью примет все критические замечания и пожелания, направленные по адресу: Москва, И-51, Петровка, 24, Оборонгиз.

Глава первая

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ В СТУПЕНЯХ КОМПРЕССОРА ПРИ ПЕРЕДАЧЕ ГАЗА ЧЕРЕЗ ПОРШНЕВЫЕ КЛАПАНЫ

Основные обозначения, принятые в I, II и III главах

$P'_{1T}, P'_{2T}, P'_{3T}, \dots, P'_{iT}; P_{1T}, P_{2T}, P_{3T}, \dots, P_{iT}$ — давления соответственно начала и конца перемещения газа между ступенями, вычисленные для всех видов передач без учета сопротивлений;

$P'_1, P'_2, P'_3, \dots, P'_i; P_1, P_2, P_3, \dots, P_i$ — давления в ступенях соответственно начала и конца выталкивания газа, вычисленные с учетом сопротивлений различных для каждого вида передачи;

P_{zT}, P_z — давления выталкивания газа из последней ступени соответственно без учета и с учетом сопротивления нагнетательного клапана;

$P'_{02}, P'_{03}, \dots, P'_{0i}; P_{02}, P_{03}, \dots, P_{0i}$ — давления в ступенях соответственно начала и конца всасывания газа, вычисленные с учетом сопротивлений различных для каждого вида передачи;

P_n, P_{01} — давление всасывания газа в I ступень соответственно без учета и с учетом сопротивления всасывающего клапана;

$V_{s1}, V_{s2}, \dots, V_{si}, \dots, V_{sz}$ — рабочие объемы ступеней;

$V_{c1}, V_{c2}, \dots, V_{ci}, \dots, V_{cz}$ — объемы мертвых пространств в ступенях;

$V_1, V_2, \dots, V_i, \dots, V_z$ — индикаторные объемы, соответствующие процессам выталкивания;

$V_{c'1}, V_{c'2}, \dots, V_{ci}, \dots, V_{cz}$ — индикаторные объемы, соответствующие расширению газа из мертвых пространств ступеней;

$V_{ст2}, V_{ст3}, \dots, V_{сти}, \dots, V_{стz}$ — индикаторные объемы, соответствующие процессам расширения газа из мертвых пространств ступеней и всасыванию газа из межступенчатых трубопроводов (меросинхронная передача);

$V'_1, V'_2, \dots, V'_i, \dots, V'_z$ — индикаторные объемы, соответствующие процессам всасывания (синхронная и изосинхронная передачи). Индикаторные объемы, соответствующие перемещению газа между ступенями в процессах всасывания (меросинхронная передача);

$V_{т2}, V_{т3}, \dots, V_{ти}, \dots, V_{тz}$ — объемы межступенчатых трубопроводов, расположенных перед ступенью;

$\Delta P_1, \Delta P_2, \Delta P_3, \dots, \Delta P_i$ — относительные величины: половин сопротивлений поршневых клапанов при выталкивании газа из ступеней (синхронная передача); полных сопротивлений выпускных клапанов и половин сопротивлений межступенчатых трубопроводов (меросинхронная передача); полных сопротивлений выпускных клапанов (изосинхронная передача);

ΔP_z — относительная величина полного сопротивления нагнетательного клапана последней ступени;

$\Delta P_{02}, \Delta P_{03}, \dots, \Delta P_{0i}, \dots, \Delta P_{0z}$ — относительные величины: половин сопротивлений поршневых клапанов при всасывании газа в ступени (синхронная передача); полных сопротивлений впускных клапанов и половин сопротивлений

межступенчатых трубопроводов (меросинхронная передача); полных сопротивлений впускных клапанов (изохронная передача);

ΔP_n — относительная величина полного сопротивления всасывающего клапана первой ступени;

$\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_i, \dots, \Delta t_z$ — перепады температур газа, находящегося в межступенчатых трубопроводах;

$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_i, \dots, \eta_z$ — температурные коэффициенты, учитывающие падение давления газа в межступенчатых трубопроводах, полученное в результате перепадов температур $\Delta t_1, \Delta t_2, \dots, \Delta t_i, \dots, \Delta t_z$;

η_n — коэффициент, учитывающий внешние и внутренние пропуски газа из ступени компрессора.

Нижние индексы

01, 02, ..., 0i, ..., 0z; 1, 2, ..., i, ..., z — порядковый номер ступени; любая ступень; последняя ступень. Относятся соответственно к условиям всасывания и выталкивания газа;

1t, 2t, 3t ... it — относятся к давлениям, вычисленным без учета сопротивлений; к давлениям в межступенчатых трубопроводах; к давлениям в межступенчатых холодильниках;

c1, c2 ... ci ... cz — относятся к объемам мертвых пространств соответствующих ступеней;

c', c'' ... ci' ... cz' — относятся к индикаторным объемам газа, расширившегося из мертвых пространств соответствующих ступеней;

ст2, ст3 ... sti ... стz — относятся к индикаторным объемам газа, расширившегося из мертвых пространств ступеней и засосанного из межступенчатых трубопроводов;

s1, s2 ... si ... sz — относятся к рабочим объемам соответствующих ступеней;

t2, t3 ... ti ... tz — относятся к объемам межступенчатых трубопроводов, расположенных перед ступенью;

12, 13, 14 — указывает, что величина, относящаяся к I ступени, вычислена при условии подстановки давления соответственно II, III или IV ступеней.

23, 24 — указывает, что величина, относящаяся к II ступени, вычислена при условии подстановки давления соответственно II, III или IV ступеней.

34 — указывает, что величина, относящаяся к III ступени, вычислена при условии подстановки давления IV ступени;

i — указывает, что величина относится к изохронной передаче;

m — указывает, что величина относится к меросинхронной передаче;

s — указывает, что величина относится к синхронной передаче;

н.м.с — указывает, что трехступенчатый компрессор с изохронным всасыванием в I ступени имеет меросинхронную передачу в расчетной паре ступеней (между I и II) и синхронную передачу в следующей паре ступеней (II и III). Комбинация и постановка двух последних индексов может быть различна;

н.с.н.м. — указывает, что четырехступенчатый компрессор с изохронным всасыванием в I ступени имеет синхронную передачу между I и II ступенью, изохронную передачу между II и III ступенью и меросинхронную передачу в расчетной паре ступеней (III и IV). Комбинация и постановка трех последних индексов может быть различна.

При проектировании многоступенчатой поршневой компрессорной машины по заданным давлениям всасывания, нагнетания и производительности выбирают степени повышения давлений, определяют давления на входе и выходе из ступеней, температуры и удельные объемы, коэффициенты наполнения, минутные объемы и, наконец, вычисляют рабочие объемы цилиндров. Такая схема расчета не учитывает влияние величин мертвых пространств на степень повышения давления в каждой ступени. Вследствие этого результаты вычислений следует считать приближенными и их необ-

ходимо уточнять проверочными расчетами в процессе испытаний и доводки компрессора.

Расчет термодинамических параметров при заданных размерах реального ПК недостаточно освещался в литературе. В 1952 г. в трудах научно-исследовательского института химического машиностроения опубликованы две работы с изложением термодинамических расчетов применительно к реальным многоступенчатым машинам. В одной из этих работ¹ приводится упрощенный метод определения давлений в ступенях ПК, основанный на последовательных приближенных вычислениях с введением в расчет условно принятой постоянной величины, в другой работе² — система уравнений с дробными показателями степени при известных допущениях заменяется системой линейных уравнений, при помощи которых и определяются давления в ступенях. В указанных работах приближенно вычисляются только конечные давления в ступенях, причем авторы не связывают термодинамические процессы с особенностями индикаторных диаграмм, построение которых строго определено схемой расположения ступеней и конструктивным выполнением органов распределения. Приведенные методы расчетов не раскрывают физической сущности явлений и не дают возможности сделать математический анализ.

Можно рассмотреть различные конструктивные схемы взаимного расположения ступеней и органов распределения. Каждой из этих схем будет соответствовать вполне определенная физическая сущность и геометрический контур индикаторной диаграммы. Исходя из этих диаграмм возможно составить уравнения приведенных объемов, сделать замены переменных величин и получить рабочие формулы, определяющие начальные и конечные давления в ступенях при перемещении газа между ними.

В настоящей главе определяются давления, соответствующие началу и концу передачи газа между ступенями применительно к схеме, когда передача газа осуществляется через клапан, вмонтированный в поршень. Такие компрессоры, устанавливаемые на летательных аппаратах, получили широкое распространение, к ним относятся, например, семейство двухступенчатых воздушных компрессоров АК-50, АК-75 и ПК-100. Компрессоры с передачей газа через поршневые клапаны в общем случае могут быть выполнены с любым количеством ступеней, число которых вычисляется в зависимости от величины конечного давления и числа профессора В. И. Поликовского, определяющего эффективность перехода от n к m ступеням³.

Схема ПК с передачей газа через поршневой клапан применительно к двухступенчатому компрессору представлена на фиг. 1, а.

¹ И. В. Симоновский, Метод термодинамического расчета многоступенчатых поршневых компрессоров, Труды НИИХИММАШ № 8, Машгиз, 1952.

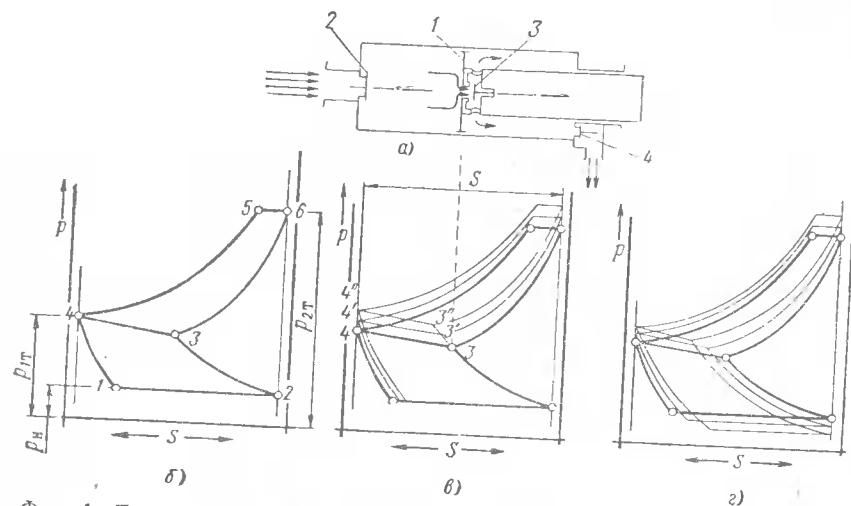
² А. Б. Вершок, Расчет промежуточных давлений многоступенчатых компрессоров, НИИХИММАШ, № 8, Машгиз, 1952.

³ В. И. Поликовский, Вентиляторы, воздуходувки, компрессоры, Энергоиздат, 1938.

Здесь поршень 1 условно показан в виде прямой линии, что дает возможность совместить схему компрессора с графическим изображением индикаторной диаграммы.

Рассмотрим различные режимы работы компрессора. Обозначим S — ход поршня; p_n — давление всасывания; $p_{1т}$ — давление в I ступени после конца передачи газа; $p_{2т}$ — давление во II ступени.

Постоянный режим. Теоретическая индикаторная диаграмма (фиг. 1, б) p_n , $p_{1т}$ и $p_{2т}$ — const. Газ засасывается в I ступень через клапан 2. Сжатие по политропе 2—3 происходит одновременно с расширением по политропе 6—3. В точке 3 давления в



Фиг. 1. Теоретические индикаторные диаграммы двухступенчатого компрессора при передаче газа через поршневой клапан.

а—схема компрессора, б—постоянный режим компрессора, в—режим с переменным давлением на выходе, г—режим с переменным давлением на входе и выходе.

ступенях выравниваются, открывается поршневой клапан 3, и объемы I и II ступеней соединяются между собой. При дальнейшем движении поршня суммарный объем двух ступеней уменьшается и вследствие этого происходит дополнительное поджатие газа до давления $p_{1т}$. При обратном ходе расширение и всасывание газа в I ступени совпадет по времени со сжатием и выталкиванием газа (через клапан 4) из II ступени. Поскольку давление выталкивания $p_{2т}$ поддерживается постоянным, то в течение любого отрезка времени все мгновенные индикаторные диаграммы будут накладываться друг на друга.

Переменный режим на выходе. Теоретическая индикаторная диаграмма (см. фиг. 1, в) p_n —const, $p_{1т}$ и $p_{2т}$ —var. При выталкивании газа в емкость объема V_6 , $p_{2т}=f(V_6)$. При выталкивании газа в ресивер, давление в котором регулируется процессом, клапаном или автоматом, $p_{2т}=f$ (работы автомата). И в том, и в другом случае $p_{2т}$ увеличивается. Тогда в каждой последующей

мгновенной индикаторной диаграмме политропа расширения газа из мертвого пространства II ступени будет лежать выше предыдущей и, следовательно, выравненные давления (точки 3, 3', 3'' и т. д.) будут возрастать.

Переменный режим на входе и выходе. Теоретическая индикаторная диаграмма фиг. 1, г. p_n , $p_{1т}$ и $p_{2т}$ —var. Здесь показано увеличение давления $p_{2т}$ с одновременным понижением давления на всасывании p_n . Изменение p_n рассматривается как функция какой-либо заранее заданной независимой переменной величины.

В настоящей главе рассматривается переменный режим с изменением давления на выходе из ПК и, как частный его случай, — постоянный режим.

При межступенчатой передаче газа через клапан в поршне процесс выталкивания газа из i ступени по времени полностью совпадает с процессом всасывания газа в $(i+1)$ ступень. Условимся такую межступенчатую передачу называть *синхронной*.

Определение конечных давлений при синхронной передаче газа между ступенями

Для вывода математических зависимостей между давлениями и объемами газа рассмотрим z -ступенчатый компрессор с передачей газа между ступенями через поршневые клапаны. Вывод формул сделаем на примере четырехступенчатого компрессора, схема которого и мгновенная теоретическая индикаторная диаграмма, построенная по объемам ступеней, показаны на фиг. 2. В отличие от диаграмм, построенных по ходу поршня, и в отличие от установившегося в литературе изображения диаграмм в координатах pV здесь иллюстрируется графическое несовпадение процессов выталкивания газа, показанных линиями $A_1—B_1$, $A_2—B_2$, $A_3—B_3$, с процессами всасывания газа, показанными линиями $A_1—B'_1$, $A_2—B'_2$ и $A_3—B'_3$.

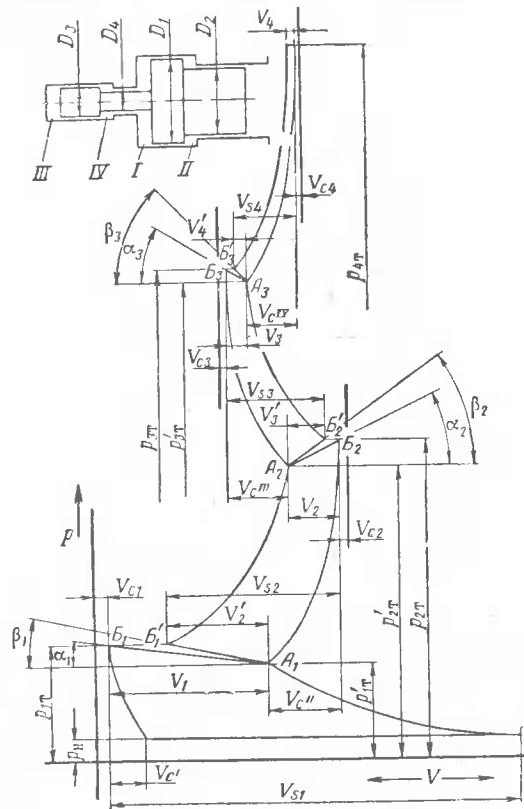
Это несовпадение, вытекающее из физической сущности процесса, будет получено при одинаковом масштабе для всех диаграмм или любом другом, но не специально подобранном с целью совпадения процессов. Начиная с точек A_1 , A_2 , A_3 и далее на всем ходе перемещения газа давления в соединенных ступенях равны, а условные индикаторные объемы выталкивания больше условных индикаторных объемов всасывания в отношении диаметров в квадрате:

$$\frac{V'_2}{V_1} = \frac{D_1^2 - D_2^2}{D_1^2 - D_4^2}, \quad \frac{V'_3}{V_2} = \frac{D_3^2}{D_1^2 - D_2^2}, \quad \frac{V'_4}{V_3} = \frac{D_3^2 - D_4^2}{D_3^2}.$$

Учитывая это, запишем лемму: при перемещении газа между ступенями присоединенные объемы предыдущих ступеней больше объемов последующих ступеней, и в силу существования равенства давлений в соединенных ступенях на протяжении всего процесса перемещения газа условные индикаторные объемы выталкивания

и всасывания, построенные в координатах pV , не совпадут между собой.

Разделяя изображение индикаторных объемов процессов выталкивания и всасывания газа, продиктованное условиями построения индикаторных диаграмм, мы имеем в виду, что эти объемы со-



Фиг. 2. Обозначение индикаторных давлений и объемов на мгновенной теоретической диаграмме четырехступенчатого компрессора с синхронной передачей газа между ступенями.

единены между собой на протяжении всего процесса. Поскольку этот суммарный объем двух ступеней по мере движения поршня уменьшается, то, следовательно, процесс перемещения газа следует рассматривать как политропическое сжатие, в общем виде подчиняющееся закону

$$(p'_i)^{\frac{1}{n}} \sum V_{Ai} = p_i^{\frac{1}{n}} \sum V_{Bi, B'i}, \quad (1.1)$$

где $\sum V_{Ai}$ — объемы i и $(i+1)$ ступеней, соединенные между собой в точке A_i ;

$\sum V_{Bi, B'i}$ — объемы i и $(i+1)$ ступеней, соединенные между собой в точке $B_i, B'i$.

Согласно (1.1) для первой ступени можно записать

$$(p'_{1\tau})^{\frac{1}{n_1}} (V_{c1} + V_1 + V_{c''} + V_{c2}) = p_{1\tau}^{\frac{1}{n_1}} (V_{c2} + V_{s2} + V_{c1}). \quad (1.2)$$

Здесь и далее приняты следующие обозначения:

$p'_{1\tau}, p'_{2\tau}, p'_{3\tau}, \dots, p'_{i\tau}$ — теоретические давления, соответствующие началу перемещения газа между ступенями;

$p_{1\tau}, p_{2\tau}, p_{3\tau}, \dots, p_{i\tau}$ — теоретические давления, соответствующие концу перемещения газа между ступенями;

$V_{s1}, V_{s2}, V_{s3}, \dots, V_{si}$ — рабочие объемы ступеней;

$V_{c1}, V_{c2}, V_{c3}, \dots, V_{ci}$ — объемы мертвых пространств в ступенях; $V_1, V_2, V_3, \dots, V_i$ — индикаторные объемы, соответствующие процессам выталкивания;

$V'_1, V'_2, V'_3, \dots, V'_i$ — индикаторные объемы, соответствующие процессам всасывания;

$V_{c'}, V_{c''}, V_{c'''}, \dots, V_{ci}$ — индикаторные объемы, соответствующие расширению газа из мертвых пространств ступеней.

Принятые обозначения показаны на фиг. 2.

Если выразить неизвестные величины V_1 и $V_{c''}$ через размерность ступеней, то из равенства (1.2) можно определить давление $p_{1\tau}$, соответствующее концу перемещения газа между ступенями. Будем рассматривать точки $A_1, A_2, A_3, \dots, A_i$ и $B_1-B'1, B_2-B'2, B_3-B'3, \dots, B_i-B'i$ как точки, определяющие границу, когда поршневые клапаны открыты и, следовательно, ступени соединены между собой, и как точки, когда поршневые клапаны закрыты и ступени разобщены. Тогда объем V_1 определится из закона политропического сжатия газа в I ступени. Полагая, что в точке A_1 поршневой клапан закрыт, запишем

$$p_{1\tau}^{\frac{1}{n_1}} (V_{c1} + V_{s1}) = (p'_{1\tau})^{\frac{1}{n_1}} (V_{c1} + V_1),$$

откуда после преобразований получим

$$\left. \begin{aligned} V_1 &= (V_{s1} + V_{c1}) \left(\frac{p_{1\tau}}{p'_{1\tau}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - V_{c1}, \\ V_1 &= V_{s1} \left[\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}} \right) \left(\frac{p_{1\tau}}{p'_{1\tau}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - \frac{V_{c1}}{V_{s1}} \right]. \end{aligned} \right\} \quad (1.3)$$

Объем $V_{c''}$ определяется из закона политропического расширения газа из мертвого пространства II ступени. Полагая, что в точке B_2 поршневой клапан закрыт, можно записать

$$p_{2\tau}^{\frac{1}{n_2}} V_{c2} = (p'_{1\tau})^{\frac{1}{n_2}} (V_{c2} + V_{c''}),$$

откуда после преобразований

$$V_{c''} = V_{c2} \left[\left(\frac{p_{2T}}{p_{1T}} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right], \quad V_{c''} = \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} \left[\left(\frac{p_{2T}}{p_{1T}} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right]. \quad (1.4)$$

Подставляя (1.3) и (1.4) в уравнение (1.2), после сокращения получим

$$(p'_{1T})^{\frac{1}{n_3}} \left[(V_{s1} + V_{c1}) \left(\frac{p_H}{p'_{1T}} \right)^{\frac{1}{n_1}} + V_{c2} \left(\frac{p_2}{p'_{1T}} \right)^{\frac{1}{n_2}} \right] = \\ = p_{1T}^{\frac{1}{n_3}} (V_{c2} + V_{s2} + V_{c1}). \quad (1.5)$$

Здесь n_1 , n_2 и n_3 — средние показатели политроп сжатия, расширения и межступенчатого перемещения газа. Поршневые компрессоры летательных аппаратов работают с числом оборотов от 2 до 10 тысяч в минуту; время, отведенное для каждого процесса, крайне мало; разница в эффективности трансформации тепла в процессе сжатия и расширения газа также мала. В силу этого величины показателей политроп можно принять равными. Таким образом, имея в виду, что $n_1 = n_2 = n_3 = n$, из (1.5) получим решение относительно p_{1T}

$$p_{1T}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) p_H^{\frac{1}{n}} + V_{c2} p_{2T}^{\frac{1}{n}}}{V_{s2} + V_{c1} + V_{c2}}. \quad (1.6)$$

Если рассматривать p_{2T} как независимую переменную, т. е. ограничиться рассмотрением двухступенчатого компрессора, то формула даст возможность при подстановке различных числовых значений p_{2T} определить давление в I ступени p_{1T} . Для определения давлений в ступенях применительно к многоступенчатому компрессору последовательно рассмотрим взаимное сочетание индикаторных диаграмм различных ступеней.

Так, например, для политропы перемещения газа из II в III ступень, т. е. для точек A_2 и B_2-B_2' (см. фиг. 2) в соответствии с (1.1) можно записать

$$(p'_{2T})^{\frac{1}{n_3}} (V_{c2} + V_2 + V_{c''} + V_{c3}) = p_{2T}^{\frac{1}{n_3}} (V_{c2} + V_{s3} + V_{c3}). \quad (1.7)$$

Выражение индикаторного объема V_2 согласно закону политропического сжатия газа во II ступени имеет вид

$$V_2 = (V_{s2} + V_{c2}) \left(\frac{p_{1T}}{p_{2T}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - V_{c2}, \quad V_2 = V_{s2} \left[\left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \right) \left(\frac{p_{1T}}{p_{2T}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \right], \quad (1.8)$$

а индикаторный объем газа, расширившегося из мертвого пространства III ступени, равен

$$V_{c''} = V_{c3} \left[\left(\frac{p_{3T}}{p_{2T}} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right], \quad V_{c''} = \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} \left[\left(\frac{p_{3T}}{p_{2T}} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right]. \quad (1.9)$$

Подставляя (1.8) и (1.9) в (1.7), делая соответствующие сокращения и имея в виду равенство $n_1 = n_2 = n_3 = n$, после решения относительно p_{2T} получим

$$p_{2T}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s2} + V_{c2}) p_{1T}^{\frac{1}{n}} + V_{c3} p_{3T}^{\frac{1}{n}}}{V_{s3} + V_{c2} + V_{c3}}. \quad (1.10)$$

Преобразовывая формулу относительно неизвестной величины p_{1T} и приравнявая к (1.6)

$$\frac{(V_{s3} + V_{c2} + V_{c3}) p_{2T}^{\frac{1}{n}} - V_{c3} p_{3T}^{\frac{1}{n}}}{V_{s2} + V_{c2}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) p_H^{\frac{1}{n}} + V_{c2} p_{2T}^{\frac{1}{n}}}{V_{s2} + V_{c1} + V_{c2}},$$

получим решение относительно p_{2T}

$$p_{2T}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2}) p_H^{\frac{1}{n}} + \tilde{V}_2 V_{c3} p_{3T}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - V_{c2} (V_{s2} + V_{c2})}. \quad (1.11)$$

Здесь и далее будет принято:

$$\tilde{V}_2 = V_{s2} + V_{c1} + V_{c2} = \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \right) V_{s2} + \frac{V_{c1}}{V_{s1}} V_{s1},$$

$$\tilde{V}_3 = V_{s3} + V_{c2} + V_{c3} = \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}} \right) V_{s3} + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2},$$

$$\tilde{V}_4 = V_{s4} + V_{c3} + V_{c4} = \left(1 + \frac{V_{c4}}{V_{s4}} \right) V_{s4} + \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3}.$$

После преобразования знаменателя формулу можно записать в виде

$$p_{2T}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2}) p_H^{\frac{1}{n}} + \tilde{V}_2 V_{c3} p_{3T}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_2 (V_{s3} + V_{c3}) + V_{c1} V_{c2}}. \quad (1.12)$$

Если ограничиться рассмотрением трехступенчатого компрессора, т. е. рассматривать p_{3T} как независимую переменную, то формулы (1.6), (1.11) и (1.12) дадут возможность определить соответственно давления в I и II ступенях. Очевидно, что, записывая на основании (1.1) равенства приведенных объемов последовательно для i , $i+1$ и т. д. ступеней, получим аналогичные формулы, определяющие давления конца передачи газа между ступенями. Напри-

мер, равенство приведенных объемов, записанное для политропы перемещения газа между III и IV ступенями, т. е. для точек A_3 и $B_3-B'_3$ (фиг. 2), имеет вид

$$(p'_{3T})^{\frac{1}{n}}(V_{c2} + V_3 + V_{cIV} + V_{c4}) = p_{3T}^{\frac{1}{n}}(V_{c3} + V_{s4} + V_{c4}).$$

Подставляя в это уравнение выражение V_3 , общий вид которого согласно (1.3) и (1.8) может быть записан формулами

$$\left. \begin{aligned} V_i &= (V_{si} + V_{ci}) \left(\frac{p_{(i-1)T}}{p_{iT}} \right)^{\frac{1}{n}} - V_{ci}, \\ V_i &= V_{si} \left[\left(1 + \frac{V_{ci}}{V_{si}} \right) \left(\frac{p_{(i-1)T}}{p_{iT}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{V_{ci}}{V_{si}} \right], \end{aligned} \right\} \quad (1.13)$$

и выражение V_{cIV} , общий вид которого согласно (1.4) и (1.9) записывается формулами

$$V_{ci} = V_{ci} \left[\left(\frac{p_{iT}}{p_{(i-1)T}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad V_{ci} = \frac{V_{ci}}{V_{si}} V_{si} \left[\left(\frac{p_{iT}}{p_{(i-1)T}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (1.14)$$

после сокращений и аналогичных преобразований, получим

$$p_{3T}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s3} + V_{c3}) p_{2T}^{\frac{1}{n}} + V_{c1} p_{4T}^{\frac{1}{n}}}{V_{s4} + V_{c3} + V_{c4}}. \quad (1.15)$$

Преобразовывая формулу относительно p_{2T} и приравнявая ее к (1.11), получим выражение давления p_{3T} через независимую переменную p_{4T} :

$$\begin{aligned} p_{3T}^{\frac{1}{n}} &= \\ &= \frac{(V_{s1} + V_{c1})(V_{s2} + V_{c2})(V_{s3} + V_{c3}) p_{4T}^{\frac{1}{n}} + [\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - V_{c2}(V_{s2} + V_{c2})] V_{c4} p_{4T}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_4 [\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - V_{c2}(V_{s2} + V_{c2})] - \tilde{V}_2 V_{c3}(V_{s3} + V_{c3})}. \end{aligned}$$

Эту формулу после преобразований можно привести к виду

$$p_{3T}^{\frac{1}{n}} = \frac{p_{4T}^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=3} (V_s + V_c)_i + [\tilde{V}_2(V_{s3} + V_{c3}) + V_{c1}V_{c2}] V_{c4} p_{4T}^{\frac{1}{n}}}{[\tilde{V}_2(V_{s3} + V_{c3}) + V_{c1}V_{c2}](V_{s4} + V_{c4}) + V_{c1}V_{c2}V_{c3}}. \quad (1.16)$$

Для обобщения выводов запишем конечный вид формулы применительно к пятиступенчатому компрессору. Равенство приведен-

ных объемов согласно (1.1), (1.13) и (1.14) после преобразований дает

$$p_{4T}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s4} + V_{c4}) p_{3T}^{\frac{1}{n}} + V_{c5} p_{5T}^{\frac{1}{n}}}{V_{s5} + V_{c4} + V_{c5}}. \quad (1.17)$$

Решая эту формулу относительно p_{3T} и приравнявая ее к (1.16), после преобразований получим

$$\begin{aligned} p_{4T}^{\frac{1}{n}} &= \\ &= \frac{p_{4T}^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=4} (V_s + V_c)_i + \{[\tilde{V}_2(V_{s3} + V_{c3}) + V_{c1}V_{c2}](V_{s4} + V_{c4}) + V_{c1}V_{c2}V_{c3}\} V_{c5} p_{5T}^{\frac{1}{n}}}{\{[\tilde{V}_2(V_{s3} + V_{c3}) + V_{c1}V_{c2}](V_{s4} + V_{c4}) + V_{c1}V_{c2}V_{c3}\}(V_{s5} + V_{c5}) + V_{c1}V_{c2}V_{c3}V_{c4}}. \end{aligned}$$

Из построения формул (1.6), (1.12), (1.16) выявляется закономерность записи рабочих формул для компрессора с любым количеством ступеней.

При выводе формул мы рассматривали теоретическую индикаторную диаграмму и, следовательно, выводили теоретические давления p_{1T} , p_{2T} , p_{3T} , ..., p_{iT} . Для вычисления реальных величин конечных давлений выталкивания и всасывания в формулы следует ввести сопротивления клапанных механизмов.

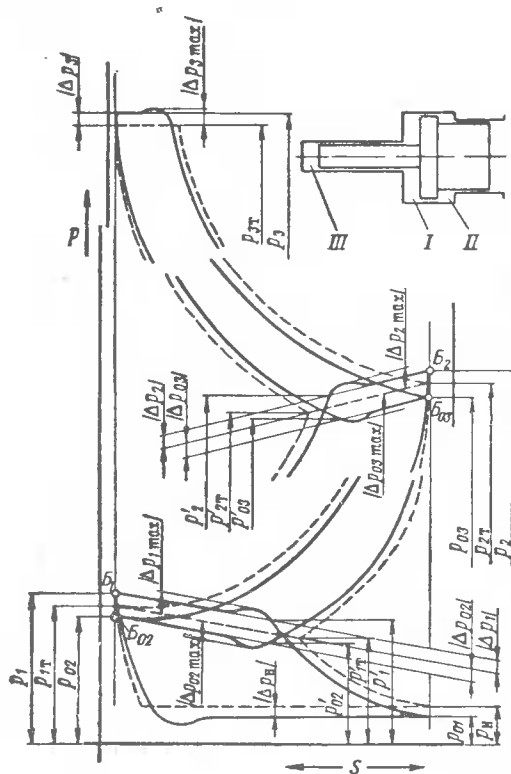
Тогда получим

$$\begin{aligned} p_1 &= p_{1T} + |\Delta p_1| & p_{01} &= p_n - |\Delta p_n| \\ p_2 &= p_{2T} + |\Delta p_2| & p_{02} &= p_{1T} - |\Delta p_{02}| \\ p_3 &= p_{3T} + |\Delta p_3| & p_{03} &= p_{2T} - |\Delta p_{03}| \\ &\dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \\ p_i &= p_{iT} + |\Delta p_i| & p_{0i} &= p_{(i-1)T} - |\Delta p_{0i}| \\ &\dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \\ p_z &= p_{zT} + |\Delta p_z| & p_{0z} &= p_{(z-1)T} - |\Delta p_{0z}|, \end{aligned}$$

где $|\Delta p_1|$, $|\Delta p_2|$, $|\Delta p_3|$, ..., $|\Delta p_i|$ и $|\Delta p_{02}|$, $|\Delta p_{03}|$, ..., $|\Delta p_{0i}|$, ..., $|\Delta p_{0z}|$ — абсолютные величины половин сопротивлений клапанных механизмов при выталкивании и всасывании газа; $|\Delta p_z|$ и $|\Delta p_n|$ — абсолютные величины полных сопротивлений нагнетательного и всасывающего клапанов.

Величина сопротивлений определяется силой клапанной пружины, массой подвижных элементов клапана и сопротивлением в проходных сечениях. От величины сопротивлений зависит положение точек B_1 , B_{02} и B_2 , B_{03} , показанных на фиг. 3. В зависимости от расположения этих точек, как видно из фигуры, определяются давления p_1 , p_{02} и p_2 , p_{03} , а следовательно, и расположение политроп сжатия и расширения. В момент страгивания клапанов, кроме указанных сопротивлений, необходимо затратить силу для сообще-

ния начального ускорения и преодоления трения в центрирующих и уплотняющих поясах. Это возрастание сопротивлений, отмеченное на фигуре ординатами $|\Delta p_{1\max}|$, $|\Delta p_{2\max}|$, $|\Delta p_{3\max}|$, $|\Delta p_{02\max}|$ и $|\Delta p_{03\max}|$, ведет к некоторому увеличению мощности, потребляемой компрессором, но так как оно не влияет на давление конца перемещения газа между ступенями, то в данной методике расчета и не учитывается.



Фиг. 3. Мгновенная индикаторная диаграмма трехступенчатого компрессора с передачей газа через поршневые клапаны с учетом сопротивления всех клапанных механизмов.

В литературе сопротивление нагнетательных и всасывающих клапанов отождествлено с понятием «депрессия клапанов». Рассматривая это определение, заметим, что латинским словом depressio в технике обозначают понижение давления, следовательно, к нагнетательному клапану это определение неприменимо.

На фиг. 3 величины $|\Delta p_i|$ и $|\Delta p_{0i}|$ показаны условно. В действительном процессе следует различать $|\Delta p_i|$, $|\Delta p_{0i}|$ и $|\Delta p'_i|$, $|\Delta p'_{0i}|$ и иметь в виду, что в абсолютном выражении $|\Delta p_i| > |\Delta p'_i|$, а $|\Delta p_{0i}| > |\Delta p'_{0i}|$.

Обычно сопротивления в клапанных механизмах оцениваются в процентах от теоретических давлений и тогда, выражая их как доли от единицы, для выталкивания и всасывания соответственно можно записать следующие равенства:

$$\begin{aligned} p_1 &= p_{1\tau} + |\Delta p_1| = (1 + \Delta p_1) p_{1\tau} & p_{01} &= p_n - |\Delta p_n| = (1 - \Delta p_n) p_n \\ p_2 &= p_{2\tau} + |\Delta p_2| = (1 + \Delta p_2) p_{2\tau} & p_{02} &= p_{1\tau} - |\Delta p_{02}| = (1 - \Delta p_{02}) p_{1\tau} \\ p_3 &= p_{3\tau} + |\Delta p_3| = (1 + \Delta p_3) p_{3\tau} & p_{03} &= p_{2\tau} - |\Delta p_{03}| = (1 - \Delta p_{03}) p_{2\tau} \\ &\dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \\ p_i &= p_{i\tau} + |\Delta p_i| = (1 + \Delta p_i) p_{i\tau} & p_{0i} &= p_{(i-1)\tau} - |\Delta p_{0i}| = (1 - \Delta p_{0i}) p_{(i-1)\tau} \\ &\dots\dots\dots & \dots\dots\dots & \\ p_z &= p_{z\tau} + |\Delta p_z| = (1 + \Delta p_z) p_{z\tau} & p_{0z} &= p_{(z-1)\tau} - |\Delta p_{0z}| = (1 - \Delta p_{0z}) p_{(z-1)\tau}, \end{aligned}$$

где $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3, \dots, \Delta p_i$ — относительные величины половин сопротивлений поршневых клапанов при выталкивании газа из ступеней;

Δp_z — относительная величина полного сопротивления нагнетательного клапана последней ступени;

$\Delta p_{02}, \Delta p_{03}, \dots, \Delta p_{0i}, \dots, \Delta p_{0z}$ — относительные величины половин сопротивлений поршневых клапанов при всасывании газа в ступени;

Δp_n — полное сопротивление всасывающего клапана I ступени.

Сопротивления в клапанных механизмах подробно рассматриваются в работе чл. корр. Академии наук СССР Н. А. Доллежалъ¹.

Выведенные формулы запишем с учетом сопротивлений клапанных механизмов. Примем следующие обозначения:

$p_1, p_2, p_3, \dots, p_i$ — давления в ступенях, соответствующие концу выталкивания газа, вычисленные с учетом половин сопротивлений поршневых клапанов;

p_z — давление выталкивания газа из последней ступени, вычисленное с учетом сопротивления нагнетательного клапана;

$p_{02}, p_{03}, p_{04}, \dots, p_{0i}, \dots, p_{0z}$ — давления в ступенях, соответствующие концу всасывания газа, вычисленные с учетом половин сопротивлений поршневых клапанов;

p_{01} — давление всасывания газа в I ступень, вычисленное с учетом сопротивления всасывающего клапана.

¹ Н. А. Доллежалъ, Расчет основных параметров самодействующих клапанов поршневого компрессора, «Общее машиностроение», 1941, № 9.

Для сокращения записи введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned}\bar{V}_2 &= \tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - V_{c2}(V_{s2} + V_{c2}) = \tilde{V}_2(V_{s3} + V_{c3}) + V_{c1}V_{c2}; \\ \bar{V}_3 &= \tilde{V}_4 [\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - V_{c2}(V_{s2} + V_{c2})] - \tilde{V}_2 V_{c3}(V_{s3} + V_{c3}) = \\ &= \bar{V}_2(V_{s4} + V_{c4}) + V_{c1}V_{c2}V_{c3}; \\ \bar{V}_4 &= \bar{V}_3(V_{s5} + V_{c5}) + V_{c1}V_{c2}V_{c3}V_{c4}.\end{aligned}$$

Тогда формула, определяющая конечное давление между I и II ступенями согласно (1.6), будет иметь вид

$$p_{1т,1,02} = (1 \pm \Delta p_{1,02}) \left\{ \frac{(V_{s1} + V_{c1}) [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + V_{c2} [(1 + \Delta p_2) p_{2т}]^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_2} \right\}^n, \quad (1.18)$$

а формула, определяющая конечное давление между II и III ступенями согласно (1.12), вид

$$\begin{aligned}p_{2т,2,03} &= (1 \pm \Delta p_{2,03}) \times \\ &\times \left\{ \frac{(V_{s1} + V_{c1})(V_{s2} + V_{c2}) [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + \tilde{V}_2 V_{c3} [(1 + \Delta p_3) p_{3т}]^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_2} \right\}^n,\end{aligned}$$

и, наконец, согласно (1.16) формула, определяющая конечное давление между III и IV ступенями, запишется

$$\begin{aligned}p_{3т,3,04} &= (1 \pm \Delta p_{3,04}) \times \\ &\times \left\{ \frac{(V_{s1} + V_{c1})(V_{s2} + V_{c2})(V_{s3} + V_{c3}) [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + \bar{V}_2 V_{c4} [(1 + \Delta p_4) p_{4т}]^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_3} \right\}^n\end{aligned}$$

Так можно записать формулы для компрессора с любым количеством ступеней.

В тех случаях, когда возможен пропуск газа, в формулы можно ввести поправочный коэффициент η_4^* , учитывающий внешние и внутренние пропуски из ступени компрессора. Величина этого коэффициента зависит от качества уплотнений, числа оборотов компрессора, применяемой смазки и эффективности охлаждения. С уменьшением числа оборотов, вязкости масла и эффективности охлаждения величина η_4^* уменьшается. В дифференциальных цилиндрах межступенчатый пропуск из $(i+1)$ ступени в i ступень может повлиять на увеличение η_4 до числа больше единицы. В конструкциях, выполненных с достаточно большим числом поршневых колец, или в конструкциях, выполненных с большим сопротивлением щелевого уплотнения, величину η_4^* обычно принимают равной единице.

Остановимся на методике применения формул. Если в первых множителях, т. е. в коэффициентах $(1 \pm \Delta p)$, учитывающих сопротивление клапанного механизма расчетной ступени, принять $\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_i$ равными нулю, то будут получены соответственно теоретические давления $p_{1т}, p_{2т}$ и $p_{iт}$. Если в этих коэффициентах учесть знак плюс, то будут получены соответственно давления выталкивания p_1, p_2 и p_i . Наконец, если в коэффициентах учесть знак минус, то будут получены давления всасывания p_{02}, p_{03} и $p_{0(i+1)}$.

Конечные давления в ступенях, выраженные через давление в последней ступени

По формулам, выведенным в предыдущем разделе, определяют давления конца перемещения газа в ступенях при условии последовательного вычисления начиная с последней и далее до I ступени включительно. Например, для четырехступенчатого компрессора нельзя определить давление в I ступени, предварительно не вычислив давление в III и II ступенях. При проектировании компрессора или при проверочном расчете это не вызывает затруднений, поскольку в этих расчетах всегда требуется определить давления во всех ступенях. Однако дальнейшая математическая обработка, например исследование характеристик межступенчатых давлений в зависимости от времени работы компрессора τ или изменения индикаторной работы L в зависимости от межступенчатых давлений, потребует выражения давления в каждой ступени через рабочее давление, т. е. через давление в последней ступени. Тогда возможно в составленных дифференциальных уравнениях различных функций заменить переменные через одну величину и интегрировать или дифференцировать их по одной переменной.

Формулы, определяющие конечное давление в ступенях, выраженные через рабочее давление, будут получены при совместном решении формул, выведенных в предыдущем разделе. Заменяя в (1.6) величину $p_{2т}$ формулой (1.10), после решения относительно $p_{1т}$ и преобразований получим выражение $p_{1т}$ через $p_{3т}$

$$p_{1т}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \tilde{V}_3 p_n^{\frac{1}{n}} + V_{c2} V_{c3} p_{3т}^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_2}. \quad (1.19)$$

Выражение $p_{2т}$ через давление $p_{4т}$ будет получено при совместном решении (1.11) и (1.16)

$$p_{2т}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1})(V_{s2} + V_{c2}) \tilde{V}_4 p_n^{\frac{1}{n}} + \tilde{V}_2 V_{c3} V_{c4} p_{4т}^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_3}. \quad (1.20)$$

Наконец, совместное решение (1.6) и (1.20) дает формулу для определения $p_{1т}$ через $p_{4т}$

$$p_{1т}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) [\tilde{V}_3 (V_{s4} + V_{c4}) + V_{c2} V_{c3}] p_n^{\frac{1}{n}} + V_{c2} V_{c3} V_{c4} p_{4т}^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_3}. \quad (1.21)$$

Здесь выражение, стоящее в квадратных скобках первого члена числителя, получено из следующих преобразований:

$$\begin{aligned}\tilde{V}_4 [\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - V_{c2} (V_{s2} + V_{c2})] - \tilde{V}_2 V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) + \tilde{V}_4 V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) = \\ = \tilde{V}_2 [\tilde{V}_3 \tilde{V}_4 - V_{c3} (V_{s3} + V_{c3})]; \\ \tilde{V}_3 \tilde{V}_4 - V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) = (V_{s3} + V_{c2} + V_{c3}) (V_{s4} + V_{c3} + V_{c4}) - \\ - V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) = (V_{s3} + V_{c3}) (V_{s4} + V_{c4}) + (V_{s4} + V_{c4}) V_{c2} + V_{c2} V_{c3} = \\ = \tilde{V}_3 (V_{s4} + V_{c4}) + V_{c2} V_{c3}.\end{aligned}$$

Аналогичные преобразования можно сделать для компрессора с любым числом ступеней.

Выведенные формулы запишем с учетом сопротивлений клапанных механизмов. Формулы, определяющие конечные давления между I и II ступенями согласно (1.6), (1.19) и (1.21), запишутся

$$\begin{aligned}\frac{1}{p_{1\tau,1,02}^n} &= (1 \pm \Delta p_{1,02})^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{12} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{12} [(1 + \Delta p_2) p_{2\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\}, \\ \frac{1}{p_{1\tau,1,02}^n} &= (1 \pm \Delta p_{1,02})^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{13} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{13} [(1 + \Delta p_3) p_{3\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\}, \\ \frac{1}{p_{1\tau,1,02}^n} &= (1 \pm \Delta p_{1,02})^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{14} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{14} [(1 + \Delta p_4) p_{4\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\}.\end{aligned}$$

Здесь коэффициенты a и b равны

$$\begin{aligned}a_{12} &= \frac{V_{s1} + V_{c1}}{\tilde{V}_2}, & b_{12} &= \frac{V_{c2}}{\tilde{V}_2}, \\ a_{13} &= \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \tilde{V}_3}{\tilde{V}_2}, & b_{13} &= \frac{V_{c2} V_{c3}}{\tilde{V}_2}, \\ a_{14} &= \frac{(V_{s1} + V_{c1}) [\tilde{V}_3 (V_{s4} + V_{c4}) + V_{c2} V_{c3}]}{\tilde{V}_3}, & b_{14} &= \frac{V_{c2} V_{c3} V_{c4}}{\tilde{V}_3}.\end{aligned}$$

Именно в таком виде выражения межступенчатых давлений удобно подставлять в различные дифференциальные и интегральные уравнения.

Формулы, определяющие конечные давления между II и III ступенями, согласно (1.12) и (1.20) имеют вид

$$\begin{aligned}\frac{1}{p_{2\tau,2,03}^n} &= (1 \pm \Delta p_{2,03})^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{23} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{23} [(1 + \Delta p_3) p_{3\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\}; \\ \frac{1}{p_{2\tau,2,03}^n} &= (1 \pm \Delta p_{2,03})^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{24} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{24} [(1 + \Delta p_4) p_{4\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\},\end{aligned}$$

где коэффициенты a и b равны

$$\begin{aligned}a_{23} &= \frac{(V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2})}{\tilde{V}_2}, & b_{23} &= \frac{\tilde{V}_2 V_{c3}}{\tilde{V}_2}, \\ a_{24} &= \frac{(V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2}) \tilde{V}_4}{\tilde{V}_3}, & b_{24} &= \frac{\tilde{V}_2 V_{c3} V_{c4}}{\tilde{V}_3}.\end{aligned}$$

Формула, определяющая давление между III и IV ступенями согласно (1.16), запишется

$$\frac{1}{p_{3\tau,3,04}^n} = (1 \pm \Delta p_{3,04})^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{34} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{34} [(1 + \Delta p_4) p_{4\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\},$$

где

$$a_{34} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2}) (V_{s3} + V_{c3})}{\tilde{V}_3}, \quad b_{34} = \frac{\tilde{V}_2 V_{c4}}{\tilde{V}_3}.$$

Первое число индекса при a и b показывает индекс вычисляемого p , второе число индекса показывает индекс p , через которое определяется вычисляемое давление.

Определение начальных давлений при синхронной передаче газа между ступенями

Для построения индикаторных диаграмм и дальнейшего анализа рассматриваемых процессов необходимо располагать величинами давлений начала перемещения газа между ступенями, т. е. давлениями $p'_{1\tau}$, $p'_{2\tau}$, $p'_{3\tau}$, ..., $p'_{i\tau}$. Эти давления, как показано на фиг. 2 и 3, соответствуют концу сжатия газа в предыдущей ступени и концу расширения его из мертвого пространства последующей ступени. Рассматривая процесс выталкивания как политропу вторичного поджатия газа, условно показанную на фиг. 2 и 3 прямой линией, можно записать следующие зависимости:

$$\frac{p_{1\tau} - p'_{1\tau}}{V_1} = \operatorname{tg} \alpha_1; \quad \frac{p_{1\tau} - p'_{1\tau}}{V'_2} = \operatorname{tg} \beta_1,$$

откуда

$$V_1 \operatorname{tg} \alpha_1 = V'_2 \operatorname{tg} \beta_1, \quad (1.22)$$

где $p_{1\tau} - p'_{1\tau}$ — перепад давлений при перемещении газа между I и II ступенями;

α_1 и β_1 — углы, показанные на фиг. 2.

Индикаторный объем газа V_1 определен формулой (1.3), а индикаторный объем V'_2 , соответствующий процессу всасывания, согласно (1.4) равен

$$V'_2 = V_{s2} - V_{c''} = V_{s2} - V_{c2} \left[\left(\frac{p_{2\tau}}{p_{1\tau}} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right]. \quad (1.23)$$

В соответствии с (1.22) после подстановки (1.3) и (1.23) получим

$$\left[(V_{s1} + V_{c1}) \left(\frac{p_H}{p_{1T}} \right)^{\frac{1}{n_1}} - V_{c1} \right] \operatorname{tg} \alpha_1 = \left\{ V_{s2} - V_{c2} \left[\left(\frac{p_{2T}}{p_{1T}} \right)^{\frac{1}{n_2}} - 1 \right] \right\} \operatorname{tg} \beta_1,$$

или, полагая $n_1 = n_2 = n$, после решения относительно p_{1T}

$$(p'_{1T})^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) p_H^{\frac{1}{n}} \operatorname{tg} \alpha_1 + V_{c2} p_{2T}^{\frac{1}{n}} \operatorname{tg} \beta_1}{(V_{s2} + V_{c2}) \operatorname{tg} \beta_1 + V_{c1} \operatorname{tg} \alpha_1}. \quad (1.24)$$

Согласно (1.22) $\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1} = \frac{V'_2}{V_1}$, а отношения объемов можно выразить через геометрические размеры цилиндра:

$$V_1 = 0,785 (D_1^2 - D_4^2) S_1, \quad V'_2 = 0,785 (D_1^2 - D_2^2) S'_1,$$

где D_1 , D_2 и D_4 — диаметры поршней и штоков, показанные на конструктивной схеме компрессора фиг. 2;

S_1 — ход поршня, соответствующий перемещению газа из I во II ступень.

Поскольку ход поршня, соответствующий выталкиванию газа из предыдущей ступени, равен ходу поршня, затраченному на всасывание газа в последующую ступень, то отношение диаметров в квадрате равно отношению любых объемов цилиндров равной высоты. Следовательно,

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1} = \frac{V'_2}{V_1} = \frac{D_1^2 - D_2^2}{D_1^2 - D_4^2} = \frac{V_{s2}}{V_{s1}} = \operatorname{const}.$$

После деления числителя и знаменателя (1.24) на $\operatorname{tg} \beta_1$ и подстановки отношения рабочих объемов получим формулу для вычисления начального давления p'_{1T} через давление p_{2T} :

$$(p'_{1T})^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \frac{V_{s2}}{V_{s1}} p_H^{\frac{1}{n}} + V_{c2} p_{2T}^{\frac{1}{n}}}{V_{s2} + V_{c2} + V_{c1} \frac{V_{s2}}{V_{s1}}}. \quad (1.25)$$

Очевидно, что для каждой ступени справедливо равенство

$$V_i V_{s(i+1)} = V'_{i+1} V_{si}.$$

Тогда применительно ко II и III ступеням можно записать

$$\left[(V_{s2} + V_{c2}) \left(\frac{p'_{1T}}{p_{2T}} \right)^{\frac{1}{n}} - V_{c2} \right] V_{s3} = \left\{ V_{s3} - V_{c3} \left[\left(\frac{p_{3T}}{p_{2T}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} V_{s2},$$

откуда после преобразований и решения относительно p'_{2T} получим формулу для вычисления начального давления p'_{2T} через давление p_{3T}

$$(p'_{2T})^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} p_{1T}^{\frac{1}{n}} + V_{c3} p_{3T}^{\frac{1}{n}}}{V_{s3} + V_{c3} + V_{c2} \frac{V_{s3}}{V_{s2}}}. \quad (1.26)$$

Исключая давление p_{1T} , т. е. переменное давление конца передачи газа между ступенями, подставим его выражение, записанное формулой (1.19). После преобразования получим

$$(p'_{2T})^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 p_H^{\frac{1}{n}} + \left[\tilde{V}_2 + (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} V_{c2} \right] V_{c3} p_{3T}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_2 \tilde{V}_3}. \quad (1.27)$$

Здесь и далее введены следующие обозначения:

$$\tilde{V}'_2 = V_{s2} + V_{c2} + V_{c1} \frac{V_{s2}}{V_{s1}} = \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}} + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \right) V_{s2},$$

$$\tilde{V}'_3 = V_{s3} + V_{c3} + V_{c2} \frac{V_{s3}}{V_{s2}} = \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} + \frac{V_{c3}}{V_{s3}} \right) V_{s3},$$

$$\tilde{V}'_4 = V_{s4} + V_{c4} + V_{c3} \frac{V_{s4}}{V_{s3}} = \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}} + \frac{V_{c4}}{V_{s4}} \right) V_{s4}.$$

Формула, определяющая начальное давление p'_{3T} , выраженное через давление p_{4T} , будет получена из равенства

$$\left[(V_{s3} + V_{c3}) \left(\frac{p'_{2T}}{p_{3T}} \right)^{\frac{1}{n}} - V_{c3} \right] V_{s4} = \left\{ V_{s4} - V_{c4} \left[\left(\frac{p_{4T}}{p_{3T}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\} V_{s3}.$$

Откуда, имея в виду предыдущие преобразования, запишем

$$(p'_{3T})^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s3} + V_{c3}) \frac{V_{s4}}{V_{s3}} p_{2T}^{\frac{1}{n}} + V_{c4} p_{4T}^{\frac{1}{n}}}{V_{s4} + V_{c4} + V_{c3} \frac{V_{s4}}{V_{s3}}}. \quad (1.28)$$

Переменное давление конца передачи $p_{2т}$ определяется формулой (1.20); подставляя ее, после преобразований получим выражение начального давления $p_{3т}$ через $p_{4т}$

$$(p'_{3т})^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1})(V_{s2} + V_{c2})(V_{s3} + V_{c3}) \frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_4 p_{4т}^{\frac{1}{n}} + \left[\bar{V}_3 + (V_{s3} + V_{c3}) \frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_2 V_{c3} \right] V_{c4} p_{4т}^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_3 \tilde{V}_4'} \quad (1.29)$$

Выведенные формулы запишем с учетом сопротивления клапанных механизмов. Формула, определяющая давление начала перемещения газа между I и II ступенями, согласно (1.25) будет иметь вид

$$p'_{1т,1,02} = (1 \pm \Delta p_{1,02}) \times \left\{ \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \frac{V_{s2}}{V_{s1}} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + V_{c2} [(1 + \Delta p_2) p_{2т}]^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_2'} \right\}^n \quad (1.30)$$

Формула, определяющая давление начала перемещения газа между II и III ступенями, согласно (1.27) запишется

$$p'_{2т,2,03} = (1 \pm \Delta p_{2,03}) \left\{ \frac{(V_{s1} + V_{c1})(V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + \left[\bar{V}_2 + (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} V_{c2} \right] V_{c3} [(1 + \Delta p_3) p_{3т}]^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_2 \tilde{V}_3'} \right\}^n$$

И, наконец, формула, определяющая давление между III и IV ступенями, согласно (1.29) получит вид

$$p'_{3т,3,04} = (1 \pm \Delta p_{3,04}) \times \left\{ \frac{(V_{s1} + V_{c1})(V_{s2} + V_{c2})(V_{s3} + V_{c3}) \frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_4 [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + \left[\bar{V}_3 + (V_{s3} + V_{c3}) \frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_2 V_{c3} \right] V_{c4} [(1 + \Delta p_4) p_{4т}]^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_3 \tilde{V}_4'} \right\}^n$$

При неудовлетворительном уплотнении ступеней в формулы можно ввести коэффициенты η_i^* , учитывающие пропуск при сжатии газа до начальных давлений.

Начальные давления в ступенях, выраженные через давление в последней ступени

Здесь, так же как и при рассмотрении конечных давлений, для упрощения решения уравнений различных функций, давление начала перемещения газа между ступенями необходимо выразить через давление в последней ступени компрессора.

Заменяя в (1.25) величину $p_{2т}$ формулой (1.12), после решения относительно $p'_{1т}$ и преобразований получим выражение $p'_{1т}$ через давление $p_{3т}$:

$$(p'_{1т})^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \bar{V}_2 + V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \right] p_n^{\frac{1}{n}} + \tilde{V}_2 V_{c2} V_{c3} p_{3т}^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_2 \tilde{V}_2'} \quad (1.31)$$

Выражение $p'_{1т}$ через $p_{4т}$ будет получено после совместного решения (1.31) и (1.16)

$$(p'_{1т})^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \bar{V}_3 + V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \tilde{V}_4 \right] p_n^{\frac{1}{n}} + \tilde{V}_2 V_{c2} V_{c3} V_{c4} p_{4т}^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_3 \tilde{V}_2'} \quad (1.32)$$

Выражение $p'_{2т}$ через $p_{4т}$ будет получено после совместного решения (1.27) и (1.16)

$$(p'_{2т})^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1})(V_{s2} + V_{c2}) \left[\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \bar{V}_4 + V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \right] p_n^{\frac{1}{n}} + \left[\bar{V}_2 + V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \right] V_{c3} V_{c4} p_{4т}^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_3 \tilde{V}_3'} \quad (1.33)$$

При решении (1.27) и (1.16) для коэффициента при p_n получено выражение

$$\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 [\bar{V}_2 \tilde{V}_4 - \tilde{V}_2 V_{c3} (V_{s3} + V_{c3})] + \left[(V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} V_{c2} + \bar{V}_2 \right] V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}),$$

которое после преобразований представляется так:

$$\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 \tilde{V}_4 \bar{V}_2 - \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_2 \tilde{V}_3 V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) + (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} V_{c2} V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) + V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \bar{V}_2 =$$

$$= \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 \tilde{V}_4 \bar{V}_2 - [\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - V_{c2} (V_{s2} + V_{c2})] \times \\ \times \frac{V_{s3}}{V_{s2}} V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) + V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \bar{V}_2.$$

Сокращая в последнем выражении $\bar{V}_2$ со знаменателем, получаем

$$\frac{V_{s3}}{V_{s2}} [\tilde{V}_3 \tilde{V}_4 - V_{c3} (V_{s3} + V_{c3})] + V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}),$$

или, вводя обозначения $\bar{V}_4 = \tilde{V}_3 \tilde{V}_4 - V_{c3} (V_{s3} + V_{c3})$, окончательно получим

$$\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \bar{V}_4 + V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}).$$

Выведенные формулы запишем с учетом сопротивлений клапанных механизмов. Формулы, определяющие начальные давления между I и II ступенями, согласно (1.25), (1.31) и (1.32) запишутся

$$(p')_{1\tau,1,02}^{\frac{1}{n}} = (1 \pm \Delta p_{1,02})^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{12} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{12} [(1 + \Delta p_2) p_{2\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\},$$

$$(p')_{1\tau,1,02}^{\frac{1}{n}} = (1 \pm \Delta p_{1,02})^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{13} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{13} [(1 + \Delta p_3) p_{3\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\},$$

$$(p')_{1\tau,1,02}^{\frac{1}{n}} = (1 \pm \Delta p_{1,02})^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{14} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{14} [(1 + \Delta p_4) p_{4\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\},$$

где коэффициенты a' и b' равны

$$a'_{12} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \frac{V_{s2}}{V_{s1}}}{\tilde{V}_2'},$$

$$b'_{12} = \frac{V_{c2}}{\tilde{V}_2'},$$

$$a'_{13} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \bar{V}_2 + V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \right]}{\bar{V}_2 \tilde{V}_2'},$$

$$b'_{13} = \frac{\tilde{V}_2 V_{c2} V_{c3}}{\bar{V}_2 \tilde{V}_2'},$$

$$a'_{14} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \bar{V}_3 + V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \tilde{V}_4 \right]}{\bar{V}_3 \tilde{V}_2'}, \quad b'_{14} = \frac{\tilde{V}_2 V_{c2} V_{c3} V_{c4}}{\bar{V}_2 \tilde{V}_2'}.$$

Формулы, определяющие начальные давления между II и III ступенями, согласно (1.27) и (1.33) запишутся

$$(p')_{2\tau,2,03}^{\frac{1}{n}} = (1 \pm \Delta p_{2,03})^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{23} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{23} [(1 + \Delta p_3) p_{3\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\},$$

$$(p')_{2\tau,2,03}^{\frac{1}{n}} = (1 \pm \Delta p_{2,03})^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{24} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{24} [(1 + \Delta p_4) p_{4\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\},$$

где

$$a'_{23} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3}{\bar{V}_2 \tilde{V}_2'},$$

$$a'_{24} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2}) \left[\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \bar{V}_4 + V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \right]}{\bar{V}_3 \tilde{V}_3'},$$

$$b'_{23} = \frac{\left[\bar{V}_2 + V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \right] V_{c3}}{\bar{V}_2 \tilde{V}_2'},$$

$$b'_{24} = \frac{\left[\bar{V}_2 + V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \right] V_{c3} V_{c4}}{\bar{V}_3 \tilde{V}_3'}.$$

И, наконец, формула, определяющая давление между III и IV ступенями, согласно (1.29) будет иметь вид

$$(p')_{3\tau,3,04}^{\frac{1}{n}} = (1 \pm \Delta p_{3,04})^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{34} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{34} [(1 + \Delta p_4) p_{4\tau}]^{\frac{1}{n}} \right\},$$

где

$$a'_{34} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2}) (V_{s3} + V_{c3}) \frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_4}{\bar{V}_3 \tilde{V}_4'},$$

$$b'_{34} = \frac{\left[\bar{V}_3 + V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_2 \right] V_{c4}}{\bar{V}_3 \tilde{V}_4'}.$$

При определении давлений в ступенях поршневой компрессорной машины с передачей газа через поршневой клапан показано, что в процессе перемещения газа между ступенями происходит вторичное повышение давлений от начального давления p_i до конечного давления p_f .

Глава вторая

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЙ В СТУПЕНЯХ КОМПРЕССОРА ПРИ ПЕРЕДАЧЕ ГАЗА ЧЕРЕЗ МЕЖСТУПЕНЧАТЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ С СОВПАДЕНИЕМ ФАЗ

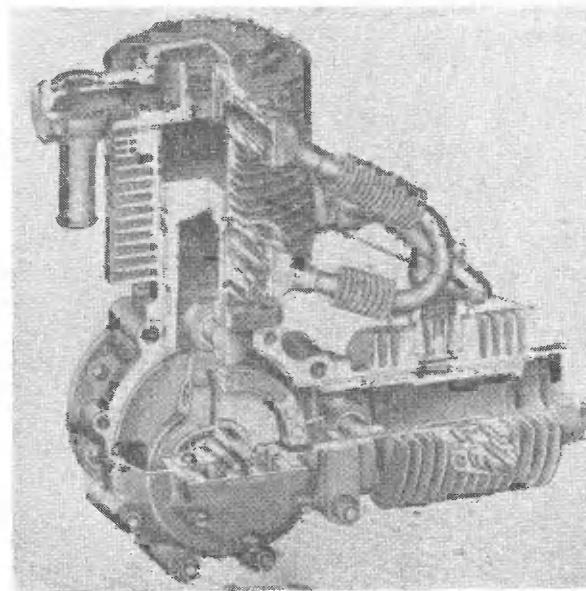
Поршневые компрессорные машины летательных аппаратов в большинстве случаев проектируются с малыми объемами межступенчатых трубопроводов. При перемещении газа между ступенями эти объемы в моменты соединения с индикаторными объемами процессов всасывания и выталкивания влияют на процесс сжатия газа, изменяя контур и площадь индикаторной диаграммы.

Предлагаемый метод определения межступенчатых давлений имеет приложение к схемам компрессора, в которых i и $(i+1)$ ступени расположены в дифференциальном цилиндре с клапанными механизмами и соединены между собой трубопроводом. Как показывается далее, при этих схемах первая часть индикаторного хода всасывания затрачивается на всасывание газа из трубопровода и только после открытия выпускного клапана ступени соединяются и газ перемещается с полным совпадением фаз. Такую передачу будем называть *меросинхронной*, т. е. передачей, в которой полное совпадение фаз происходит только на части (мере) хода всасывания. В граничных значениях меросинхронная передача имеет частные случаи.

Первый случай, когда в межступенчатый трубопровод вмонтирован холодильник, объем которого значительно больше суммы присоединяемых переменных индикаторных объемов процессов всасывания и выталкивания. При таком условии перемещение газа будет подчинено изобарическому сжатию. В этом смысле эта передача в дальнейшем именуется *изохронной*, т. е. рассматривается как передача с равным давлением по времени. При изохронной передаче объем трубопровода следует считать теоретически равным ∞ . Эта передача не зависит от схемы компрессора и для ее осуществления обязательно единственное условие, а именно — величина межступенчатого объема (трубопровод, холодильник, полость) должна значительно превышать величину суммы присоединяемых переменных индикаторных объемов процессов всасывания и выталкивания.

Второй случай, когда межступенчатый трубопровод отсутствует и передача газа между ступенями происходит через поршневой клапан. Эта передача, рассмотренная в предыдущей главе, названа *синхронной*. При синхронной передаче объем межступенчатого трубопровода равен нулю.

Компрессоры с меросинхронной передачей газа широко распространены в авиационной технике. Например, в компрессорах семейства АК-150. Такая передача получена между I и II ступенями. Разрез компрессора АК-150Н в аксонометрической проекции



Фиг. 4. Аксонометрический разрез двухцилиндрового трехступенчатого авиационного компрессора АК-150Н.

показан на фиг. 4. Здесь I и II ступени расположены в дифференциальном цилиндре и в этом случае угол развала цилиндров γ и угол смещения кривошипов θ равны нулю. При любом изменении углов γ и θ между близлежащими ступенями время совпадения фаз будет уменьшаться и, наконец, возможно так изменить углы, что фаза выталкивания не совпадет с фазой всасывания. Для выяснения вопроса совпадения фаз при углах γ и $\theta \neq 0$ в теории компрессорных машин пользуются приближенным методом графического совмещения индикаторных диаграмм.

К преимуществам меросинхронных и изохронных передач следует отнести хорошее охлаждение газа при перемещении через межступенчатый трубопровод или специальный холодильник и возможность удовлетворительной отработки механизмов самодей-

ствующих клапанов, корпуса которых неподвижно расположены в головках или цилиндрах компрессора.

К недостаткам этих схем следует отнести необходимость дополнительных соединений между ступенями, уплотнение которых должно обеспечить абсолютную герметичность, сопротивление межступенчатых трубопроводов и клапанных механизмов, а также некоторое усложнение конструкции из-за наличия дополнительных деталей.

Повышенное сопротивление клапанных механизмов при меросинхронной передаче по сравнению с синхронной объясняется удвоенным количеством клапанов. Так, в синхронной передаче две близлежащие ступени сообщаются между собой через один поршневой клапанный механизм, и каждая ступень воспринимает половину сопротивления, а при меросинхронной передаче две близлежащие ступени сообщаются через два клапана, и каждая ступень воспринимает полное сопротивление клапанного механизма.

На фиг. 5 в координатах pV изображены мгновенные теоретические индикаторные диаграммы четырехступенчатой поршневой компрессорной машины с меросинхронной передачей газа между всеми ступенями. Диаграммы построены при постоянном давлении на входе в компрессор и переменном давлении на выходе. В диаграммах масштаб давлений в каждой последующей ступени уменьшен, а масштаб объемов увеличен. Горизонтальные расстояния между осями ординат условно отражают объемы межступенчатых трубопроводов. Диаграммы построены применительно к схеме расположения ступеней, показанной в правом, верхнем, углу фигуры.

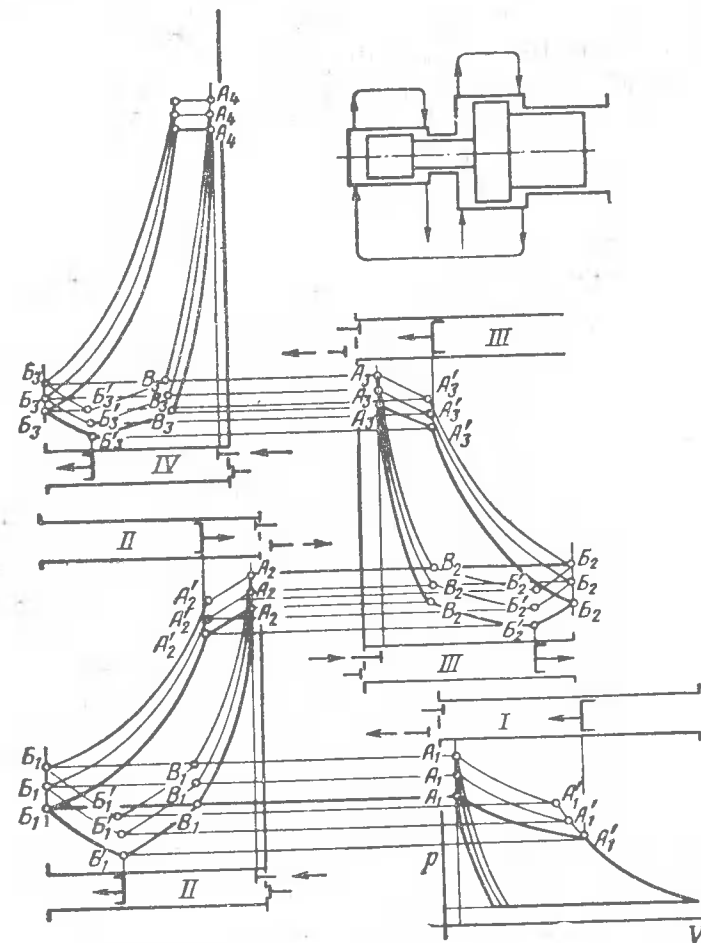
Рассматривая индикаторные диаграммы, будем иметь в виду установившийся режим работы компрессора, т. е. в каждой последующей ступени достигнуто давление предыдущей ступени. Тогда газ, расширяясь из мертвых пространств по политропам A_2-B_1 , A_3-B_2 , A_4-B_3 , достигнет давлений в трубопроводах, отмеченных точками B_1 , B_2 , B_3 .

При этих давлениях открываются впускные клапаны и ступени начинают засасывать газ из трубопроводов, что отражено политропами $B_1-B'_1$, $B_2-B'_2$, $B_3-B'_3$. Тем временем в каждой предыдущей ступени происходит сжатие газа по политропам $1-A_1$, B_1-A_2 , B_2-A_3 и нагнетательные клапаны этих ступеней закрыты. При достижении давлений в трубопроводах, отмеченных точками A_1 , A_2 , A_3 , нагнетательные клапаны откроются и каждые две близлежащие ступени соединятся между собой. С этого момента в соединенных ступенях начнется перемещение газа, характеризующееся общей политропой или условно разделенными индикаторными политропами нагнетания A_1-A_1 , A_2-A_2 , A_3-A_3 , и всасывания B'_1-B_1 , B'_2-B_2 , B'_3-B_3 .

При перемещении газа из-за уменьшения суммарного индикаторного объема в каждой двух близлежащих ступенях давление будет увеличиваться тем больше, чем меньше объем межступенчатого

того трубопровода или (в общем случае) объем межступенчатой емкости.

Следовательно, политропы A'_1-A_1 , B'_1-B_1 , A'_2-A_2 , B'_2-B_2 , A'_3-A_3 , B'_3-B_3 характеризуют вторичное поджатие газа в ступенях компрессора.



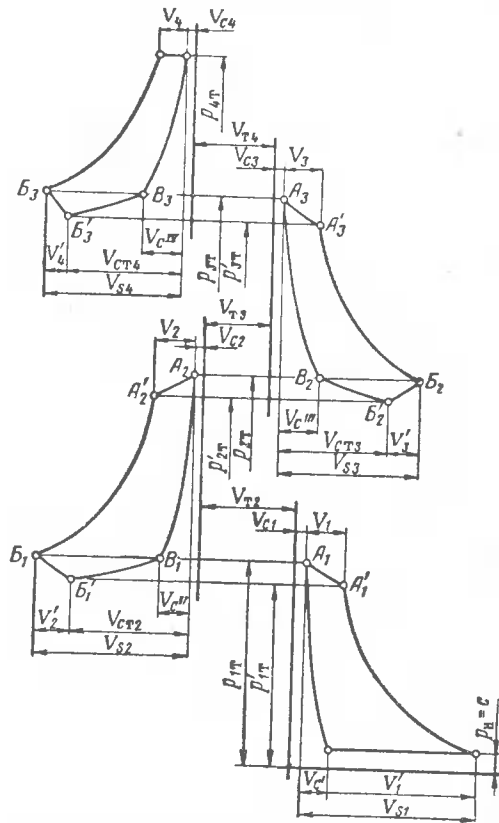
Фиг. 5. Схема расположения ступеней и теоретическая индикаторная диаграмма четырехступенчатого компрессора с меросинхронной передачей газа между ступенями.

На фиг. 5 показаны мгновенные положения поршней и клапанов для каждой двух близлежащих ступеней. Например, над диаграммой I ступени показано положение поршня, соответствующее началу выталкивания газа и, следовательно, началу открытия выпускного клапана. В этот момент во II ступени (схема под диа-

граммой) положение поршня соответствует концу всасывания газа из трубопровода или, что все равно, началу сообщения с I ступенью. Аналогичные схемы приведены и для других ступеней.

Определение конечных давлений при меросинхронной передаче газа между ступенями

Для определения зависимости между давлениями и объемами газа рассмотрим мгновенную теоретическую индикаторную диа-



Фиг. 6. Обозначение индикаторных давлений и объемов на мгновенной теоретической диаграмме четырехступенчатого компрессора с меросинхронной передачей газа между ступенями.

грамму четырехступенчатого компрессора, представленную на фиг. 6. Примем следующие обозначения:

$p'_{1r}, p'_{2r}, p'_{3r}, \dots, p'_{ir}$ — давления в межступенчатых трубопроводах, соответствующие началу перемещения газа между ступенями;

$p_{1r}, p_{2r}, p_{3r}, \dots, p_{ir}$ — давления в межступенчатых трубопроводах, соответствующие концу перемещения газа между ступенями;

$V_{s1}, V_{s2}, V_{s3}, \dots, V_{si}$ — рабочие объемы ступеней;

$V_{c1}, V_{c2}, V_{c3}, \dots, V_{ci}$ — объемы мертвых пространств в ступенях;

$V_1, V_2, V_3, \dots, V_i$ — индикаторные объемы, соответствующие процессам выталкивания;

$V_{c'}, V_{c''}, V_{c'''}, \dots, V_{ci}$ — индикаторные объемы, соответствующие расширению газа из мертвых пространств ступеней;

$V_{ct2}, V_{ct3}, V_{ct4}, \dots, V_{cti}$ — индикаторные объемы, соответствующие процессам расширения газа из мертвых пространств ступеней и всасыванию газа из межступенчатых трубопроводов;

$V'_1, V'_2, V'_3, \dots, V'_i$ — индикаторные объемы, соответствующие перемещению газа между ступенями в процессах всасывания;

$V_{t2}, V_{t3}, V_{t4}, \dots, V_{ti}$ — объемы межступенчатых трубопроводов.

Для упрощения выводов вначале идеализируем условия задачи и будем рассматривать процесс, предполагая, что: теплообмен между газом, проходящим по межступенчатым трубопроводам, и окружающей средой характеризуется только показателями политропы; показатели политропы циклов всех ступеней равны между собой; сопротивление клапанов, межступенчатых трубопроводов и внутриступенчатый пропуск газа отсутствуют; газ идеальный. Тогда для любой степени возможно записать следующее равенство приведенных объемов:

$$(p'_{ir})^{\frac{1}{n}} \sum V_{A'i, B'i} = p_i \sum V_{Ai, Bi} \quad (2.1)$$

где $\sum V_{A'i, B'i}$ — объемы, соединенные в точках A'_i, B'_i при открытых клапанах;

$\sum V_{Ai, Bi}$ — объемы, соединенные в точках A_i, B_i при открытых клапанах.

После подстановки в (2.1) объемов, соединенных в точках A'_1, B'_1 и A_1, B_1 , применительно к I и II ступеням запишем

$$(p'_{1r})^{\frac{1}{n}} (V_1 + V_{c1} + V_{t2} + V_{c2} + V_{ct2}) = p'_{1r}{}^{\frac{1}{n}} (V_{c1} + V_{t2} + V_{c2} + V_{s2}). \quad (2.2)$$

В уравнение вошли две переменные величины: индикаторный объем V_1 , определяемый из политропы предварительного сжатия газа в I ступени:

$$V_1 = (V_{s1} + V_{c1}) \left(\frac{p_n}{p'_{1r}} \right)^{\frac{1}{n}} - V_{c1}, \quad (2.3)$$

и индикаторный объем V_{ct2} , определяемый из политропы расширения при засасывании газа из трубопровода. При определении

$V_{cт2}$ следует иметь в виду, что клапан I ступени закрыт. Рассматривая точки B_1 и B' , запишем уравнение приведенных объемов

$$p_{1т}^{\frac{1}{n}}(V_{c2} + V_{c''} + V_{т2}) = (p'_{1т})^{\frac{1}{n}}(V_{c2} + V_{cт2} + V_{т2}).$$

Заменяя здесь переменную величину $V_{c''}$ выражением

$$V_{c''} = V_{c2} \left[\left(\frac{p_{2т}}{p_{1т}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right],$$

после преобразований получим

$$V_{cт2} = V_{c2} \left[\left(\frac{p_{2т}}{p'_{1т}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] + V_{т2} \left[\left(\frac{p_{1т}}{p'_{1т}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]. \quad (2.4)$$

Заменяя в уравнении (2.2) величины V_1 и $V_{cт2}$ соответственно через выражения (2.3) и (2.4), получим окончательно

$$p_{1т}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) p_n^{\frac{1}{n}} + V_{c2} p_{2т}^{\frac{1}{n}}}{V_{s2} + V_{c1} + V_{c2}}. \quad (2.5)$$

При принятых условиях определим конечное давление между II и III ступенями. Уравнение приведенных объемов, соединенных в точках A'_2 , B'_2 и A_2 , B_2 , запишется

$$(p'_{2т})^{\frac{1}{n}}(V_2 + V_{c2} + V_{т3} + V_{c3} + V_{cт3}) = p_{2т}^{\frac{1}{n}}(V_{c2} + V_{т3} + V_{c3} + V_{s3}).$$

Заменяя переменную величину V_2 через выражение

$$V_2 = (V_{s2} + V_{c2}) \left(\frac{p_{1т}}{p_{2т}} \right)^{\frac{1}{n}} - V_{c2},$$

и переменную величину $V_{cт3}$ через выражение

$$V_{cт3} = V_{c3} \left[\left(\frac{p_{3т}}{p_{2т}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] + V_{т3} \left[\left(\frac{p_{2т}}{p_{2т}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right],$$

после преобразований получим

$$p_{2т}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s2} + V_{c2}) p_{1т}^{\frac{1}{n}} + V_{c3} p_{3т}^{\frac{1}{n}}}{V_{s3} + V_{c2} + V_{c3}}. \quad (2.6)$$

Подставляя в (2.6) формулу (2.5), исключим переменную величину $p_{1т}$ и получим окончательно

$$p_{2т}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1})(V_{s2} + V_{c2}) p_n^{\frac{1}{n}} + \tilde{V}_2 V_{c3} p_{3т}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_2 (V_{s3} + V_{c3}) + V_{c1} V_{c2}}. \quad (2.7)$$

Здесь и далее принято

$$\tilde{V}_2 = V_{s2} + V_{c1} + V_{c2}, \quad \tilde{V}_3 = V_{s3} + V_{c2} + V_{c3}, \quad \tilde{V}_4 = V_{s4} + V_{c3} + V_{c4}.$$

Записывая уравнение приведенных объемов между III и IV ступенями и делая замены переменных величин V_3 и $V_{cт4}$, после преобразований получим выражение для определения конечного давления в III ступени

$$p_{3т}^{\frac{1}{n}} = \frac{p_n^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=3} (V_{s_i} + V_{c_i}) + \tilde{V}_2 V_{c4} p_{4т}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_3}. \quad (2.8)$$

Здесь приняты следующие сокращенные обозначения:

$$\bar{V}_2 = \tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) = \tilde{V}_2 (V_{s3} + V_{c3}) + V_{c1} V_{c2};$$

$$\bar{V}_3 = \tilde{V}_4 \tilde{V}_2 - \tilde{V}_2 V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) = \bar{V}_2 (V_{s4} + V_{c4}) + V_{c1} V_{c2} V_{c3}.$$

Как видно из формул (2.5), (2.7) и (2.8), конечные давления выталкивания не зависят от объема трубопровода и при подобных параметрах машин для меросинхронных, изохронных и синхронных передач равны между собой.

Следует в общих чертах остановиться на трансформации тепла при прохождении газа по межступенчатым трубопроводам, при этом необходимо различать два процесса в трубопроводах.

Первый мгновенный периодический процесс происходит при открытых клапанах в каждом двух близлежащих ступенях. В этом случае объемы трубопроводов суммируются с присоединяемыми индикаторными объемами предыдущих и последующих ступеней. При этом мы считаем, что газ сжимается по политропическому закону, и степень охлаждения его в процессе сжатия и одно-временного перемещения характеризуется средним показателем политропы n , величина которого принята равной среднему показателю политроп циклов.

Второй мгновенный периодический процесс происходит при закрытых клапанах в каждом двух близлежащих ступенях и отличается от первого тем, что газ, замкнутый в объеме конечной величины, не перемещается по длине трубопровода, и процесс этот протекает в более длительные мгновенные периоды.

В этих двух процессах возможны два условия задачи.

Первое условие относится к случаю, когда в трубопроводах нет температурного перепада, т. е. температуры нагнетания равны температурам всасывания, следовательно, при открытых клапанах процесс сжатия строго подчиняется политропическому закону, а при закрытых клапанах параметры газа не меняются. Именно это условие принято при выводе предыдущих формул. В этом случае задача имеет точное решение, так как при передаче газа по ступеням величина весовой производительности G сохраняется постоянной.

Второе условие относится к случаю, когда по длине трубопровода поддерживается температурный перепад ΔT . В этом случае процесс сжатия газа, происходящий при открытых клапанах, отклоняется от закона политропы, поскольку при изменении объема газ по длине трубопровода (включая присоединенные индикаторные объемы) имеет различную температуру. В этом случае также и при закрытых клапанах падение давления в трубопроводе отклоняется от закона изохоры, поскольку падение температуры происходит у неравномерно нагретой массы газа. При наличии температурных перепадов в трубопроводах выведенные формулы межступенчатых давлений не могут быть применены, так как при вычислении по ним при условии $G = \text{const}$ будет получено нереальное возрастание газовой постоянной при передаче газа по ступеням, а при условии $R = \text{const}$ — нереальное увеличение веса.

Для вычисления межступенчатых давлений с учетом охлаждения газа в трубопроводах необходимо в формулы ввести поправочные температурные коэффициенты, учитывающие падение давления в трубопроводах, полученное в результате температурных перепадов ΔT . Величина этих коэффициентов тем меньше единицы, чем больше интенсивность охлаждения газа, получаемая или за счет увеличения межступенчатой емкости, или за счет увеличения поверхности съема тепла, или за счет увеличения временного объема охлаждающей среды, или, наконец, за счет понижения температуры охлаждающей среды.

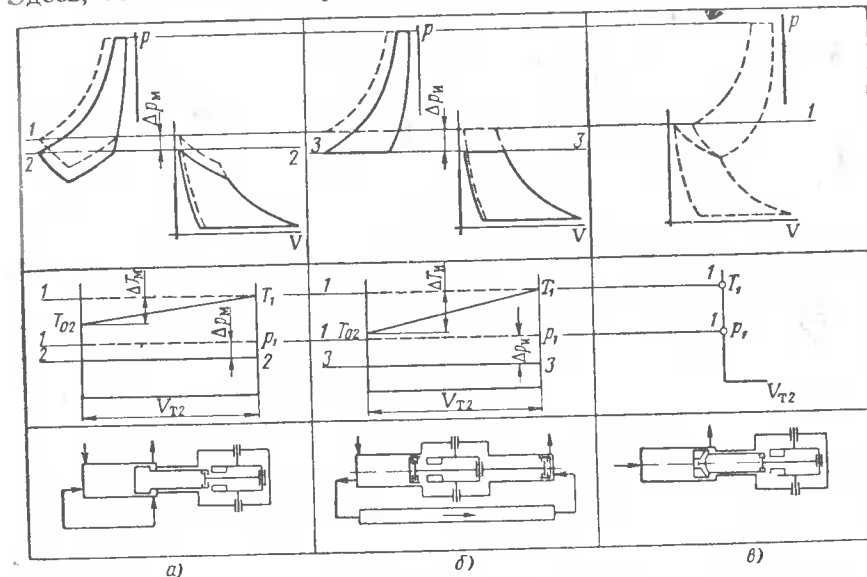
На фиг. 7 показаны индикаторные диаграммы, графики давлений и температур применительно к двухступенчатому сжатию по схемам, обеспечивающим меросинхронную, изохронную и синхронную передачи. Напомним, что изохронная передача может быть осуществлена при любой схеме расположения ступеней, в которой объем межступенчатой емкости значительно превышает величину суммы индикаторных объемов присоединяемых ступеней. Здесь изохронная передача показана на схеме расположения ступеней с углом смещения цилиндров $\gamma = 180^\circ$ при угле смещения кривошипов $\theta = 0$.

На фиг. 7, а и б пунктиром показаны индикаторные диаграммы соответственно для меросинхронной и изохронной передач при условии, что по длине трубопроводов нет температурных перепадов. В этом случае, как видно из графиков, при подобных параметрах машин конечные давления, а следовательно, и температуры равны между собой. Это относится и к синхронной передаче (см. фиг. 7, в), где ступени разделяются кромкой седла клапана, а отвод тепла через поршень определяет только средний показатель политроп циклов, величина которого в данном случае принята одинаковой для всех видов передач.

Итак, линиями 1—1 возможно показать равенство конечных давлений и температур для меросинхронной, изохронной и синхронной передач при отсутствии температурного перепада между ступенями. В действительном процессе от газа, находящегося в трубопроводе, тепло отводится. Так, при меросинхронной передаче в резуль-

тате падения температуры на $T_1 - T_{02} = \Delta T_m$ давление понизится на величину Δp_m (линии 2—2), а при изохронной передаче, имея в виду, что $\Delta T_m > \Delta T_m$, на величину Δp_m (линии 3—3). Индикаторные диаграммы и графики применительно к этим случаям передач на фиг. 7, а и б показаны сплошными линиями.

В прикладной теории возможно показать методику определения температурных коэффициентов в зависимости от величины ΔT . Здесь, обозначая температурные коэффициенты через $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_i$,



Фиг. 7. Изменения конечных межступенчатых давлений в зависимости от охлаждения газа в трубопроводе.

а—схема компрессора и процессы при меросинхронной передаче, б—схема компрессора и процессы при изохронной передаче, в—схема компрессора и процессы при синхронной передаче.

вторично заметим, что величины их должны обеспечить постоянство вычисляемых величин R и G при передаче газа по ступеням.

В дальнейшем при записи давлений введем следующие индексы:
м — меросинхронная передача;
и — изохронная передача;
с — синхронная передача.

При этих индексах конечное давление в трубопроводе между II и III ступенями, например, для четырехступенчатого компрессора запишется так: $(p_{2T})_{и.с.м.и.}$. Здесь и далее в индексе первая буква «и» изохронная передача, условно отражающая изобарическое всасывание в I ступени;

вторая буква «с» (только здесь) — синхронная передача между I и II ступенями;

третья буква «м» с точкой — меросинхронная передача в расчетной паре ступеней;

четвертая буква «и» — изохронная передача между III и IV ступенями.

Давление выталкивания рассматривается как независимое переменное и в этом случае нет необходимости записывать индекс последней ступени. Если расчетное давление вычисляется не через давление в последней ступени, индексацию следует проставлять у каждого давления, и тогда запись можно упростить. Например, для четырехступенчатого компрессора формула (2.5) запишется так:

$$(p_{1\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{1м}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{(V_{s1} + V_{c1}) p_{и}^{\frac{1}{n}} + V_{c2} (p_{2\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_2} \right]. \quad (2.9)$$

Здесь видно, что конечное давление в расчетной паре ступеней вычислено при меросинхронной передаче при условии меросинхронных передач в последующих парах ступеней. Для четырехступенчатого компрессора формула (2.6) запишется:

$$(p_{2\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{(V_{s2} + V_{c2}) (p_{1\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}} + V_{c3} (p_{3\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_3} \right]. \quad (2.10)$$

Имея в виду закономерность в построении формул, запишем формулу для определения давления между III и IV ступенями

$$(p_{3\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{(V_{s3} + V_{c3}) (p_{2\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}} + V_{c4} p_4^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_4} \right]. \quad (2.11)$$

Здесь p_4 — независимая переменная величина.

Для любой i и $(i+1)$ ступени формула получит вид

$$(p_{i\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{iм}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{(V_{si} + V_{ci}) (p_{(i-1)\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}} + V_{c(i+1)} (p_{(i+1)\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_{i+1}} \right].$$

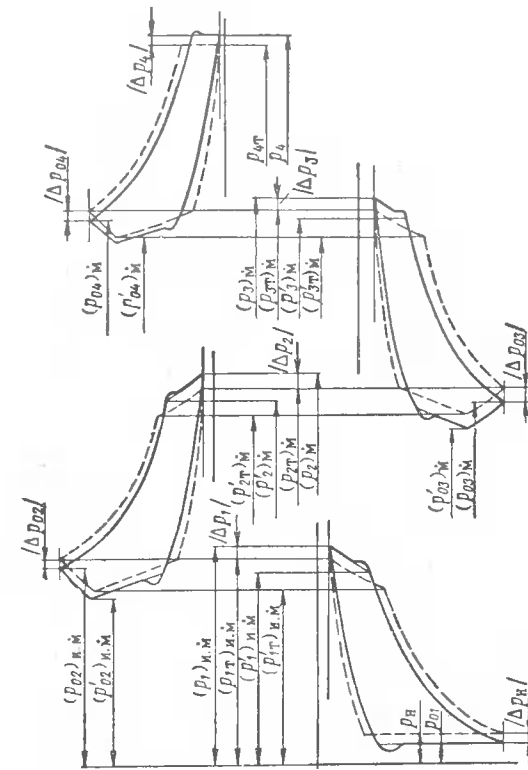
Исключить из формулы (2.10) переменное давление $p_{1\tau}$ можно после совместного решения (2.9) и (2.10). Тогда получим

$$(p_{2\tau})_{и.м.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{\eta_{1м}^{\frac{1}{n}} p_{и}^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=2} (V_{si} + V_{ci}) + \tilde{V}_2 V_{c3} (p_{3\tau})_{и.м}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - \eta_{1м}^{\frac{1}{n}} \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} V_{c2} (V_{s2} + V_{c2})} \right]. \quad (2.12)$$

Аналогичное решение формул (2.11) и (2.12) дает

$$(p_{3\tau})_{и.м.м.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} \left\{ \frac{\eta_{1м}^{\frac{1}{n}} \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} p_{и}^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=3} (V_{si} + V_{ci}) + \left[\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - \eta_{1м}^{\frac{1}{n}} \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} (V_{s2} + V_{c2}) \right] V_{c4} p_4^{\frac{1}{n}}}{\hat{A} - \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 V_{c3} (V_{s3} + V_{c3})} \right\}, \quad (2.13)$$

$$\text{где } \hat{A} = \tilde{V}_4 \left[\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - \eta_{1м}^{\frac{1}{n}} \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \right].$$



Фиг. 8. Мгновенные индикаторные диаграммы с меросинхронной передачей газа между ступенями без учета (пунктир) и с учетом сопротивлений клапанных механизмов и трубопроводов.

Конечные давления в ступенях компрессора отличаются от подсчитанных давлений в трубопроводах на величину сопротивления клапанного механизма и половины сопротивления межступенчатого

трубопровода. Рассматривая конечные давления в ступенях компрессора, примем дополнительные обозначения

$$\begin{aligned} p_1 &= (1 + \Delta p_1) p_{1\tau} & p_{01} &= (1 - \Delta p_{01}) p_H \\ p_2 &= (1 + \Delta p_2) p_{2\tau} & p_{02} &= (1 - \Delta p_{02}) p_{1\tau} \\ p_3 &= (1 + \Delta p_3) p_{3\tau} & p_{03} &= (1 - \Delta p_{03}) p_{2\tau} \\ &\dots & \dots & \\ p_i &= (1 + \Delta p_i) p_{i\tau} & p_{0i} &= (1 - \Delta p_{0i}) p_{(i-1)\tau}, \end{aligned}$$

где $p_1, p_2, p_3, \dots, p_i$ — давления в ступенях, соответствующие концу выталкивания газа, вычисленные с учетом сопротивлений нагнетательных клапанов и половин сопротивлений межступенчатых трубопроводов;

$p_{02}, p_{03}, p_{04}, \dots, p_{0i}$ — давления в ступенях, соответствующие концу всасывания газа, вычисленные с учетом сопротивлений всасывающих клапанов и половин сопротивлений межступенчатых трубопроводов;

$\Delta p_1, \Delta p_2, \Delta p_3, \dots, \Delta p_i$ — относительные величины полных сопротивлений нагнетательных клапанов и половин сопротивлений межступенчатых трубопроводов;

$\Delta p_{01}, \Delta p_{02}, \Delta p_{03}, \dots, \Delta p_{0i}$ — относительные величины полных сопротивлений всасывающих клапанов и половин сопротивлений межступенчатых трубопроводов.

Из фиг. 8 видно, что в процессе перемещения газа между ступенями конечные давления выталкивания отличаются от конечных давлений всасывания на величину сопротивлений двух клапанных механизмов и трубопровода. Следовательно, в процессе перемещения газа перепад давлений между ступенями равен

$$p_i - p_{0(i+1)} = \Delta p_i + \Delta p_{0(i+1)}.$$

Как было замечено ранее, это является одним из недостатков меросинхронных передач.

Итак, при определении конечных давлений в ступенях компрессора в выведенные формулы необходимо ввести также и поправочные коэффициенты, учитывающие сопротивления клапанных механизмов и трубопровода. Тогда формула (2.9), записанная для общего случая при условии выражения объемов через их отношения, получит вид

$$(p_{1\tau, 1, 02})_{н.м.} = (1 \pm \Delta p_{1, 02}) \eta_{1м} \left\{ \frac{\left(\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}} \right) V_{s1} [(1 - \Delta p_H) p_H]^{\frac{1}{n}} + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} [(1 + \Delta p_2) (p_{2\tau})_{м.м.}]^{\frac{1}{n}} \right)}{\tilde{V}_2} \right\}^n.$$

При такой записи индексы, характеризующие передачу, перенесены в левую сторону от вычисляемого давления. Под общим слушаем записи здесь понимается возможность перестройки формулы для различных межступенчатых давлений. Так, если в коэффициенте $(1 \pm \Delta p_{1, 02})$ принять $\Delta p_{1, 02}$ равным нулю, то будет получено давление в трубопроводе $p_{1\tau}$, при суммировании Δp_1 — давление выталкивания p_1 , и наконец, при вычитании Δp_{02} — давление всасывания p_{02} . Для двухступенчатого компрессора член $[(1 + \Delta p_2) p_{2\tau}]_{м.м.}^{\frac{1}{n}}$ следует рассматривать как независимо перемен-

ную и записывать его просто $p_2^{\frac{1}{n}}$.

Далее для краткости записи примем следующие сокращенные обозначения:

$$\bar{V}_{2t} = \tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - \eta_1^{\frac{1}{n}} \eta_2^{\frac{1}{n}} V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}),$$

$$\bar{V}_{3t} = \tilde{V}_4 \bar{V}_{2t} - \eta_2^{\frac{1}{n}} \eta_3^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}).$$

Здесь температурные коэффициенты могут относиться к меросинхронной или изохронной передаче и в соответствии с этим иметь различные индексы.

Учитывая принятые обозначения, согласно (2.12) запишем давление между II и III ступенями

$$(p_{2\tau, 2, 03})_{н.м.} = (1 \pm \Delta p_{2, 03}) \eta_{2м} \left\{ \frac{\left[\eta_{1м}^{\frac{1}{n}} [(1 - \Delta p_H) p_H]^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=2} \left[\left(1 + \frac{V_{ci}}{V_{si}} \right) V_{si} \right] + \tilde{V}_2 \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} [(1 + \Delta p_3) (p_{3\tau})_{м.м.}]^{\frac{1}{n}} \right]}{\bar{V}_{2t}} \right\}^n.$$

Для трехступенчатого компрессора член $[(1 + \Delta p_3) (p_{3\tau})_{м.м.}]^{\frac{1}{n}}$ следует рассматривать как независимую переменную и записывать его $p_3^{\frac{1}{n}}$.

Давление между III и IV ступенями согласно (2.13) запишется

$$(p_{3\tau, 3, 04})_{н.м.м.м.} = (1 \pm \Delta p_{3, 04}) \eta_{3м} \left\{ \frac{\left[\eta_{1м}^{\frac{1}{n}} \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} [(1 + \Delta p_H) p_H]^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=3} \left[\left(1 + \frac{V_{ci}}{V_{si}} \right) V_{si} \right] + \bar{V}_{2t} \frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s4} p_4^{\frac{1}{n}} \right]}{\bar{V}_{3t}} \right\}^n.$$

По приведенным формулам применительно к четырехступенчатому компрессору возможно вычислить конечные давления начиная с последней пары ступеней. В том случае, когда выражения давлений необходимо подставлять в различные уравнения, функция должна быть выражена через одну независимую переменную величину, а именно — через давление в последней ступени.

**Конечные давления в ступенях,
выраженные через давление в последней ступени**

Для трехступенчатого компрессора формула, определяющая конечное давление в трубопроводе $p_{1т}$ через независимое переменное давление p_3 , будет получена при совместном решении (2.9) и (2.10)

$$(p_{1т})_{н.м.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{1м}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{(V_{s1} + V_{c1}) \tilde{V}_3 p_3^{\frac{1}{n}} + \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} V_{c2} V_{c3} p_3^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_{2т}} \right]. \quad (2.14)$$

Для четырехступенчатого компрессора формула для определения конечного давления $p_{2т}$ через независимое переменное давление p_4 будет получена при совместном решении (2.12) и (2.13):

$$(p_{2т})_{н.м.м.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{\eta_{1м}^{\frac{1}{n}} (V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2}) \tilde{V}_4 p_4^{\frac{1}{n}} + \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 V_{c3} V_{c4} p_4^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_{3т}} \right]. \quad (2.15)$$

И, наконец, совместное решение (2.9) и (2.15) дает формулу для определения $p_{1т}$ через p_4 :

$$(p_{1т})_{н.м.м.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{1м}^{\frac{1}{n}} \left\{ \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left[\tilde{V}_3 \tilde{V}_4 - \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \right] p_4^{\frac{1}{n}} + \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} V_{c2} V_{c3} V_{c4} p_4^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_{3т}} \right\}. \quad (2.16)$$

Здесь выражение, стоящее в квадратных скобках первого члена числителя, получено из следующих преобразований:

$$\begin{aligned} & \tilde{V}_4 \left[\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - \eta_{1м}^{\frac{1}{n}} \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \right] - \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) + \\ & + \eta_{1м}^{\frac{1}{n}} \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_4 V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) = \tilde{V}_2 \left[\tilde{V}_3 \tilde{V}_4 - \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \right] \end{aligned}$$

и далее $\tilde{V}_2$ сокращено.

В формулах (2.9), (2.12) и (2.13), т. е. в формулах, определяющих расчетные давления через давление в последующих ступенях, а также в формулах (2.14), (2.15) и (2.16), определяющих расчетные давления через давление в последней ступени, индексы давлений

и температурных коэффициентов подставлены при условии меросинхронных передач во всех ступенях. Как было замечено, при других видах передач индексы давлений и температурных коэффициентов следует изменить. Например, рассматривая формулу (2.16) и имея в виду, что между I и II ступенями передача синхронная, между II и III — меросинхронная, а между III и IV — изохронная, формулу следует записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} & \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left[\tilde{V}_3 \tilde{V}_4 - \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3}^2 \right] p_4^{\frac{1}{n}} + \\ & + \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} \frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s2} V_{s3} V_{s4} p_4^{\frac{1}{n}} \\ & (p_{1т})_{н.с.м.и}^{\frac{1}{n}} = \frac{\tilde{A} - \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 \frac{V_{c3}}{V_{s3}} \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3}^2}{\tilde{A} - \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \eta_{3м}^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 \frac{V_{c3}}{V_{s3}} \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3}^2}, \\ & \text{где } \tilde{A} = \tilde{V}_4 \left[\tilde{V}_2 \tilde{V}_3 - \eta_{2м}^{\frac{1}{n}} \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2}^2 \right]. \end{aligned}$$

Запись формулы сделана в раскрытом виде. В формулу не вписан коэффициент η_1 , поскольку при синхронной передаче его величина равна единице. Аналогичная перестановка индексов в зависимости от вида передачи газа между ступенями может быть сделана и в других формулах.

Выведенные формулы запишем с учетом сопротивлений клапанных механизмов и трубопроводов.

Формулы, определяющие конечные давления между I и II ступенями, записанные через независимые переменные p_2 , p_3 и p_4 , согласно (2.9), (2.14) и (2.16) получают вид

$$\begin{aligned} p_{1т,1,02}^{\frac{1}{n}} &= (1 \pm \Delta p_{1,02})^{\frac{1}{n}} \eta_1^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{12} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{12} p_2^{\frac{1}{n}} \right\}, \\ p_{1т,1,02}^{\frac{1}{n}} &= (1 \pm \Delta p_{1,02})^{\frac{1}{n}} \eta_1^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{13} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{13} p_3^{\frac{1}{n}} \right\}, \\ p_{1т,1,02}^{\frac{1}{n}} &= (1 \pm \Delta p_{1,02})^{\frac{1}{n}} \eta_1^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{14} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{14} p_4^{\frac{1}{n}} \right\}, \end{aligned}$$

где коэффициенты a и b , записанные при условии выражения объемов через их отношения, равны

$$\begin{aligned} a_{12} &= \frac{\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1}}{\tilde{V}_2}, & b_{12} &= \frac{\frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2}}{\tilde{V}_2}, \\ a_{13} &= \frac{\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \tilde{V}_3}{\tilde{V}_{2т}}, & b_{13} &= \frac{\eta_2^{\frac{1}{n}} \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3}}{\tilde{V}_{2т}}, \\ a_{14} &= \frac{\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \tilde{V}_{2т}}{\tilde{V}_{3т}}, & b_{14} &= \frac{\eta_2^{\frac{1}{n}} \eta_3^{\frac{1}{n}} \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} \frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s4}}{\tilde{V}_{3т}}. \end{aligned}$$

Здесь не дана индексация вычисляемых давлений и коэффициентов, поскольку индексы могут быть подставлены в зависимости от частного случая задачи.

Формулы, определяющие конечные давления между II и III ступенями, записанные через независимые переменные p_3 и p_4 , согласно (2.12) и (2.15) получают вид

$$p_{2T,2,03}^{\frac{1}{n}} = (1 \pm \Delta p_{2,03})^{\frac{1}{n}} \eta_2^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{23} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{23} p_3^{\frac{1}{n}} \right\};$$

$$p_{2T,2,03}^{\frac{1}{n}} = (1 \pm \Delta p_{2,03})^{\frac{1}{n}} \eta_2^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{24} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{24} p_4^{\frac{1}{n}} \right\},$$

где коэффициенты a и b равны

$$a_{23} = \frac{\eta_1^{\frac{1}{n}} \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2}}{\bar{V}_{2t}}, \quad b_{23} = \frac{\frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} \tilde{V}_2}{\bar{V}_{2t}};$$

$$a_{24} = \frac{\eta_1^{\frac{1}{n}} \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2} \tilde{V}_4}{\bar{V}_{3t}}, \quad b_{24} = \frac{\eta_3^{\frac{1}{n}} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} \frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s4} \tilde{V}_2}{\bar{V}_{3t}}.$$

Наконец, формула, определяющая конечное давление между III и IV ступенями через независимую переменную p_4 согласно (2.13), запишется

$$p_{3T,3,04}^{\frac{1}{n}} = (1 \pm \Delta p_{3,04})^{\frac{1}{n}} \eta_3^{\frac{1}{n}} \left\{ a_{34} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b_{34} p_4^{\frac{1}{n}} \right\},$$

где

$$a_{34} = \frac{\eta_1^{\frac{1}{n}} \eta_2^{\frac{1}{n}} \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2} \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3}}{\bar{V}_{3t}};$$

$$b_{34} = \frac{\frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s4} \tilde{V}_{2t}}{\bar{V}_{3t}}.$$

В формулах первое число индекса при коэффициентах a и b показывает индекс вычисляемого p , второе число показывает индекс p , через которое определяется вычисляемое давление.

Определение начальных давлений при меросинхронной передаче газа между ступенями

Давления, с которых начинается передача газа между ступенями, на индикаторных диаграммах фиг. 5 и 6 отмечены точками A_1-B_1 , A_2-B_2 , A_3-B_3 . Для определения этих давлений в рассматриваемом случае передачи можно записать следующие равенства:

$$\begin{aligned} V_1 V_{s2} &= V_2' V_{s1}, & V_2 V_{s3} &= V_3' V_{s2}, \\ V_3 V_{s4} &= V_4' V_{s3}, & V_i V_{s(i+1)} &= V_{i+1}' V_{si}. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Здесь индикаторный объем V_1 , т. е. объем газа, выталкиваемый из I ступени компрессора, определится формулой (2.3), а индикаторный объем V_2' , т. е. объем газа, засосанного во II ступень компрессора, равен

$$V_2' = V_{s2} - V_{сг2}. \quad (2.18)$$

Тогда согласно формулам (2.17), (2.18), (2.3) и (2.4) запишем

$$\begin{aligned} & \left[V_{s1} + V_{c1} - \frac{p_n^{\frac{1}{n}}}{(p_{1T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}}} - V_{c1} \right] V_{s2} = \\ & = \left[V_{s2} - \left\{ V_{c2} \left[\frac{(p_{2T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}}}{(p_{1T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}}} - 1 \right] + V_{T2} \left[\frac{(p_{1T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}}}{(p_{1T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}}} - 1 \right] \right\} \right] V_{s1}. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Раскрывая скобки и решая уравнение относительно $(p_{1T}')_{н.м.}$, получим

$$(p_{1T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) V_{c2} p_n^{\frac{1}{n}} + V_{T2} V_{s1} (p_{1T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}} + V_{c2} V_{s1} (p_{2T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}}}{(V_{s2} + V_{c2} + V_{T2}) V_{s1} + V_{c1} V_{s2}}.$$

Деля в формуле числитель и знаменатель на V_{s1} и заменяя переменную величину $(p_{1T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}}$ формулой (2.9), после преобразований получим

$$\begin{aligned} & (V_{s1} + V_{c1}) \tilde{V}_2 \frac{V_{s2}}{V_{s1}} p_n^{\frac{1}{n}} + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} (V_{s1} + V_{c1}) V_{T2} p_n^{\frac{1}{n}} + \\ & + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{c2} V_{T2} (p_{2T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}} + V_{c2} \tilde{V}_2 (p_{2T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}} = \\ & = \frac{(V_{s2} + V_{c2} + V_{T2} + V_{c1} \frac{V_{s2}}{V_{s1}}) \tilde{V}_2}{(V_{s2} + V_{c2} + V_{T2} + V_{c1} \frac{V_{s2}}{V_{s1}}) \tilde{V}_2}. \end{aligned}$$

После дальнейших преобразований окончательно получим

$$\begin{aligned} & (V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \tilde{V}_2 + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{T2} \right] p_n^{\frac{1}{n}} + \\ & + \left(\tilde{V}_2 + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{T2} \right) V_{c2} (p_{2T}')_{н.м.}^{\frac{1}{n}} = \\ & = \frac{(V_{s2} + V_{c2} + V_{T2}) \tilde{V}_2}{(\tilde{V}_2 + V_{T2}) \tilde{V}_2}. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Здесь и далее принято:

$$\tilde{V}'_2 = V_{s2} + V_{c2} + V_{c1} \frac{V_{s2}}{V_{s1}} = \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}} + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2},$$

$$\tilde{V}'_3 = V_{s3} + V_{c3} + V_{c2} \frac{V_{s3}}{V_{s2}} = \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3},$$

$$\tilde{V}'_4 = V_{s4} + V_{c4} + V_{c3} \frac{V_{s4}}{V_{s3}} = \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}} + \frac{V_{c4}}{V_{s4}}\right) V_{s4}.$$

В формуле (2.20), а также и в формулах, выведенных далее, большие объемы межступенчатых трубопроводов V_T суммируются с малыми объемами мертвых пространств V_c . Такое суммирование лишено логического смысла, так как при вычислении объема трубопровода неточность, допущенная в расчете, неизбежно будет больше, чем объем суммированного мертвого пространства. Учитывая это обстоятельство, в выведенных формулах можно пренебречь некоторыми малыми величинами V_c и привести формулы к более простому виду. Например, в формуле (2.20) в члене знаменателя $V'_{2,}$ возможно пренебречь малой величиной $V_{c1} \frac{V_{s2}}{V_{s1}}$, а во втором члене числителя вместо V_2 записать просто $(V_{s2} + V_{c2})$. Тогда упрощенная формула запишется

$$(p'_{1T})^{\frac{1}{n}}_{и.м} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \tilde{V}_2 + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{T2} \right] p_{и.н}^{\frac{1}{n}} + \left[(V_{s2} + V_{c2}) + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{T2} \right] V_{c2} (p_{2T})^{\frac{1}{n}}_{м.м}}{[(V_{s2} + V_{c2}) + V_{T2}] \tilde{V}_2}. \quad (2.21)$$

В дальнейших преобразованиях при аналогичных незначительных допущениях показываются более упрощенные варианты формул. Следует заметить, что аналитический анализ возможен только в применении к точным формулам, записанным с учетом всех малых величин, так как только при этом условии можно показать перестройку формул для изохронных и синхронных передач.

Итак, исследуем изменение формулы (2.20) в зависимости от величины межступенчатого трубопровода. Для случая, когда $V_{T2} = \infty$, т. е. для изохронной передачи, после раскрытия скобок формула запишется в виде

$$(p'_{1T})^{\frac{1}{n}}_{и.м} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \tilde{V}_2 \frac{V_{s2}}{V_{s1}} p_{и.н}^{\frac{1}{n}} + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} (V_{s1} + V_{c1}) p_{и.н}^{\frac{1}{n}} V_{T2} + V_{c2} \tilde{V}_2 p_{2T}^{\frac{1}{n}} + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{c2} (p_{2T})^{\frac{1}{n}}_{м.м} V_{T2}}{\tilde{V}_2 \tilde{V}'_2 + \tilde{V}_2 V_{T2}}.$$

Подставляя $V_{T2} = \infty$, получим неопределенность вида $\frac{\infty}{\infty}$. Применяя правило Лопиталя, раскроем неопределенность. После раздельного дифференцирования числителя и знаменателя получим

$$\frac{f'(V_{T2})}{\varphi'(V_{T2})} = \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{(V_{s1} + V_{c1}) p_{и.н}^{\frac{1}{n}} + V_{c2} (p_{2T})^{\frac{1}{n}}_{м.м}}{\tilde{V}_2} \right] = (p'_{1T})^{\frac{1}{n}}_{и.н}.$$

Как и следовало ожидать, начальное давление изохронной передачи равно конечному давлению. Отличие давления изохронной передачи от конечного давления, получаемого при мерохронной и синхронной передачах (выражение которых записано соответственно формулами (2.9) и (2.5), заключается только в величине температурного коэффициента.

При $V_{T2} = 0$, т. е. при синхронной передаче газа между ступенями формула (2.20) принимает вид

$$(p'_{1T})^{\frac{1}{n}}_{и.с} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \frac{V_{s2}}{V_{s1}} p_{и.н}^{\frac{1}{n}} + V_{c2} (p_{2T})^{\frac{1}{n}}_{м.м}}{\tilde{V}'_2}.$$

Здесь и далее в соответствии с изменением передачи при записи нового вида формулы, изменяется индексация расчетного давления и температурного коэффициента. Для определения (p'_{2T}) аналогично равенству (2.19) запишем

$$\left[(V_{s2} + V_{c2}) \frac{(p'_{1T})^{\frac{1}{n}}_{и.м}}{(p'_{2T})^{\frac{1}{n}}_{м}} - V_{c2} \right] V_{s3} = \left[V_{s3} - \left\{ V_{c3} \left[\frac{(p_{3T})^{\frac{1}{n}}_{м}}{(p'_{2T})^{\frac{1}{n}}_{м}} - 1 \right] + V_{T3} \left[\frac{(p_{2T})^{\frac{1}{n}}_{м}}{(p'_{2T})^{\frac{1}{n}}_{м}} - 1 \right] \right\} \right] V_{s2}.$$

Раскрывая скобки и решая уравнение относительно $(p'_{2T})^{\frac{1}{n}}_{и.м}$, получим

$$(p'_{2T})^{\frac{1}{n}}_{и.м} = \frac{(V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} (p'_{1T})^{\frac{1}{n}}_{и.м} + V_{T3} (p_{2T})^{\frac{1}{n}}_{м} + V_{c3} (p_{3T})^{\frac{1}{n}}_{м}}{\tilde{V}'_3 + V_{T3}}.$$

Подставляя вместо переменных величин $(p_{1T})_{и.м}^{\frac{1}{n}}$ и $(p_{2T})_{м}^{\frac{1}{n}}$ их выражения, записанные соответственно формулами (2.14) и (2.12), после преобразований запишем окончательно

$$(p'_{2T})_{и.м.м}^{\frac{1}{n}} = \frac{\frac{1}{\eta_{1M}^n} \left[\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 + \frac{1}{\eta_{2M}^n} V_{T3} \right] p_H^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=2} (V_s + V_c)_i + \left[\bar{V}_{2t} + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} V_{c2} + \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 V_{T3} \right] V_{c3} (p_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}}}{(\tilde{V}_3' + V_{T3}) \bar{V}_{2t}}. \quad (2.22)$$

Упростить эту формулу возможно, если в члене $\tilde{V}_2$ пренебречь малой величиной V_{c1} . При этом условии член

$$\bar{V}_{2t} = (\tilde{V}_3 - \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} V_{c2}) (V_{s2} + V_{c2}) \approx (V_{s2} + V_{c2}) (V_{s3} + V_{c3}).$$

Тогда, сокращая $(V_{s2} + V_{c2})$ и пренебрегая в коэффициенте при p_{3T} малой величиной $\eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} V_{c2} \frac{V_{s3}}{V_{s2}}$, получим упрощенную формулу

$$(p'_{2T})_{и.м.м}^{\frac{1}{n}} = \frac{\frac{1}{\eta_{1M}^n} (V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 + \frac{1}{\eta_{2M}^n} V_{T3} \right] p_H^{\frac{1}{n}} + \left[(V_{s3} + V_{c3}) + \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} V_{T3} \right] V_{c3} (p_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}}}{[(V_{s3} + V_{c3}) + V_{T3}] \tilde{V}_3}. \quad (2.23)$$

При исследовании изохронной передачи, когда $V_{T3} = \infty$, в формуле (2.22) раскроем скобки и для краткости все постоянные члены обозначим через C . Тогда получим

$$(p'_{2T})_{и.м.м}^{\frac{1}{n}} = \frac{C + \frac{1}{\eta_{1M}^n} \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} p_H^{\frac{1}{n}} V_{T3} \prod_{i=1}^{i=2} (V_s + V_c)_i + C + C + \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 V_{c3} (p_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}} V_{T3}}{C + \bar{V}_{2t} V_{T3}}.$$

После отдельного дифференцирования числителя и знаменателя формула принимает вид

$$\frac{f'(V_{T3})}{\varphi'(V_{T3})} = \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{\frac{1}{\eta_{1M}^n} \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} p_H^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=2} (V_s + V_c)_i + \tilde{V}_2 V_{c3} (p_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_{2t}} \right] = (p_{2T})_{и.м.и}^{\frac{1}{n}}.$$

Здесь, как и в предыдущем выводе, мы пришли к виду формулы (2.12), записанной для конечного давления применительно к меросинхронной передаче.

При $V_{T3} = 0$ формула (2.22) запишется

$$(p'_{2T})_{и.м.с}^{\frac{1}{n}} = \frac{\frac{1}{\eta_{1M}^n} \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 p_H^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=2} (V_s + V_c)_i + \left[\bar{V}_{2t} + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} V_{c2} \right] V_{s3} (p_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_3' \bar{V}_{2t}}.$$

При изохронной передаче в предыдущей ступени давление p'_{2T} будет записано с индексом „и. и. с“ и в формулу войдет коэффициент $\eta_{1и}^{\frac{1}{n}}$.

При синхронной передаче в предыдущей ступени давление p'_{2T} будет записано с индексом „и. с. с“, а температурный коэффициент $\eta_{1и}$ будет равен единице.

И, наконец, формула, определяющая начальное давление $(p'_{3T})_{м}$, будет получена из равенства

$$\left[(V_{s3} + V_{c3}) \frac{(p_{2T})_{и.м.м}^{\frac{1}{n}}}{(p'_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}}} - V_{c3} \right] V_{s4} = \left[V_{s4} - \left\{ V_{c4} \left[\frac{p_4^{\frac{1}{n}}}{(p'_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}}} - 1 \right] + V_{T4} \left[\frac{(p_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}}}{(p'_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}}} - 1 \right] \right\} \right] V_{s3},$$

откуда в соответствии с предыдущими преобразованиями запишем

$$(p'_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s3} + V_{c3}) \frac{V_{s4}}{V_{s3}} (p_{2T})_{и.м.м}^{\frac{1}{n}} + V_{T4} (p_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}} + V_{c4} p_4^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_4' + V_{T4}}.$$

Заменив $(p_{2T})_{и.м.м}^{\frac{1}{n}}$ и $(p_{3T})_{м}^{\frac{1}{n}}$ соответственно через формулу (2.15) и (2.13), после преобразований окончательно получим

$$(p'_{3T})_{и.м.м.м}^{\frac{1}{n}} = \frac{\frac{1}{\eta_{1M}^n} \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_4 + \eta_{3M}^{\frac{1}{n}} V_{T4} \right] p_H^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=3} (V_s + V_c)_i + \left[\bar{V}_{3t} + \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} \eta_{3M}^{\frac{1}{n}} (V_{s3} + V_{c3}) \frac{V_{s4}}{V_{s3}} V_{c3} \tilde{V}_2 + \eta_{3M}^{\frac{1}{n}} \bar{V}_{2t} V_{T4} \right] V_{c4} p_4^{\frac{1}{n}}}{(\tilde{V}_4' + V_{T4}) \bar{V}_{3t}}. \quad (2.24)$$

Пренебрегая малой величиной V_{c1} , член $\bar{V}_{3t}$ можно упростить:

$$\begin{aligned}\bar{V}_{3t} &= \tilde{V}_4 \left(\tilde{V}_3 - \frac{1}{\eta_1^n} \frac{1}{\eta_2^n} V_{c2} \right) (V_{s2} + V_{c2}) - \frac{1}{\eta_2^n} \frac{1}{\eta_3^n} V_{c3} (V_{s2} + V_{c2}) (V_{s3} + V_{c3}) = \\ &= \tilde{V}_4 (V_{s2} + V_{c2}) (V_{s3} + V_{c3}) - \frac{1}{\eta_2^n} \frac{1}{\eta_3^n} (V_{s2} + V_{c2}) (V_{s3} + V_{c3}) = \\ &= (V_{s2} + V_{c2}) (V_{s3} + V_{c3}) (V_{s4} + V_{c4}),\end{aligned}$$

а также сделать упрощения, приведенные применительно к формуле (2.22). После сокращения $(V_{s2} + V_{c2}) (V_{s3} + V_{c3})$ упрощенный вариант формулы запишется

$$\begin{aligned}(p'_{3T})_{\text{и.м.м.м}}^{\frac{1}{n}} &= \frac{\frac{1}{\eta_1^n} \frac{1}{\eta_2^n} (V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_4 + \frac{1}{\eta_3^n} V_{T4} \right] \frac{1}{p_H} + \\ &+ \left[(V_{s4} + V_{c4}) + \frac{1}{\eta_3^n} V_{T4} \right] V_{c4} p_4^{\frac{1}{n}}}{[(V_{s4} + V_{c4}) + V_{T4}] \tilde{V}_4} \quad (2.25)\end{aligned}$$

Для исследования изохронной передачи формулу (2.24) запишем в виде

$$\begin{aligned}(p'_{3T})_{\text{и.м.м.м}}^{\frac{1}{n}} &= \frac{C + \frac{1}{\eta_1^n} \frac{1}{\eta_2^n} \frac{1}{\eta_3^n} \frac{1}{p_H} V_{T4} \prod_{i=1}^{i=3} (V_s + V_{ci}) + \\ &+ C + C + \frac{1}{\eta_3^n} \bar{V}_{2t} V_{c4} p_4^{\frac{1}{n}} V_{T4}}{C + \bar{V}_{3t} V_{T4}},\end{aligned}$$

откуда после дифференцирования получим

$$\frac{f'(V_{T4})}{\varphi'(V_{T4})} = \frac{1}{\eta_3^n} \left[\frac{\frac{1}{\eta_1^n} \frac{1}{\eta_2^n} \frac{1}{p_H} \prod_{i=1}^{i=3} (V_s + V_{ci}) + \bar{V}_{2t} V_{c4} p_4^{\frac{1}{n}}}{\bar{V}_{3t}} \right] = (p_{3T})_{\text{и.м.м.м}}^{\frac{1}{n}}.$$

Для конечного давления применительно к мерохронной передаче эта формула записана ранее под номером (2.13).

При $V_{T4}=0$ формула (2.24) принимает вид

$$\begin{aligned}(p'_{3T})_{\text{и.м.м.м}}^{\frac{1}{n}} &= \frac{\frac{1}{\eta_1^n} \frac{1}{\eta_2^n} \frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_4 p_H \prod_{i=1}^{i=3} (V_s + V_{ci}) + \\ &+ \left[\bar{V}_{3t} + \frac{1}{\eta_2^n} (V_{s3} + V_{c3}) \frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_2 V_{c3} \right] V_{c4} p_4^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_4 \bar{V}_{3t}}.\end{aligned}$$

Точные формулы (2.20), (2.22) и (2.24) запишем с учетом сопротивления клапанных механизмов и трубопровода. Запись сделаем при условии выражения объемов через их отношения.

Формула, определяющая давление начала перемещения газа между I и II ступенями согласно (2.20), получит вид

$$\begin{aligned}(p'_{1T,1,c2})_{\text{и.м}} &= (1 \pm \Delta p_{1,02}) \times \\ &\times \left\{ \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}} \right) V_{s1} \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \tilde{V}_2 + \frac{1}{\eta_{1M}^n} V_{T2} \right] [1 - \Delta p_H] p_H^{\frac{1}{n}} + \right. \\ &\left. + \left(\tilde{V}_2 + \frac{1}{\eta_{1M}^n} V_{T2} \right) \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} [(1 + \Delta p_2) (p_{2T})_{\text{и.м}}]^{\frac{1}{n}} \right\}^n \\ &\times \frac{(\tilde{V}_2 + V_{T2}) \tilde{V}_2}{(\tilde{V}_2 + V_{T2}) \tilde{V}_2}.\end{aligned}$$

Формула, определяющая давление начала перемещения газа между II и III ступенями согласно (2.22), запишется

$$\begin{aligned}(p'_{2T,2,03})_{\text{и.м.м}} &= (1 \pm \Delta p_{2,03}) \times \\ &\times \left\{ \frac{1}{\eta_{1M}^n} \left[\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 + \frac{1}{\eta_{2M}^n} V_{T3} \right] [(1 - \Delta p_H) p_H]^{\frac{1}{n}} \prod_{i=1}^{i=2} \left[\left(1 + \frac{V_{ci}}{V_{si}} \right) V_{si} \right] + \right. \\ &\left. + \left[\bar{V}_{2t} + \frac{1}{\eta_{1M}^n} \frac{1}{\eta_{2M}^n} \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \right) V_{s3} \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} + \frac{1}{\eta_{2M}^n} \tilde{V}_2 V_{T3} \right] \times \right. \\ &\left. \times \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} [(1 + \Delta p_3) (p_{3T})_{\text{и.м}}]^{\frac{1}{n}} \right\}^n \\ &\times \frac{(\tilde{V}_3 + V_{T3}) \bar{V}_{2t}}{(\tilde{V}_3 + V_{T3}) \bar{V}_{2t}},\end{aligned}$$

и, наконец, формула, определяющая начальное давление между III и IV ступенями согласно (2.24), получит вид

$$\begin{aligned}(p'_{3T,3,04})_{\text{и.м.м.м}} &= (1 \pm \Delta p_{3,04}) \times \\ &\times \left\{ \frac{1}{\eta_{1M}^n} \frac{1}{\eta_{2M}^n} \left[\frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_4 + \frac{1}{\eta_{3M}^n} V_{T4} \right] [(1 - \Delta p_H) p_H]^{\frac{1}{n}} + \prod_{i=1}^{i=3} \left[\left(1 + \frac{V_{ci}}{V_{si}} \right) V_{si} \right] + \right. \\ &\left. + \left[\bar{V}_{3t} + \frac{1}{\eta_{2M}^n} \frac{1}{\eta_{3M}^n} \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}} \right) V_{s4} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s4} \tilde{V}_2 + \frac{1}{\eta_{3M}^n} \bar{V}_{2t} V_{T4} \right] \frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s4} p_4^{\frac{1}{n}} \right\}^n \\ &\times \frac{(\tilde{V}_4 + V_{T4}) \bar{V}_{3t}}{(\tilde{V}_4 + V_{T4}) \bar{V}_{3t}}.\end{aligned}$$

Упрощенные формулы, записанные с учетом сопротивления клапанных механизмов и трубопровода согласно (2.21), (2.23) и (2.25), получают вид

$$\begin{aligned} (p'_{1T,1,02})_{и.м} &= (1 \pm \Delta p_{1,02}) \times \\ &\times \left\{ \frac{\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \tilde{V}_2 + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{T2} \right] [(1 - \Delta p_H) p_H]^{\frac{1}{n}} + \left[\left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2} + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{T2} \right] \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} [(1 + \Delta p_2) (p_{2T})_{и.м}]^{\frac{1}{n}}}{\left[\left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2} + V_{T2} \right] \tilde{V}_2} \right\}^n, \\ (p'_{2T,2,03})_{и.м} &= (1 \pm \Delta p_{2,03}) \times \\ &\times \left\{ \frac{\eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left[\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 + \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} V_{T3} \right] [(1 - \Delta p_H) p_H]^{\frac{1}{n}} + \left[\left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3} + \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} V_{T3} \right] \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} [(1 + \Delta p_3) (p_{3T})_{и.м}]^{\frac{1}{n}}}{\left[\left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3} + V_{T3} \right] \tilde{V}_3} \right\}^n, \\ (p'_{3T,3,04})_{и.м} &= (1 \pm \Delta p_{3,04}) \times \\ &\times \left\{ \frac{\eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left[\frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_4 + \eta_{3M}^{\frac{1}{n}} V_{T4} \right] [(1 - \Delta p_H) p_H]^{\frac{1}{n}} + \left[\left(1 + \frac{V_{c4}}{V_{s4}}\right) V_{s4} + \eta_{3M}^{\frac{1}{n}} V_{T4} \right] \frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s4} p_4^{\frac{1}{n}}}{\left[\left(1 + \frac{V_{c4}}{V_{s4}}\right) V_{s4} + V_{T4} \right] \tilde{V}_4} \right\}^n. \end{aligned}$$

Сравнивая результаты, полученные при вычислении по точным и упрощенным формулам, мы определяли начальные давления меросинхронных передач при следующих параметрах четырехступенчатого компрессора:

$$\begin{aligned} V_{s1} &= 100, \quad V_{s2} = 40, \quad V_{s3} = 15, \quad V_{s4} = 5, \\ \frac{V_{c1}}{V_{s1}} &= \frac{V_{c2}}{V_{s2}} = \frac{V_{c3}}{V_{s3}} = \frac{V_{c4}}{V_{s4}} = 0,1. \end{aligned}$$

При этом средний показатель политроп циклов компрессора был принят 1,4; величина температурных коэффициентов 1, а объемы трубопроводов изменялись от 0 до ∞ . Численные величины начальных давлений, вычисленные по упрощенным формулам, по сравнению с вычислениями, сделанными по точным формулам, были занижены незначительно. Получаемая разница в прикидочных расчетах не имеет существенного значения.

Начальные давления в ступенях, выраженные через давление в последней ступени

Для трехступенчатого компрессора формула, определяющая начальное давление в трубопроводе p_{1T} через независимое переменное давление p_3 , будет получена при совместном решении формул (2.20) и (2.12):

$$\begin{aligned} (p'_{1T})_{и.м}^{\frac{1}{n}} &= \\ &= \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \tilde{V}_2 + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_3 V_{T2} \right] p_H^{\frac{1}{n}} + \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} \left(\tilde{V}_2 + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{T2} \right) V_{c2} V_{c3} p_3^{\frac{1}{n}}}{\left(\tilde{V}_2 + V_{T2} \right) \tilde{V}_2}. \quad (2.26) \end{aligned}$$

Здесь в промежуточных выводах получен коэффициент при p_H вида

$$\begin{aligned} (V_{s1} + V_{c1}) &\left[\left(\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \tilde{V}_2 + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{T2} \right) \tilde{V}_2 + \right. \\ &\left. + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} \left(\tilde{V}_2 + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} V_{T2} \right) V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \right]. \end{aligned}$$

Далее квадратные скобки раскрыты, сделано сокращение третьего и пятого членов, после чего $\tilde{V}_2$ вынесено за скобки и сокращено со знаменателем.

Для исследования случая $V_{T2} = \infty$ формулу (2.26) запишем в виде

$$(p'_{1T})_{и.м}^{\frac{1}{n}} = \frac{C + C + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} (V_{s1} + V_{c1}) \tilde{V}_3 p_H^{\frac{1}{n}} V_{T2} + C + \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} V_{c2} V_{c3} p_3^{\frac{1}{n}} V_{T2}}{C + \tilde{V}_2 V_{T2}}.$$

После дифференцирования и преобразований окончательно получим

$$\frac{f'(V_{T2})}{f(V_{T2})} = \eta_{1M}^{\frac{1}{n}} \left[\frac{(V_{s1} + V_{c1}) \tilde{V}_3 p_H^{\frac{1}{n}} + \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} V_{c2} V_{c3} p_3^{\frac{1}{n}}}{\tilde{V}_2} \right] = (p'_{1T})_{и.м}^{\frac{1}{n}}.$$

Это выражение соответствует формуле (2.14), записанной в применении в меросинхронной передаче.

При $V_{т2}=0$ формула (2.26) принимает вид

$$(p'_{1т})_{и.с.м}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \bar{V}_{2т} + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \right] p_{н}^{\frac{n}{n}} + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \bar{V}_2 V_{c2} V_{c3} p_3^{\frac{n}{n}}}{\bar{V}_2' \bar{V}_{2т}}$$

Для четырехступенчатого компрессора формула, определяющая начальное давление в трубопроводе $p_{2т}$, через независимое переменное давление p_4 , будет получена при совместном решении (2.22) и (2.13):

$$(p'_{2т})_{и.м.с.м}^{\frac{1}{n}} = \frac{\eta_{1м}^{\frac{n}{n}} \left\{ \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \left[\bar{V}_3 \bar{V}_4 - \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \right] + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \bar{V}_4 V_{т3} \right\} p_{н}^{\frac{n}{n}} \prod_{i=1}^{i=2} (V_s + V_c)_i + \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} \left[\bar{V}_{2т} + \eta_{1м}^{\frac{n}{n}} \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \frac{V_{s3}}{V_{s2}} V_{c2} \times (V_{s2} + V_{c2}) + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \bar{V}_2 V_{т3} \right] V_{c3} V_{c4} p_4^{\frac{n}{n}}}{(\bar{V}_3' + \bar{V}_{т3}) \bar{V}_{3т}} \quad (2.27)$$

Здесь в промежуточном решении коэффициент при $p_{н}$ имел вид

$$\eta_{1м}^{\frac{n}{n}} (V_{s1} + V_{c1}) (V_{s2} + V_{c2}) \left\{ \left(\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \bar{V}_3 + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} V_{т3} \right) \bar{V}_{3т} + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} (V_{s3} + V_{c3}) \left[\eta_{1м}^{\frac{n}{n}} \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} (V_{s2} + V_{c2}) \frac{V_{s3}}{V_{s2}} V_{c2} + \bar{V}_{2т} + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \bar{V}_2 V_{т3} \right] V_{c3} \right\}.$$

При раскрытии квадратных скобок четвертый и шестой члены сократились, а второй и пятый — сгруппированы. Тогда возможно из числителя вынести величину $\bar{V}_{2т}$ и, сократив ее со знаменателем, получить вид коэффициента при $p_{н}$, записанный в формуле (2.27).

При $V_{т3}=\infty$ после дифференцирования числителя и знаменателя формулы (2.27) получим

$$(p'_{2т})_{и.м.и.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{2и}^{\frac{n}{n}} \left[\frac{\eta_{1м}^{\frac{n}{n}} \bar{V}_4 p_{н}^{\frac{n}{n}} \prod_{i=1}^{i=2} (V_s + V_c)_i + \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} \bar{V}_2 V_{c3} V_{c4} p_4^{\frac{n}{n}}}{\bar{V}_{3т}} \right].$$

Эта формула применительно к меросинхронной передаче раньше была записана под номером (2.15).

При $V_{т3}=0$ формула (2.27) принимает вид

$$(p'_{2т})_{и.м.с.м}^{\frac{1}{n}} = \frac{\eta_{1м}^{\frac{n}{n}} \left\{ \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \left[\bar{V}_3 \bar{V}_4 - \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \right] + \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \right\} p_{н}^{\frac{n}{n}} \prod_{i=1}^{i=2} (V_s + V_c)_i + \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} \left[\bar{V}_{2т} + \eta_{1м}^{\frac{n}{n}} \frac{V_{s3}}{V_{s2}} V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \right] V_{c3} V_{c4} p_4^{\frac{n}{n}}}{\bar{V}_3' \bar{V}_{3т}}$$

Наконец, последний вид формулы для четырехступенчатого компрессора — это выражение начального давления $p_{1т}$ через независимое переменное давление p_4 . Совместное решение (2.26) и (2.13) дает

$$(p'_{1т})_{и.м.и.м}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left\{ \frac{V_{s2}}{V_{s1}} \bar{V}_{3т} + \eta_{1м}^{\frac{n}{n}} \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \bar{V}_4 V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) + \eta_{1м}^{\frac{n}{n}} \left[\bar{V}_3 \bar{V}_4 - \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \right] V_{т2} \right\} p_{н}^{\frac{n}{n}} + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} (\bar{V}_2 + \eta_{1м}^{\frac{n}{n}} V_{т2}) V_{c2} V_{c3} V_{c4} p_4^{\frac{n}{n}}}{(\bar{V}_2' + V_{т2}) \bar{V}_{3т}} \quad (2.29)$$

Для случая, когда $V_{т2}=\infty$, после дифференцирования числителя и знаменателя формулы (2.29) получим

$$(p'_{1т})_{и.и.и.м}^{\frac{1}{n}} = \eta_{1и}^{\frac{n}{n}} \left\{ \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left[\bar{V}_3 \bar{V}_4 - \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} V_{c3} (V_{s3} + V_{c3}) \right] p_{н}^{\frac{n}{n}} + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} V_{c2} V_{c3} V_{c4} p_4^{\frac{n}{n}}}{\bar{V}_{3т}} \right\},$$

что соответствует формуле (2.16), записанной для меросинхронной передачи.

При $V_{т2}=0$ формула (2.29) запишется

$$(p'_{1т})_{и.с.и.м}^{\frac{1}{n}} = \frac{(V_{s1} + V_{c1}) \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \bar{V}_{3т} + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \bar{V}_4 V_{c2} (V_{s2} + V_{c2}) \right] p_{н}^{\frac{n}{n}} + \eta_{2м}^{\frac{n}{n}} \eta_{3м}^{\frac{n}{n}} \bar{V}_2 V_{c2} V_{c3} V_{c4} p_4^{\frac{n}{n}}}{\bar{V}_2' \bar{V}_{3т}}.$$

Выведенные формулы запишем с учетом сопротивлений клапанных механизмов и трубопроводов.

Формулы, определяющие начальные давления между I и II ступенями, записанные через независимые переменные p_2 , p_3 и p_4 , в соответствии с (2.20), (2.26) и (2.29) получают вид

$$(p')_{1T,1,02}^{\frac{1}{n}} = [(1 \pm \Delta p_{1,02})]^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{12} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{12} p_2^{\frac{1}{n}} \right\},$$

$$(p')_{1T,1,02}^{\frac{1}{n}} = [(1 \pm \Delta p_{1,02})]^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{13} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{13} p_3^{\frac{1}{n}} \right\},$$

$$(p')_{1T,1,02}^{\frac{1}{n}} = [(1 \pm \Delta p_{1,02})]^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{14} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{14} p_4^{\frac{1}{n}} \right\},$$

где точное выражение коэффициентов a' и b' определяется из следующих зависимостей:

$$a'_{12} = \frac{\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left(\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \tilde{V}_2 + \eta_1^{\frac{1}{n}} V_{\tau 2}\right)}{(\tilde{V}_2' + V_{\tau 2}) \tilde{V}_2};$$

$$a'_{13} = \frac{\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \bar{V}_{2t} + \eta_1^{\frac{1}{n}} \eta_2^{\frac{1}{n}} \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2}^2 + \eta_1^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_3 V_{\tau 2}\right]}{(\tilde{V}_2' + V_{\tau 2}) \bar{V}_{2t}};$$

$$a'_{14} = \frac{\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left\{ \frac{V_{s2}}{V_{s1}} \bar{V}_{3t} + \eta_1^{\frac{1}{n}} \eta_2^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_4 \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2}^2 + \eta_1^{\frac{1}{n}} \left[\tilde{V}_3 \tilde{V}_4 - \eta_2^{\frac{1}{n}} \eta_3^{\frac{1}{n}} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3}^2 \right] V_{\tau 2} \right\}}{(\tilde{V}_2' + V_{\tau 2}) \bar{V}_{3t}};$$

$$b'_{12} = \frac{\left(\tilde{V}_2 + \eta_1^{\frac{1}{n}} V_{\tau 2}\right) \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2}}{(\tilde{V}_2' + V_{\tau 2}) \tilde{V}_2};$$

$$b'_{13} = \frac{\eta_2^{\frac{1}{n}} \left(\tilde{V}_2 + \eta_1^{\frac{1}{n}} V_{\tau 2}\right) \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3}}{(\tilde{V}_2' + V_{\tau 2}) \bar{V}_{2t}};$$

$$b'_{14} = \frac{\eta_2^{\frac{1}{n}} \eta_3^{\frac{1}{n}} \left(\tilde{V}_2 + \eta_1^{\frac{1}{n}} V_{\tau 2}\right) \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} \frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s4}}{(\tilde{V}_2' + V_{\tau 2}) \bar{V}_{3t}}.$$

Здесь, так же как и в предыдущем разделе, индексация расчетных давлений и температурных коэффициентов может быть поставлена в зависимости от частного случая задачи.

Формулы, определяющие начальные давления между II и III ступенями согласно (2.22) и (2.27), запишутся в виде

$$(p')_{2T,2,03}^{\frac{1}{n}} = [(1 \pm \Delta p_{2,03})]^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{23} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{23} p_3^{\frac{1}{n}} \right\},$$

$$(p')_{2T,2,03}^{\frac{1}{n}} = [(1 \pm \Delta p_{2,03})]^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{24} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{24} p_4^{\frac{1}{n}} \right\}.$$

Здесь точное выражение коэффициентов a' и b' имеет вид

$$a'_{23} = \frac{\eta_1^{\frac{1}{n}} \left[\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 + \eta_2^{\frac{1}{n}} V_{\tau 3} \right] \prod_{i=1}^{i=2} \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) V_s \right]_i}{(\tilde{V}_3' + V_{\tau 3}) \bar{V}_{2t}};$$

$$a'_{24} = \frac{\eta_1^{\frac{1}{n}} \left\{ \frac{V_{s3}}{V_{s2}} \left[\tilde{V}_3 \tilde{V}_4 - \eta_2^{\frac{1}{n}} \eta_3^{\frac{1}{n}} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3}^2 \right] + \eta_2^{\frac{1}{n}} \eta_3^{\frac{1}{n}} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3}^2 + \eta_2^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_4 V_{\tau 3} \right\} \prod_{i=1}^{i=2} \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) V_s \right]_i}{(\tilde{V}_3' + V_{\tau 3}) \bar{V}_{3t}};$$

$$b'_{23} = \frac{\left[\bar{V}_{2t} + \eta_1^{\frac{1}{n}} \eta_2^{\frac{1}{n}} \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s3} \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} + \eta_2^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 V_{\tau 3} \right] \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3}}{(\tilde{V}_3' + V_{\tau 3}) \bar{V}_{2t}};$$

$$b'_{24} = \frac{\eta_3^{\frac{1}{n}} \left[\bar{V}_{2t} + \eta_1^{\frac{1}{n}} \eta_2^{\frac{1}{n}} \left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s3} \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2} + \eta_2^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 V_{\tau 3} \right] \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} \frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s4}}{(\tilde{V}_3' + V_{\tau 3}) \bar{V}_{3t}}.$$

Наконец, формула, определяющая давление между III и IV ступенями согласно (2.24), получит вид

$$(p')_{3T,3,04}^{\frac{1}{n}} = [(1 \pm \Delta p_{3,04})]^{\frac{1}{n}} \left\{ a'_{34} [(1 - \Delta p_n) p_n]^{\frac{1}{n}} + b'_{34} p_4^{\frac{1}{n}} \right\},$$

где точное значение коэффициентов a' и b' равно:

$$a'_{34} = \frac{\eta_1^{\frac{1}{n}} \eta_2^{\frac{1}{n}} \left[\frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_4 + \eta_3^{\frac{1}{n}} V_{\tau 4} \right] \prod_{i=1}^{i=3} \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) V_s \right]_i}{(\tilde{V}_4' + V_{\tau 4}) \bar{V}_{3t}};$$

$$b'_{34} = \frac{\left[\bar{V}_{3t} + \eta_2^{\frac{1}{n}} \eta_3^{\frac{1}{n}} \tilde{V}_2 \left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s4} \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} + \eta_3^{\frac{1}{n}} \bar{V}_{t2} V_{\tau 4} \right] \frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s4}}{(\tilde{V}_4' + V_{\tau 4}) \bar{V}_{3t}}.$$

Для формул, определяющих начальные давления в расчетных ступенях через давления в последующей ступени, согласно (2.21), (2.23) и (2.25) возможно привести также и приближенные выражения коэффициентов, которые имеют следующий вид:

$$a'_{12} = \frac{\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left[\frac{V_{s2}}{V_{s1}} \tilde{V}_2 + \eta_1^{\frac{1}{n}} V_{t2} \right]}{\left[\left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2} + V_{t2} \right] \tilde{V}_2};$$

$$a'_{23} = \frac{\eta_1^{\frac{1}{n}} \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left[\frac{V_{s3}}{V_{s2}} \tilde{V}_3 + \eta_2^{\frac{1}{n}} V_{t3} \right]}{\left[\left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3} + V_{t3} \right] \tilde{V}_3};$$

$$a'_{24} = \frac{\eta_1^{\frac{1}{n}} \eta_2^{\frac{1}{n}} \left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) V_{s1} \left[\frac{V_{s4}}{V_{s3}} \tilde{V}_4 + \eta_3^{\frac{1}{n}} V_{t4} \right]}{\left[\left(1 + \frac{V_{c4}}{V_{s4}}\right) V_{s4} + V_{t4} \right] \tilde{V}_4};$$

$$b'_{12} = \frac{\left[\left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2} + \eta_1^{\frac{1}{n}} V_{t2} \right] \frac{V_{c2}}{V_{s2}} V_{s2}}{\left[\left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right) V_{s2} + V_{t2} \right] \tilde{V}_2};$$

$$b'_{23} = \frac{\left[\left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3} + \eta_2^{\frac{1}{n}} V_{t3} \right] \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3}}{\left[\left(1 + \frac{V_{c3}}{V_{s3}}\right) V_{s3} + V_{t3} \right] \tilde{V}_3};$$

$$b'_{24} = \frac{\left[\left(1 + \frac{V_{c4}}{V_{s4}}\right) V_{s4} + \eta_3^{\frac{1}{n}} V_{t4} \right] \frac{V_{c4}}{V_{s4}} V_{s4}}{\left[\left(1 + \frac{V_{c4}}{V_{s4}}\right) V_{s4} + V_{t4} \right] \tilde{V}_4}.$$

Заметим, что величины температурных коэффициентов не зависят от объемов трубопроводов или (в общем случае) от объемов межступенчатых емкостей, а зависят только от интенсивности охлаждения, точнее от температурных перепадов, полученных на межступенчатых трубопроводах или емкостях. В связи с этим при записи формул индексация их применительно к тому или иному виду передачи необязательна. В предыдущих записях она сделана только для более наглядного представления о характере рассматриваемых индикаторных диаграмм. Как было замечено, меросинхронная передача может быть получена только в схеме компрессора, когда газ передается через трубопроводы дифференциального цилиндра. Только в этом случае в конце всасывания будет синхрон-

ное совпадение фазы выталкивания с концом фазы всасывания.

При отсутствии охлаждения газа, проходящего по межступенчатому трубопроводу, конечные давления выталкивания не зависят от объема трубопровода и при меросинхронной, изохронной и синхронной передачах равны между собой:

$$(p_{i\tau})_n = (p_{i\tau})_m = (p_{i\tau})_c, \quad (p_i)_n = (p_i)_m = (p_i)_c.$$

При охлаждении газа, проходящего по межступенчатому трубопроводу, конечные давления зависят от величин температурных коэффициентов и в общем случае в зависимости от эффективности охлаждения справедливы следующие неравенства:

$$(p_{i\tau})_n \leq (p_{i\tau})_m < (p_{i\tau})_c, \quad (p_i)_n \leq (p_i)_m < (p_i)_c.$$

При отсутствии или наличии охлаждения газа, проходящего по межступенчатому трубопроводу, начальные давления выталкивания зависят от объема трубопровода и применительно к различным видам передач возможно записать следующие неравенства:

$$(p'_{i\tau})_n > (p'_{i\tau})_m > (p'_{i\tau})_c, \quad (p'_i)_n > (p'_i)_m > (p'_i)_c.$$

Независимо от отвода тепла, от газа, проходящего по межступенчатому трубопроводу, при изохронной передаче начальное давление выталкивания равно конечному давлению:

$$(p'_{i\tau})_n = (p_{i\tau})_n, \quad (p'_i)_n = (p_i)_n.$$

Глава третья

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНДИКАТОРНЫХ ДИАГРАММ С СИНХРОННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ ГАЗА МЕЖДУ СТУПЕНЯМИ КОМПРЕССОРА

При трансформации мгновенных индикаторных диаграмм с синхронной передачей газа между ступенями исследуется изменение давлений и индикаторных объемов в зависимости от рабочего давления и величин мертвых пространств в ступенях компрессора. Исследование проводится на примерах воздушных поршневых компрессорных машин летательных аппаратов. Ступени компрессоров расположены в дифференциальных цилиндрах, и передача воздуха между ступенями осуществляется через поршневой клапан.

Трансформация индикаторных диаграмм как функция рабочего давления

В соответствии с методикой, предложенной в первой главе, на примере двухступенчатого компрессора АК-75 рассмотрим изменение параметров индикаторной диаграммы p_1 , p'_1 , V_1 , V_2 , V'_1 , V'_2 как $f(p_{2T})$, $f(V_{c1})$ и $f(V_{c2})$.

Размерность¹ ступеней компрессора АК-75 определяется следующими величинами: $V_{s1}=34,7 \text{ см}^3$, $V_{s2}=6,31 \text{ см}^3$, $\frac{V_{c1}}{V_{s1}}=0,02$, $\frac{V_{c2}}{V_{s2}}=0,18$.

Определим конечное давление выталкивания p_1 в зависимости от изменения давления p_{2T} :

$$p_1 = (1 + \Delta p_1) \left\{ \frac{\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) \frac{V_{s1}}{V_{s2}} [(1 - \Delta p_R) p_R]^{\frac{1}{n}} + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} [(1 + \Delta p_2) p_{2T}]^{\frac{1}{n}}}{1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} + \frac{V_{c1}}{V_{s1}} \frac{V_{s1}}{V_{s2}}} \right\}^n, \quad (3.1)$$

¹ Здесь и далее под термином «размерность» понимается (по аналогии с поршневыми авиационными двигателями) совокупность величины диаметра ступени D и хода поршня S .

где Δp_1 — половина сопротивления поршневого клапана;
 Δp_R и Δp_2 — полные сопротивления соответственно всасывающего и нагнетательного клапанов;

При вычислении примем: давление на всасывание $p_R=1 \text{ ата}$; рабочее давление в трубопроводе $p_{2T}=80 \text{ ата}$; сопротивление каждого клапана $\Delta p=0,1$; коэффициент межступенчатого пропускания $\eta_4^*=1$; процессы адиабатические.

Подставляя заданные величины, получим

$$p_1 = 1,05 \left[\frac{1,02 - \frac{34,7}{6,31} (0,9 \cdot 1)^{0,714} + 0,18 (1,1 p_{2T})^{0,714}}{1,18 + 0,02 \frac{34,7}{6,31}} \right]^{1,4}.$$

Далее формула примет вид

$$p_1 = 1,05 [4,03 + 0,139 (1,1 \cdot p_{2T})^{0,714}]^{1,4}.$$

Подставляя различные значения независимой переменной p_{2T} , определим давление p_1 как $f(p_{2T})$.

$$p_{1(20)} = 1,05 \cdot [4,03 + 0,139 (1,1 \cdot 20)^{0,714}]^{1,4} = 1,05 \cdot 10,3 = 10,8 \text{ ата};$$

$$p_{1(30)} = 1,05 [4,03 + 0,139 (1,1 \cdot 30)^{0,714}]^{1,4} = 1,05 \cdot 11,4 = 11,9 \text{ ата}$$

и т. д. до $p_{2T}=80 \text{ ата}$.

Учитывая сопротивление поршневого клапана, давление во II ступени в конце перемещения воздуха будет равно $p_{02} = (1 - \Delta p_1) p_{1T}$, т. е.

$$p_{02} = 0,95 \cdot 10,3 = 9,8 \text{ ата}, \quad p_{02} = 0,95 \cdot 11,4 = 10,82 \text{ ата} \text{ и т. д.}$$

Начальное давление при перемещении воздуха между I и II ступенями определится из формулы

$$p'_1 = (1 + \Delta p_1) \left\{ \frac{\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right) [(1 - \Delta p_R) p_R]^{\frac{1}{n}} + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} [(1 + \Delta p_2) p_{2T}]^{\frac{1}{n}}}{1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}} + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}} \right\}; \quad (3.2)$$

$$p'_1 = 1,05 \left[\frac{1,02 (0,9 \cdot 1)^{0,714} + 0,18 (1,1 p_{2T})^{0,714}}{1,02 + 0,18} \right]^{1,4}.$$

После вычисления формула примет вид

$$p'_1 = 1,05 [0,79 + 0,15 (1,1 p_{2T})^{0,714}]^{1,4}.$$

Подставляя различные значения независимой переменной p_{2T} , определим давление p_1 как $f(p_2)$:

$$p'_{1(20)} = 1,05 [0,79 + 0,15 (1,1 \cdot 20)^{0,714}]^{1,4} = 1,05 \cdot 3 = 3,15 \text{ ата};$$

$$p'_{1(30)} = 1,05 [0,79 + 0,15 (1,1 \cdot 30)^{0,714}]^{1,4} = 1,05 \cdot 3,81 = 4 \text{ ата}$$

и т. д. до $p_{2T}=80 \text{ ата}$.

Учитывая сопротивление поршневого клапана, давление во II ступени в начале перемещения воздуха будет равно

$$p'_{02} = (1 - \Delta p_1) p_{1T}, \text{ т. е.}$$

$$p'_{02} = 0,95 \cdot 3 = 2,86 \text{ ага}, \quad p'_{02} = 0,95 \cdot 3,81 = 3,66 \text{ ага и т. д.}$$

Величина индикаторного объема воздуха, расширившегося из мертвого пространства I ступени, в зависимости от конечного давления p_1 определится из формулы

$$V_{c'} = \frac{V_{c1}}{V_{s1}} V_{s1} \left[\left(\frac{p_1}{p_{01}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right]. \quad (3.3)$$

Подставляя давления p_1 , получим

$$V_{c'(20)} = 0,694 \left[\left(\frac{10,8}{0,9} \right)^{0,714} - 1 \right] = 0,694 (5,82 - 1) = 3,34 \text{ см}^3,$$

$$V_{c'(30)} = 0,694 \left[\left(\frac{11,9}{0,9} \right)^{0,714} - 1 \right] = 0,694 (6,2 - 1) = 3,61 \text{ см}^3 \text{ и т. д.}$$

Индикаторный объем воздуха, вытолкнутый из I ступени, в зависимости от давления начала выталкивания p'_1 определится из формулы

$$V_1 = V_{s1} \left[\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}} \right) \left(\frac{p_{01}}{p'_1} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{V_{c1}}{V_{s1}} \right]. \quad (3.4)$$

Подставляя давления p'_1 , получим

$$V_{1(20)} = 34,7 \left[1,02 \left(\frac{0,9}{3,15} \right)^{0,714} - 0,02 \right] = 34,7 (0,428 - 0,02) = 13,9 \text{ см}^3,$$

$$V_{1(30)} = 34,7 \left[1,02 \left(\frac{0,9}{4} \right)^{0,714} - 0,02 \right] = 34,7 (0,846 - 0,02) = 11,3 \text{ см}^3 \text{ и т. д.}$$

Индикаторный объем воздуха, засосанного во II ступень, в зависимости от давления начала всасывания p'_{02} определится из формулы

$$V'_2 = V_{s2} \left\{ 1 - \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \left[\left(\frac{p_2}{p'_{02}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\}. \quad (3.5)$$

Подставляя величину давления p_{02} , получим

$$V'_{2(20)} = 6,31 \left\{ 1 - 0,18 \left[\left(\frac{22}{2,86} \right)^{0,714} - 1 \right] \right\} = 6,31 (1 - 0,595) = 2,56 \text{ см}^3,$$

$$V'_{2(30)} = 6,31 \left\{ 1 - 0,18 \left[\left(\frac{33}{3,66} \right)^{0,714} - 1 \right] \right\} = 6,31 (1 - 0,673) = 2,06 \text{ см}^3$$

и т. д.

Наконец, в зависимости от давления конца всасывания p_{02} вычисляется индикаторный объем воздуха, вытолкнутый из II ступени компрессора:

$$V_2 = V_{s2} \left[\left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \right) \left(\frac{p_{02}}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \right]. \quad (3.6)$$

Подставляя величину давления p_{02} , получим

$$V_{2(20)} = 6,31 \left[1,18 \left(\frac{9,8}{22} \right)^{0,714} - 0,18 \right] = 6,31 (0,66 - 0,18) = 3,03 \text{ см}^3,$$

$$V_{2(30)} = 6,31 \left[1,18 \left(\frac{10,82}{33} \right)^{0,714} - 0,18 \right] = 6,31 (0,53 - 0,18) = 2,21 \text{ см}^3$$

и т. д.

Вычисленные величины сведены в табл. 1, а на фиг. 9 показаны индикаторные диаграммы, построенные при различных значениях p_{2T} . Рассмотрим их.

Таблица 1

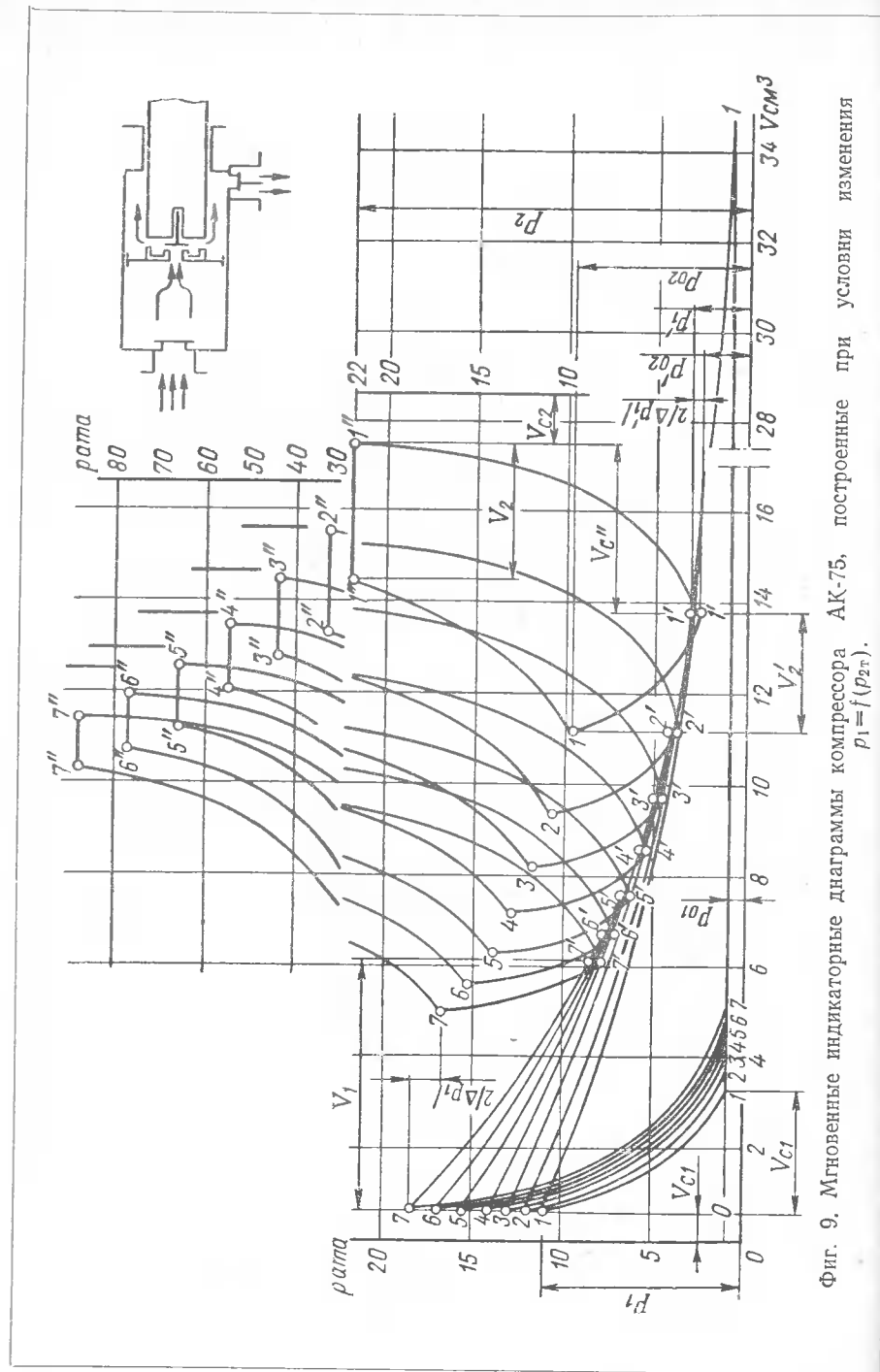
К построению индикаторных диаграмм компрессора АК-75 при переменных значениях p_{2T}

(при подсчетах принято: $p_n = 1 \text{ ага}$, $\Delta p = 0,1$, $\frac{V_{c1}}{V_{s1}} = 0,02$,

$$\frac{V_{c2}}{V_{s2}} = 0,18, \quad n = 1,4)$$

p_{2T}	p_2	p_1	p'_1	p_{02}	p'_{02}	$V_{c'}$	V_1	V'_2	$\frac{V_1}{V'_2}$	V_2	π_1	π_2
20	22	10,8	3,15	9,8	2,86	3,34	13,9	2,56	5,43	3,03	12	2,24
30	33	11,9	4	10,82	3,66	3,61	11,3	2,06	5,49	2,21	13,2	3,05
40	44	13,2	4,7	11,95	4,45	3,93	9,65	1,71	5,63	1,69	14,6	3,68
50	55	14,2	5,77	12,9	5,23	4,16	8,41	1,49	5,65	1,43	15,7	4,26
60	66	15,3	6,7	13,9	6,08	4,52	7,6	1,38	5,5	1,32	17	4,75
70	77	16,9	7,86	15,3	7,1	4,79	6,75	1,22	5,5	1,21	18,8	4,84
80	88	18,6	8,65	16,8	7,84	5,14	6,1	1,11	5,5	1,1	20,6	5,25

По заданным условиям компрессор засасывает газ с постоянным давлением p_n . Учитывая потери во всасывающем клапане I ступени, давление в цилиндре будет $p_{01} = (1 - \Delta p_n) p_n$. На фиг. 9 эта изобара показана прямой линией 0—1. Здесь с целью сокращения места ось абсцисс прервана. Далее при движении поршня к ВМТ I ступени (см. конструктивную схему цилиндра на фиг. 9) в цилиндре протекают одновременно два процесса: сжатие воздуха по политропе 1—1' и расширение воздуха из мертвого пространства II ступени по политропе 1''—1'. Когда давление в I ступени до-



Фиг. 9. Мгновенные индикаторные диаграммы компрессора АК-75, построенные при условии изменения $p_1 = f(p_2)$.

стигнет величины p_1' (точка $1'$), откроется поршневой клапан, ступени соединятся между собой и в момент перемещения воздуха давление сдросселируется до p_{02} . Разность $p_1' - p_{02} = 2|\Delta p_1|$ определяет абсолютную величину сопротивления поршневого клапанного механизма. При дальнейшем движении поршня к ВМТ I ступени поршневой клапан открыт, ступени сообщены между собой и воздух, перемещаясь из I ступени во II, дополнительно поджимается по условно разделенным политропам $1'-1$ и $1'-1$. На протяжении всего процесса перемещения воздуха или, что одно и то же, на протяжении всего процесса дополнительного поджатия между ступенями поддерживается перепад давлений, соответствующий сопротивлению поршневого клапана, абсолютная величина которого в конце процесса также принята равной $p_1' - p_{02} = 2|\Delta p_1|$. При достижении поршнем ВМТ I ступени поршневой клапан закроется, и при изменении направления движения поршня в I ступени произойдет расширение и всасывание воздуха соответственно по политропе и изобаре, а во II — сжатие и выталкивание.

Рассмотренная первая пара мгновенных индикаторных диаграмм, построенная при давлении выталкивания из ступени 22 ата, ограничивается линиями, обозначенными точками

$$\begin{matrix} 1, & \boxed{1', 1,} & 1, 1 \\ 1'', & \boxed{1', 1,} & 1'', 1'' \end{matrix}$$

Здесь верхний ряд цифр относится к диаграмме I ступени, а первая цифра относится к положению поршня в НМТ. Нижний ряд цифр относится к диаграмме II ступени при том же положении поршня. Точки, записанные в прямоугольнике, ограничивают политропы дополнительного поджатия, когда ступени соединены.

Вторая пара мгновенных индикаторных диаграмм, построенная при давлении во II ступени 33 ата, ограничивается линиями, обозначенными точками

$$\begin{matrix} 1, & \boxed{2', 2,} & 2, 1 \\ 2'', & \boxed{2', 2,} & 2'', 2'' \end{matrix}$$

И, наконец, последняя пара индикаторных диаграмм, построенная при давлении во II ступени 88 ата, ограничивается линиями, обозначенными точками

$$\begin{matrix} 1, & \boxed{7', 7,} & 7, 1 \\ 7'', & \boxed{7', 7,} & 7'', 7'' \end{matrix}$$

Так, на примере наиболее простой схемы компрессора показана трансформация индикаторных процессов. Из рассмотренного примера видно, как изменяются давления в I ступени в зависимо-

сти от изменения давления выталкивания из II ступени. Обратим внимание на некоторые особые точки процессов.

Максимальные давления, которые при данной размерности компрессора и величинах мертвых пространств теоретически возможно получить, определяются из формул (3.4) и (3.5). $p_{1\max}$ будет, когда $V_1=0$, но тогда и $p_1=p_1=p_{1\max}$. Записывая формулу (3.4) для этих условий, получим

$$V_{s1} \left[\left(1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}} \right) \left(\frac{p_{01}}{p_{1\max}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{V_{c1}}{V_{s1}} \right] = 0.$$

После решения относительно $p_{1\max}$ запишем окончательно

$$p_{1\max} = p_{01} \left(\frac{V_{s1}}{V_{c1}} + 1 \right)^n = p_{01} \left(\frac{1 + \frac{V_{c1}}{V_{s1}}}{\frac{V_{c1}}{V_{s1}}} \right)^n \quad (3.7)$$

Чем меньше индикаторный объем V_1 , тем больше индикаторный объем V_c , т. е. объем газа, расширившегося из мертвого пространства II ступени. При достижении $V_1=0$, $V_c=V_{s2}$. Следовательно, при $p_{1\max}$ p_2 также достигает максимума и согласно (3.6) для II ступени можно записать

$$V_{s2} \left[\left(1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \right) \left(\frac{p_{02\max}}{p_{2\max}} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{V_{c2}}{V_{s2}} \right] = 0.$$

После решения относительно $p_{2\max}$ получим

$$p_{2\max} = p_{02\max} \left(\frac{V_{s2}}{V_{c2}} + 1 \right)^n = p_{02\max} \left(\frac{1 + \frac{V_{c2}}{V_{s2}}}{\frac{V_{c2}}{V_{s2}}} \right)^n \quad (3.8)$$

Для компрессора АК-75 максимальные давления, вычисленные по формулам (3.7) и (3.8), равны:

$$p_{1\max} = 0,9 \left(\frac{1,02}{0,02} \right)^{1,4} = 0,9 \cdot 245 = 221 \text{ ат},$$

$$p_{2\max} = 199 \left(\frac{1,18}{0,18} \right)^{1,4} = 199 \cdot 13,85 = 2760 \text{ ат}.$$

Как видно, при данных величинах мертвых пространств теоретически возможно получить очень большие давления, однако практически эти давления нереальны, так как уплотнение цилиндра не способно удержать их. Между индикаторными диаграммами максимальных давлений и последней парой рассмотренных мгновенных индикаторных диаграмм

$$\begin{matrix} 1, & \boxed{7', 7,} & 7, 1 \\ 7'', & \boxed{7', 7,} & 7'', 7'' \end{matrix}$$

лежит серия диаграмм, в которых величины V_1 и V_2 малы, а следовательно, мала и производительность компрессора. Этот нерабочий режим на фиг. 9 не показан. Заметим также, что диаграммы на фигуре иллюстрированы только для рабочего режима, пусковой режим, т. е. когда $p_1 > p_2$, здесь не рассмотрен.

Трансформация индикаторных диаграмм как функция мертвых пространств

Выясним влияние величин мертвых пространств цилиндров на межступенчатые давления. Продолжая рассматривать компрессор АК-75, покажем изменение давления в I ступени в зависимости от изменения V_{c1}/V_{s1} и V_{c2}/V_{s2} . Для наглядности графиков идеализируем задачу и будем считать $\Delta p_n = 2\Delta p_1 = \Delta p_2 = 0$. Рассмотрим первый случай, т. е. построим индикаторные диаграммы при отношениях: $0 \frac{V_{c1}}{V_{s1}}$; $0,5 \frac{V_{c1}}{V_{s1}}$; $1 \frac{V_{c1}}{V_{s1}}$; $2 \frac{V_{c1}}{V_{s1}}$; $4 \frac{V_{c1}}{V_{s1}}$ и $8 \frac{V_{c1}}{V_{s1}}$. Применительно к компрессору АК-75 это соответствует $\frac{V_{c1}}{V_{s1}} = 0; 0,01; 0,02; 0,04; 0,08; 0,16$. В расчете примем $p_n = 1 \text{ ат}$; $p_{2\text{т}} = 80 \text{ ат}$; $n = 1,4$; $\frac{V_{c2}}{V_{s2}} = 0,18$. Определяя параметры, будем изменять только отношение V_{c1}/V_{s1} , оставляя все остальные величины, в том числе и давление $p_{2\text{т}}$, постоянными. Тогда по формуле (3.1) определим давление

$$p_{1\text{т}(0)} = \left(\frac{5,5 + 0,18 \cdot 23}{1,18} \right)^{1,4} = 8,15^{1,4} = 19 \text{ ат},$$

$$p_{1\text{т}(0,01)} = \left[\frac{(1 + 0,01) 5,5 + 0,18 \cdot 23}{1,18 + 0,01 \cdot 5,5} \right]^{1,4} = 7,85^{1,4} = 18 \text{ ат}$$

$$\text{и т. д. до } \frac{V_{c1}}{V_{s1}} = 0,16.$$

По формуле (3.2)

$$p'_{1\text{т}(0)} = \left(\frac{1 + 0,18 \cdot 23}{1 + 0,18} \right)^{1,4} = 4,36^{1,4} = 7,85 \text{ ат},$$

$$p'_{1\text{т}(0,01)} = \left(\frac{1,01 + 0,18 \cdot 23}{1,01 + 0,18} \right)^{1,4} = 4,33^{1,4} = 7,75 \text{ ат и т. д.}$$

Величина индикаторного объема воздуха, расширившегося из мертвого пространства I ступени согласно (3.3), равна

$$V_{c'(0)} = 0, \quad V_{c'(0,01)} = 0,01 \cdot 34,7 \left[\left(\frac{18}{1} \right)^{0,714} - 1 \right] = 2,38 \text{ см}^3 \text{ и т. д.}$$

Индикаторный объем воздуха, вытолкнутого из I ступени, согласно (3.4) равен

$$V_{I(0)} = 34,7 \left(\frac{1}{7,85} \right)^{0,714} = 7,9 \text{ см}^3,$$

$$V_{I(0,01)} = 34,7 \left[1,01 \left(\frac{1}{7,75} \right)^{0,714} - 0,01 \right] = 7,7 \text{ см}^3 \text{ и т. д.}$$

Индикаторный объем воздуха, засосанного во II ступень, согласно (3.5) равен

$$V'_{2(0)} = 6,31 \left\{ 1 - 0,18 \left[\left(\frac{80}{7,85} \right)^{0,714} - 1 \right] \right\} = 1,47 \text{ см}^3,$$

$$V'_{2(0,01)} = 6,31 \left\{ 1 - 0,18 \left[\left(\frac{80}{7,75} \right)^{0,714} - 1 \right] \right\} = 1,41 \text{ см}^3$$

и т. д.

Индикаторный объем воздуха, вытолкнутого из II ступени компрессора, согласно (3.6) равен

$$V_{2(0)} = 6,31 \left[1,18 \left(\frac{19}{80} \right)^{0,714} - 0,18 \right] = 1,46 \text{ см}^3,$$

$$V_{2(0,01)} = 6,31 \left[1,18 \left(\frac{18}{75} \right)^{0,714} - 0,18 \right] = 1,4 \text{ см}^3 \text{ и т. д.}$$

И, наконец, согласно (3.7) и (3.8) определяются максимально возможные теоретические давления в I и II ступенях

$$p_{1 \max(0)} = \infty; p_{1 \max(0,01)} = 1 \left(\frac{1,01}{0,01} \right)^{1,4} = 635 \text{ ат},$$

$$p_{1 \max(0,02)} = 1 \left(\frac{1,02}{0,02} \right)^{1,4} = 245 \text{ ат и т. д.}$$

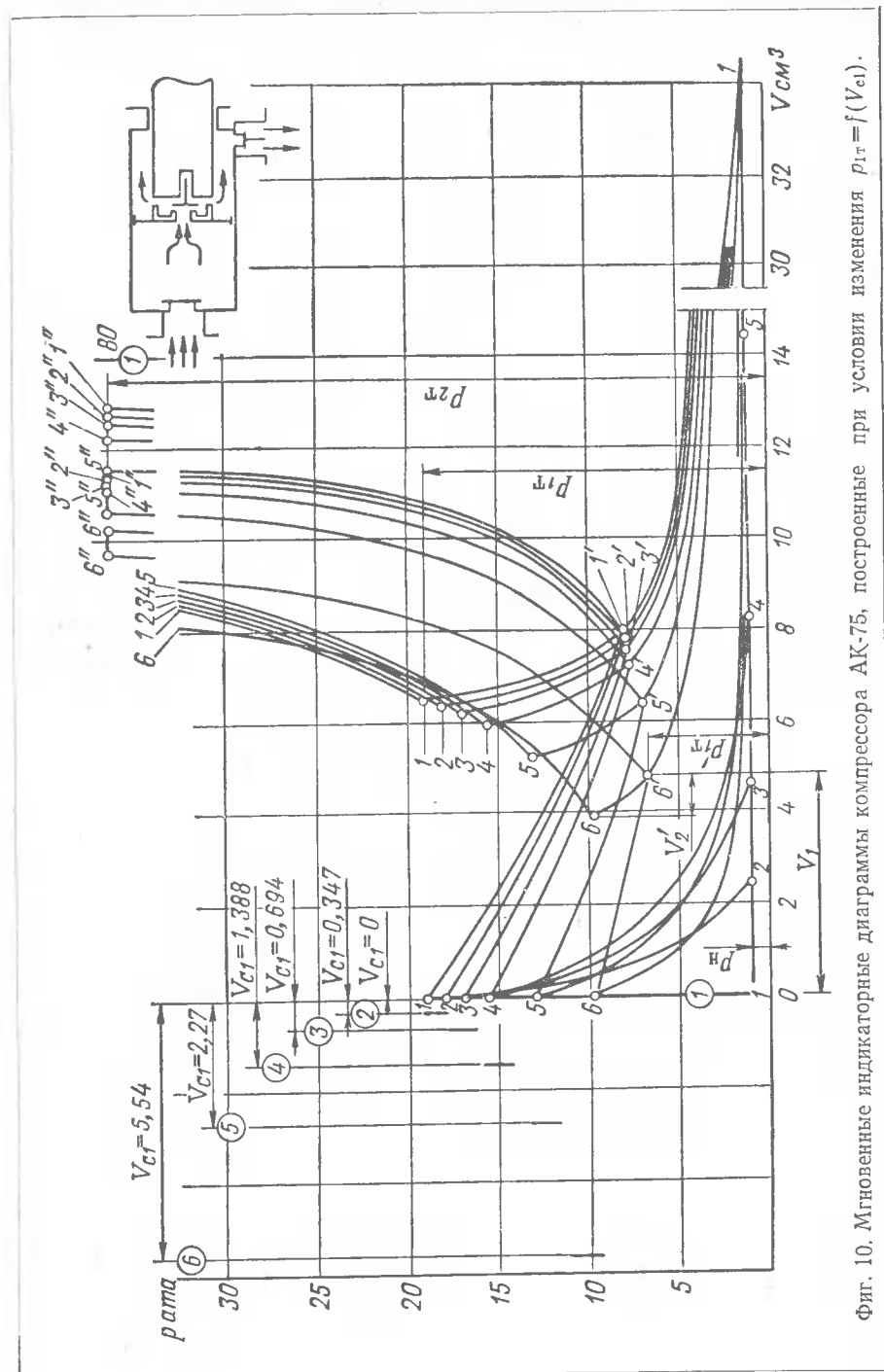
$$p_{2 \max(0)} = \infty; p_{2 \max(0,01)} = 6,35 \left(\frac{1,18}{0,18} \right)^{1,4} = 8800 \text{ ат},$$

$$p_{2 \max(0,02)} = 245 \left(\frac{1,18}{0,18} \right)^{1,4} = 3400 \text{ ат и т. д.}$$

Вычисленные величины сведены в табл. 2, а на фиг. 10 показаны индикаторные диаграммы, построенные при различных отношениях V_{c1}/V_{s1} .

Первая пара мгновенных индикаторных диаграмм, рассмотренная при условии положения поршня в НМТ I ступени, ограничена линиями, обозначенными точками

$$\begin{array}{c} 1, \begin{bmatrix} 1', 1, \\ 1'', 1', 1, \end{bmatrix} 1, 1 \\ 1'', \end{array}$$



Фиг. 10. Мгновенные индикаторные диаграммы компрессора АК-75, построенные при условии изменения $p_{17} = f(V_{c1})$.

Таблица 2

К построению индикаторных диаграмм компрессора АК-75

при переменных значениях $\frac{V_{c1}}{V_{s2}}$ и $\frac{V_{c2}}{V_{s2}}$ (при подсчетах принято: $p_n = 1 \text{ ата}$, $p_2 = 80 \text{ ата}$, $n = 1,4$)

$\frac{V_{c1}}{V_{s1}}$	$\frac{V_{c2}}{V_{s2}}$	$p_{1т}$	$p'_{1т}$	$V_{c'}$	V_1	V'_2	$\frac{V_1}{V'_2}$	V_2	π_1	π_2	$p_{1\max}$	$p_{2\max}$
0	0,18	19	7,85	0	7,9	1,47	5,40	1,46	19	4,21	∞	∞
0,01	0,18	18	7,75	2,38	7,7	1,41	5,48	1,4	18	4,44	635	8 800
0,02	0,18	16,9	7,7	4,55	7,56	1,38	5,49	1,32	16,9	4,72	245	3 400
0,04	0,18	15,3	7,55	8,4	7,2	1,31	5,5	1,25	15,3	5,23	95,7	1 325
0,08	0,18	12,7	7,35	14,4	6,4	1,17	5,48	0,87	12,7	6,3	38	525
0,16	0,18	9,8	6,85	22,8	4,72	0,86	5,49	0,49	9,8	8,25	15,9	220
0,02	0	9,52	1	2,82	34,7	6,31	5,5	1,39	9,52	8,7	445	∞
0,02	0,045	11,6	3	3,2	18,8	3,39	5,53	1,37	11,6	6,9	445	19 800
0,02	0,09	13,4	4,2	3,62	12,1	2,2	5,5	1,36	13,4	5,86	445	7 960
0,02	0,18	16,5	7,7	4,45	7,5	1,36	5,5	1,33	16,5	4,85	445	3 400
0,02	0,36	23,2	14,4	5,83	4,6	0,84	5,48	1,29	23,2	3,45	445	1 570
0,02	0,72	32,5	25,2	7,78	2,85	0,52	5,49	1,2	32,5	2,46	445	830

Здесь, как и ранее, верхний ряд точек относится к диаграмме I ступени, а нижний — к диаграмме II ступени. Точки, записанные в прямоугольнике, ограничивают политропы дополнительного поджатия, когда ступени соединены. В этой паре диаграмма I ступени построена при $V_{c1}=0$, и ее ось ординат на фиг. 10 отмечена цифрой [1].

Вторая пара мгновенных индикаторных диаграмм ограничена линиями, обозначенными точками

$$\begin{array}{c} 1, \quad \boxed{2', 2,} \quad 2, \quad 1 \\ 2'', \quad \boxed{2', 2,} \quad 2'', \quad 2'' \end{array}$$

Здесь также ось ординат диаграммы I ступени на фигуре отмечена соответственно цифрой [2].

И, наконец, последняя пара индикаторных диаграмм ограничена линиями, обозначенными точками

$$\begin{array}{c} 1, \quad \boxed{6', 6,} \quad 6, \quad 1 \\ 6'', \quad \boxed{6', 6,} \quad 6'', \quad 6'' \end{array}$$

Для этого случая ось ординат диаграммы I ступени отмечена цифрой [6].

Рассматривая диаграммы, заметим, что с увеличением мертвого пространства I ступени объем $V_{s1}+V_{c1}$ увеличивается, политропы сжатия протекают более полого и вследствие этого давления начала и конца перемещения газа между ступенями уменьшаются. С увеличением V_{c1} увеличивается также и объем газа, расширяющегося из мертвого пространства I ступени, т. е. объем $V_{c'}$ и, следовательно, производительность компрессора резко падает. Так, если при $\frac{V_{c1}}{V_{s1}}=0,01$ политропе расширения 2—2 соответствует

индикаторный объем $V_{c'}=2,38 \text{ см}^3$, то при $\frac{V_{c1}}{V_{s1}}=0,16$ политропе расширения 6—6 соответствует индикаторный объем $V_{c'}=22,8 \text{ см}^3$.

Следовательно, при увеличении мертвого пространства цилиндра I ступени производительность компрессора резко падает, степень повышения давления I ступени π_1 уменьшается при одновременном увеличении степени повышения давления во II ступени π_2 . С изменением π_1 и π_2 соответственно перераспределяется тепловая нагрузка ступеней, уменьшаясь в I ступени при падении π_1 и увеличиваясь во II ступени с возрастанием π_2 .

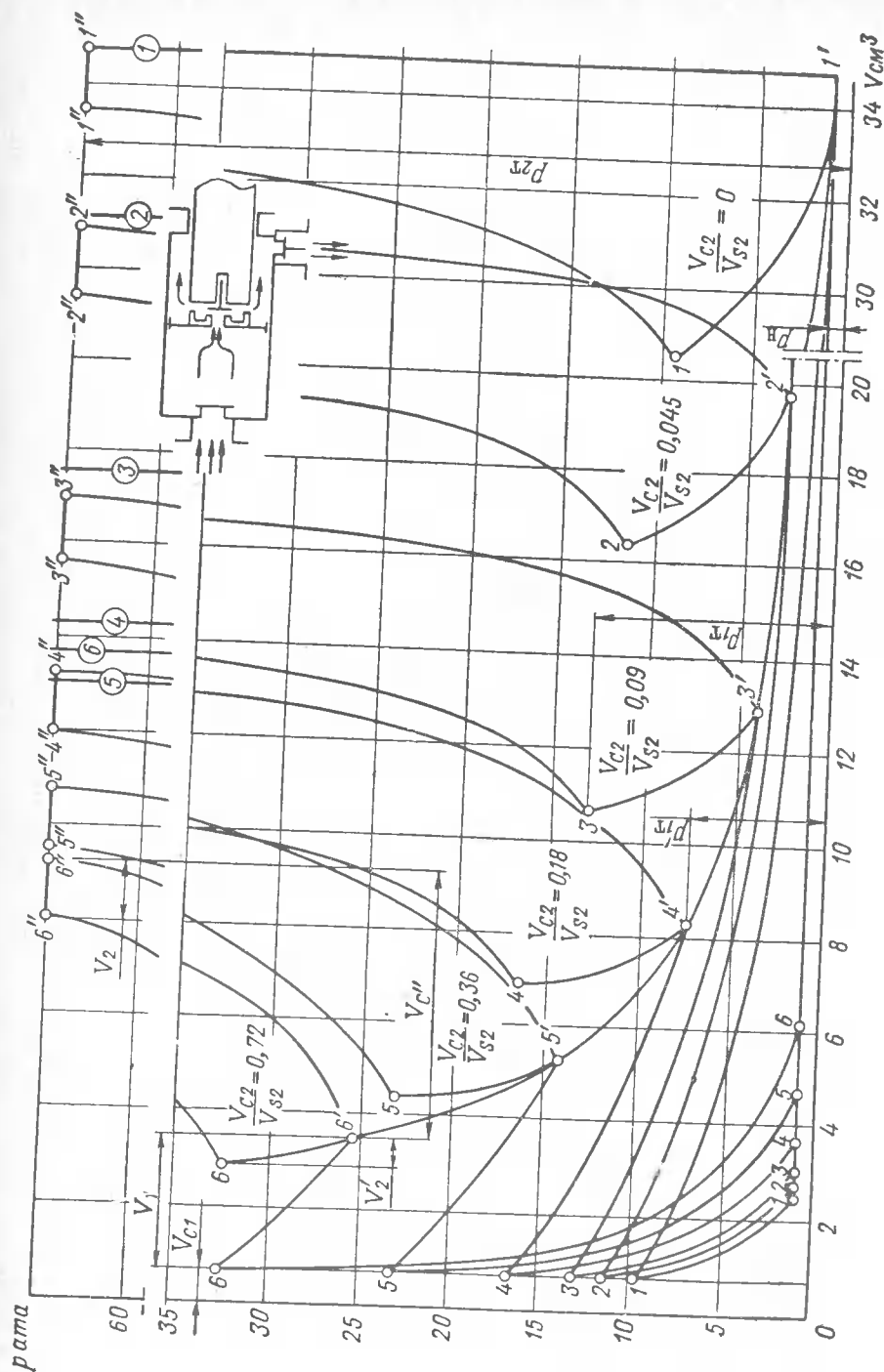
В заключение рассмотрим влияние величины мертвого пространства II ступени на изменение давлений $p_{1т}$ и $p'_{1т}$. Для размерности компрессора АК-75 построим индикаторные диаграммы при отношениях $\frac{V_{c2}}{V_{s2}}=0; 0,045; 0,09; 0,18; 0,36; 0,72$. При вычислениях примем: $p_n=1 \text{ ата}$, $p_{2т}=80 \text{ ата}$, $\frac{V_{c1}}{V_{s1}}=0,02$; $n=1,4$. Пользуясь

известными формулами, последовательно вычислим $p_{1т}$, $p'_{1т}$, $V_{c'}$, V_1 , V'_2 , V_2 , $p_{1\max}$, $p_{2\max}$. Вычисленные величины сведены в табл. 2, а на фиг. 11 показаны индикаторные диаграммы, построенные при различных отношениях V_{c2}/V_{s2} .

Первая пара мгновенных индикаторных диаграмм, построенных при $V_{c2}/V_{s2}=0$, ограничена линиями, обозначенными точками

$$\begin{array}{c} 1', 1, \quad 1, \quad 1' \\ 1'', \quad \boxed{1', 1,} \quad 1'', \quad 1'' \end{array}$$

Здесь ось ординат диаграммы II ступени отмечена цифрой [1]. В этом случае давление воздуха, находящегося в объеме мертвого пространства II ступени, падает по изохоре $1''$, $1'$. Далее воздух одновременно поджимается в I и II ступенях соответственно по политропам $1'-1$ и $1''-1$. Как видно из диаграмм, эти процессы протекают на всем протяжении хода поршня.



Фиг. 11. Мгновенные индикаторные диаграммы компрессора АК-75, построенные при условии изменения $p_{1T} = f(V_{c2})$.

Вторая пара мгновенных индикаторных диаграмм, построенная при $\frac{V_{c2}}{V_{s2}} = 0,045$, ограничена линиями, обозначенными точками

$$\begin{matrix} 1', & 2', 2, & 2, & 1' \\ 2'', & 2', 2, & 2'', & 2'' \end{matrix}$$

Ось ординат диаграммы II ступени отмечена цифрой [2]. Здесь $V_{c2} > 0$ и в I ступени происходит предварительное сжатие газа до точки 2', т. е. до момента, когда давления в I и II ступенях сравниваются.

Последняя пара индикаторных диаграмм ограничена линиями, обозначенными точками

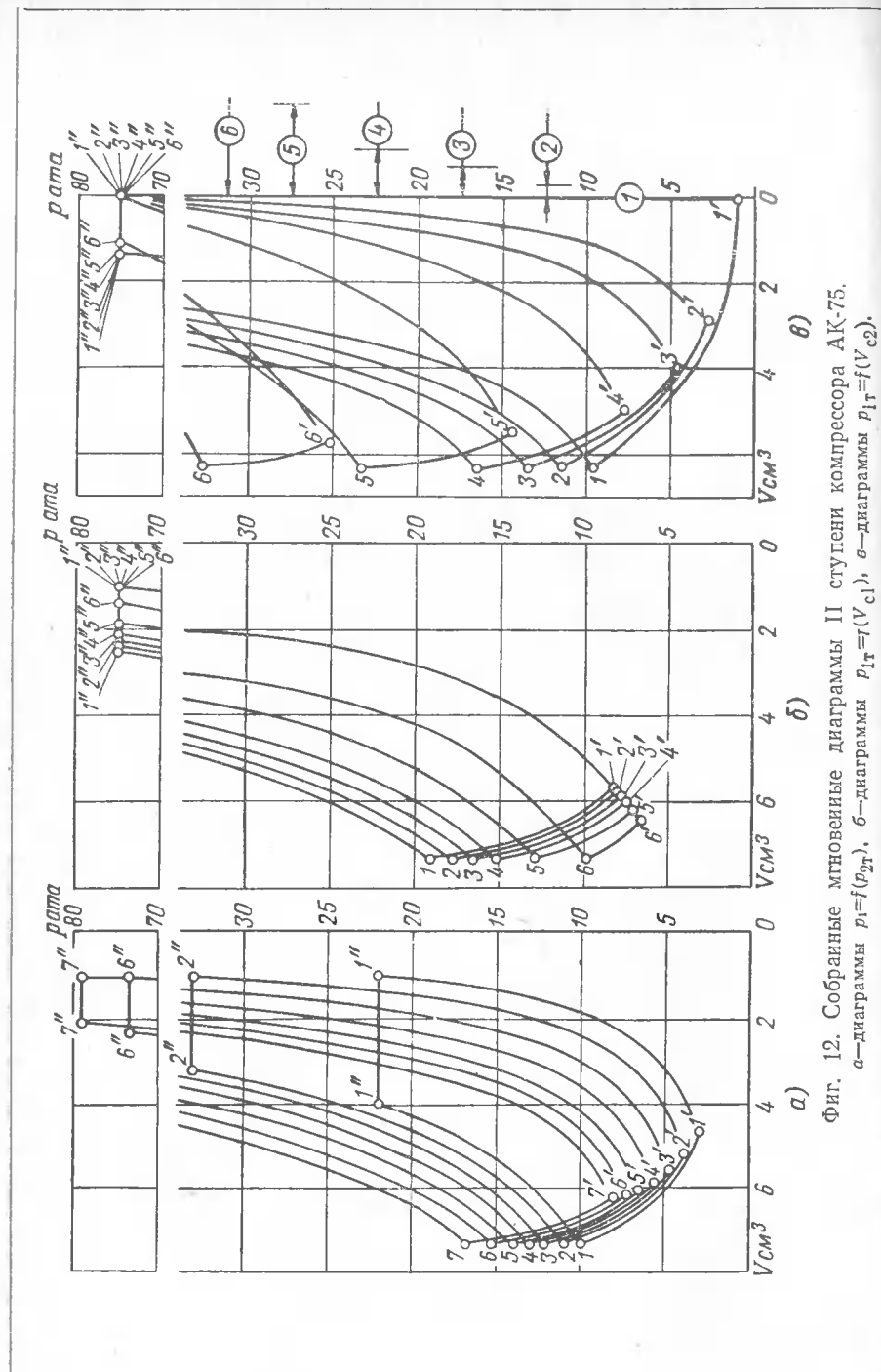
$$\begin{matrix} 1', & 6', 6, & 6, & 1' \\ 6'', & 6', 6, & 6'', & 6'' \end{matrix}$$

Из построенных диаграмм видно, что с уменьшением мертвого пространства II ступени индикаторный объем V_2' уменьшается, а следовательно, уменьшается и суммарный объем $V_1 + V_2'$, т. е. объем, соответствующий перемещению газа между ступенями. В результате уменьшения этого суммарного объема давления p_{1T} и p_{1T} резко возрастают и тепловая нагрузка I ступени увеличивается. Следовательно, при чрезмерном перегреве I ступени возможно перебрать компрессор и, уменьшив величину V_{c2} , снизить давление p_{1T} и p_{1T} , снизив соответственно π_1 и π_1 .

Если в предыдущем примере изменение π_1 , π_1' , π_2 и π_2' в зависимости от V_{c1}/V_{s1} приводило к резкому изменению производительности, поскольку величина V_{c1} зависела от V_{c1} и p_{1T} , то в данном случае, т. е. при изменении V_{c2}/V_{s2} , величина V_{c1} зависит только от p_{1T} , и производительность компрессора изменяется ничтожно мало.

Рассмотренные примеры вычислены на логарифмической линейке. Для проверки точности вычислений применялась формула, определяющая индикаторный объем V_2' , и далее определялось отношение $\frac{V_1}{V_2'} = \frac{V_{s1}}{V_{s2}}$. При точном вычислении нет [необходимости подсчитывать V_2' , так как, вычислив V_1 , можно воспользоваться соотношением $V_2' = V_1 \frac{V_{s2}}{V_{s1}}$. Рассматривая табл. 1 и 2, заметим, что при размерности компрессора АК-75 получены слишком большие значения π_1 , на что указывает также и чрезмерно высокая температура головки цилиндра I ступени, измеренная при испытаниях компрессора.

При построении индикаторных диаграмм в координатах pV были смещены оси ординат диаграмм II ступени. Для более наглядного представления изменения геометрического контура диаграмм,



Фиг. 12. Собранные мгновенные диаграммы II ступени компрессора АК-75.
а—диаграммы $p_1=f(p_{2T})$, б—диаграммы $p_1=f(V_{c1})$, в—диаграммы $p_1=f(V_{c2})$.

а также для сравнения их между собой на фиг. 12 диаграммы II ступени собраны, т. е. величины давлений, соответствующие положению поршня в ВМТ, отложены на одной вертикальной линии.

На фиг. 12, а собранные индикаторные диаграммы показаны для случая, когда вычислялись межступенчатые давления p_1 и p'_1 как $f(p_{2T})$. Из диаграмм видно, что при изменении давления p_{2T} давление p_1 и p'_1 , а следовательно, и π_1 изменяются незначительно, в то время как π_2 резко возрастает. При подробном исследовании работы компрессора на переменном режиме можно показать, что π_2 , как $f(p_{2T})$ изменяется от величины несколько большей единицы до расчетной. Это одна из причин, позволяющая без опасения перегрева II ступени при проектировании компрессора несколько завесить π_2 , получаемое при заданном рабочем давлении.

На фиг. 12, б собранные индикаторные диаграммы II ступени показаны для случая, когда p_1 и p'_1 рассматривались как $f(V_{c1})$. Здесь, как и указано ранее, с увеличением V_{c1} производительность компрессора резко падает при сравнительно небольшом уменьшении межступенчатых давлений p_1 и p'_1 . Изменение производительности за счет величины коэффициента наполнения цилиндра I ступени приводит к изменению коэффициента наполнения цилиндра II ступени, и, как видно из фиг. 12, б,— к изменению площади диаграмм.

На фиг. 12, в собранные индикаторные диаграммы II ступени показаны для случая, когда межступенчатые давления вычислялись как $f(V_{c2})$. Из диаграмм видно, что увеличение V_{c2} приводит к резкому увеличению давлений p_1 и p'_1 и, следовательно, к перераспределению тепловой нагрузки ступеней.

Расчетные и экспериментальные характеристики

Для сравнения расчетных величин с экспериментальными измерениями с компрессоров АК-50, АК-75 и ПК-100 были сняты характеристики межступенчатых давлений. Для измерения давлений в головку I ступени компрессора устанавливался специальный датчик, соединенный с магнитоэлектрическим осциллографом МП02. В результате установки датчика мертвое пространство I ступени было увеличено на величину объема приемного канала, т. е. на $0,682 \text{ см}^3$. Далее для сравнения сделано два варианта подсчета. Первый вариант для нормальной размерности компрессора, второй — с учетом увеличения объема мертвого пространства I ступени на $0,682 \text{ см}^3$.

Нормальная размерность компрессора АК-50 определяется следующими величинами:

$$V_{s1}=33,3 \text{ см}^3; \quad V_{s2}=8 \text{ см}^3; \quad \frac{V_{c1}}{V_{s1}}=0,02; \quad \frac{V_{c2}}{V_{s2}}=0,16.$$

После подстановки этих значений в формулу, определяющую конечное давление в I ступени, получим

$$p_1 = 1,04 (3,21 + 0,147 \cdot p_6^{0,77})^{1,3}.$$

Здесь и далее принято:

$$\Delta p_n = 2\Delta p_1 = \Delta p_2 = 0,08;$$

$$p_n = 1 \text{ ата}; n = 1,3;$$

$$\eta_d^* = 1; \Delta p_m = 0,06,$$

где p_6 — давление в наполняемой емкости;

Δp_m — относительная величина сопротивления нагнетательной магистрали.

Принимая несколько заниженную величину Δp_m , мы имеем в виду также и поправку на падение давления в емкости в результате снижения температуры газа.

При мертвом пространстве I ступени компрессора АК-50, увеличенном на $0,682 \text{ см}^3$, $\frac{V_{c1}}{V_{s1}} = 0,0405$, и формула, определяющая конечное давление в I ступени, при всех прочих данных примет вид

$$p_1 = 1,04 (3,08 + 0,138 p_6^{0,77})^{1,3}.$$

Нормальная размерность компрессора АК-75:

$$V_{s1} = 34,7 \text{ см}^3; V_{s2} = 6,31 \text{ см}^3; \frac{V_{c1}}{V_{s1}} = 0,02; \frac{V_{c2}}{V_{s2}} = 0,18.$$

Тогда формула, определяющая конечное давление в I ступени,

$$p_1 = 1,04 (4,25 + 0,168 p_6^{0,77})^{1,3},$$

а при увеличенном мертвом пространстве в I ступени до $\frac{V_{c1}}{V_{s1}} = 0,04$ получим

$$p_1 = 1,04 (3,8 + 1,48 p_6^{0,77})^{1,3}.$$

Нормальная размерность компрессора ПК-100:

$$V_{s1} = 41,6 \text{ см}^3; V_{s2} = 7,56 \text{ см}^3; \frac{V_{c1}}{V_{s1}} = 0,015; \frac{V_{c2}}{V_{s2}} = 0,14.$$

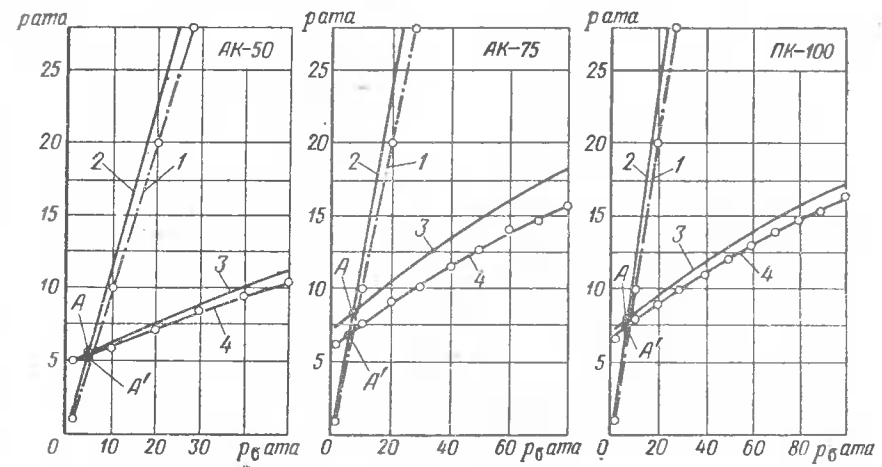
Формула конечного давления в I ступени получит вид

$$p_1 = 1,04 (4,28 + 0,1295 p_6^{0,77})^{1,3},$$

а при увеличенном мертвом пространстве до $\frac{V_{c1}}{V_{s1}} = 0,0313$

$$p_1 = 1,04 (4,05 + 0,12 p_6^{0,77})^{1,3}.$$

В табл. 3 приведены вычисленные величины и данные экспериментальных измерений межступенчатых давлений для рассматриваемых компрессоров. При снятии характеристик измерялось давление I ступени p_1 , давление на выходе из II ступени p_2 и давление в баллоне p_6 . Перепад давлений между компрессором и баллоном был равен 7%. Параметры p_{02} и π_2 , записанные в графе «Экспериментальные», вычислены при условии $2\Delta p_1 = 0,08$.



Фиг. 13. Сопоставление расчетных характеристик $p_1=f(p_6)$ с данными экспериментальных замеров, выполненных на компрессорах АК-50, АК-75 и ПК-100.

1 — экспериментальные характеристики давлений в баллоне, 2 — расчетные характеристики давлений во II ступени компрессора, 3 — расчетные характеристики давлений в I ступени при нормальной величине мертвого пространства, 4 — расчетные и экспериментальные характеристики давлений в I ступени при увеличенном мертвом пространстве.

На фиг. 13 в координатах pp_6 представлены расчетные и экспериментальные характеристики. Точки экспериментальных замеров показаны в кружках. Характеристики 1 (штрих-пунктир) — изменение давления в баллоне p_6 . Характеристики 2 (сплошные линии) — изменение давления во II ступени компрессора p_2 . Характеристики 3 — изменение конечного давления в I ступени p_1 , вычисленные при нормальной величине мертвого пространства в ступени. Характеристики 4 — изменение конечных давлений в I ступени p_1 , вычисленные и измеренные при увеличенной величине мертвого пространства ступени. Подробное рассмотрение графиков возможно при более детальном анализе. Здесь остановимся только на некоторых особых точках.

Как видно из характеристик, в начале работы компрессора $p_1 > p_2$, и в этот период из I ступени происходит истечение воздуха в объем II ступени. Назовем этот период пусковым. В точках A, A', $p_1 = p_2$ и далее $p_1 < p_2$, т. е. с точек A, A' начинается нормальный режим работы компрессора.

Таблица 3

К построению расчетных и экспериментальных характеристик $p_1 = f(p_6)$ компрессоров АК-50, АК-75 и ПК-100

(при подсчетах принято: $p_n=1 \text{ атм}$; $\Delta p=0,08$; $\Delta p_m=0,06$; $n=1,3$)

V_{c1}/V_{s1}		АК-50											
		0,02				0,0405				0,0495			
		Расчетные								Экспериментальные			
p_6	p_2	p_1	π_1	p_{02}	π_2	p_1	π_1	p_{02}	π_2	p_1	π_1	p_{02}	π_2
1	1,14	5	5,44	4,6		4,78	5,15	4,4		5	5,45	4,62	
10	11,4	6,46	7	5,95	1,92	6,03	6,55	5,55	2,05	6	6,52	5,54	2,07
20	22,8	7,61	8,25	7	3,27	7,16	7,78	6,6	3,45	7	7,61	6,48	3,54
30	34,2	8,88	9,65	8,17	4,18	8,31	9,05	7,65	4,47	8,5	9,22	7,85	4,38
40	45,5	10	10,9	9,2	4,95	9,36	10,1	8,6	5,28	9,5	10,3	8,78	5,29
50	57	11,3	12,2	10,4	5,47	10,4	11,3	9,55	5,97	10,5	11,4	9,70	5,9

Продолжение

V_{c1}/V_{s1}		АК-75											
		0,02				0,04				0,04			
		Расчетные								Экспериментальные			
p_6	p_2	p_1	π_1	p_{02}	π_2	p_1	π_1	p_{02}	π_2	p_1	π_1	p_{02}	π_2
1	1,14	7,16	7,82	6,6		6,1	6,63	5,64		6	6,52	5,54	
10	11,4	8,9	9,7	8,2	1,39	7,65	8,3	7,08	1,62	7,5	8,15	6,95	1,65
20	22,8	10,4	11,3	9,55	2,39	9,1	9,9	8,4	2,72	9	9,8	8,3	2,75
30	34,2	11,9	12,9	10,9	3,25	10,2	11,1	9,4	3,64	10	10,9	9,2	3,72
40	45,5	13,3	14,4	12,2	3,73	11,4	12,4	10,5	4,33	11,5	12,5	10,6	4,38
50	57	14,6	15,9	13,5	4,28	12,7	13,8	11,7	4,87	13	14,1	12	4,75
60	68,5	15,5	16,9	14,4	4,76	13,5	14,7	12,4	5,5	14	15,2	12,9	5,3
70	79,5	17,2	18,7	15,8	5,05	14,8	16,1	13,6	5,85	14,5	15,8	13,3	5,97
80	91	18,3	19,9	16,8	5,3	15,7	17	14,5	6,3	15,5	16,8	14,3	6,35

Продолжение

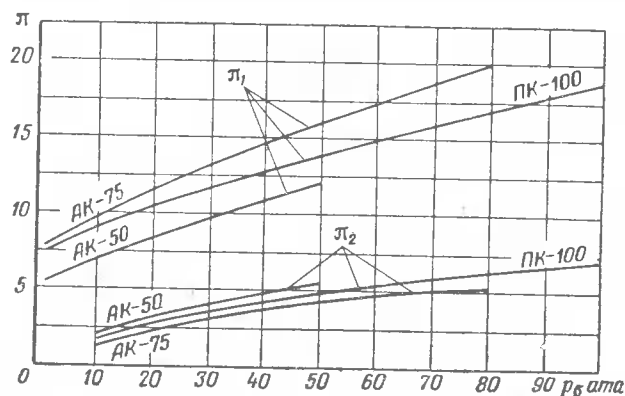
V_{c1}/V_{s1}		ПК-100											
		0,015				0,0313				0,0313			
		Расчетные								Экспериментальные			
p_6	p_2	p_1	π_1	p_{02}	π_2	p_1	π_1	p_{02}	π_2	p_1	π_1	p_{02}	π_2
1	1,14	7,12	7,75	6,55		6,65	7,25	6,11		6,5	7,05	5,97	
10	11,4	8,3	9,01	7,65	1,49	7,85	8,55	7,2	1,59	8	8,7	7,35	1,55
20	22,8	9,65	10,5	8,85	2,57	8,95	9,75	8,25	2,76	9	9,8	8,3	2,75
30	34,2	10,7	11,6	9,8	3,48	10	10,9	9,2	3,72	10	10,8	9,2	3,72
40	45,5	11,85	12,9	11	4,12	10,8	11,7	9,95	4,8	11	12	10,1	4,5
50	57	13	14,1	12	4,75	11,8	12,8	10,9	5,22	12	13	11	5,2
60	68,5	13,6	14,8	12,5	5,47	12,6	13,7	11,6	5,9	13	14,2	11,9	5,75
70	79,5	14,6	15,9	13,5	5,9	13,5	14,7	12,4	6,4	14	15,2	12,9	6,15
80	91	15,6	16,9	14,4	6,32	14,3	15,5	13,2	6,9	14,5	15,8	13,3	6,22
90	103	16,2	17,6	14,9	6,9	15,1	16,4	13,9	7,41	15,5	16,8	14,3	7,2
100	114	17,2	18,7	15,8	7,2	16,1	17,5	14,8	7,73	16,5	17,9	15,2	7,5

В рассматриваемом классе машин межступенчатый пропуск воздуха не оказывает значительного влияния на межступенчатое давление p_1 и экспериментальные замеры совпадают с расчетными величинами. При работе компрессоров со сниженным числом оборотов внешние и внутренние пропуски воздуха могут нарушить процессы, протекающие в ступенях, и повлиять главным образом на производительность компрессора. Так, в период мгновенных процессов сжатия и выталкивания воздуха из II ступени, кроме изменения геометрических контуров собственных диаграмм, межступенчатые пропуски окажут влияние на процессы расширения воздуха из мертвого пространства I ступени. В этом случае политропы расширения отклонятся в сторону формального увеличения n и производительность компрессора будет снижена за счет увеличенного подогрева всасываемого воздуха. В период мгновенных процессов расширения воздуха из мертвого пространства II ступени межступенчатые пропуски окажут влияние на политропы сжатия воздуха в I ступени, отклонив их в сторону формального увеличения n . Эти отклонения, а также пропуски в трубопровод и в картер компрессора при вычислении термодинамических параметров процессов сжатия и расширения обычно не учитываются.

На фиг. 14 применительно к компрессорам АК-50, АК-75 и ПК-100 приведены иллюстрации характеристик π_1 и π_2 как $f(p_6)$. Имея в виду, что степень повышения давлений определяет тепловую нагрузку ступени, заметим, что наиболее удовлетворительно распределение π получено применительно к компрессору АК-50.

В этом случае величины π_1 и π_2 имеют сравнительно небольшое расхождение. В компрессоре АК-75 вследствие чрезмерного увеличения соотношения рабочих объемов I и II ступеней величина π_1 возросла, а величина π_2 снизилась. Это обстоятельство привело к перегреву I ступени, и в более поздней модификации — в компрессоре ПК-100, заставило изменить размерность так, чтобы характеристики π_1 и π_2 были сближены.

Характеристики π_1 , π_2 и V'_1 как $f(V_{c1})$ и (V_{c2}) , вычисленные для компрессора АК-75, приведены на фиг. 15. Здесь на первой и второй осях абсцисс соответственно отложены отношения V_{c1}/V_{s1} и

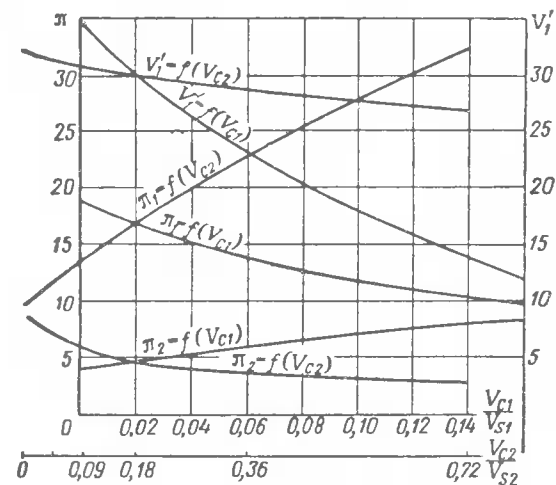


Фиг. 14. Характеристики π_1 и π_2 как $f(p_6)$, вычисленные по размерности компрессоров АК-50, АК-75 и ПК-100.

V_{c2}/V_{s2} , числовые значения которых соответственно 0,02 и 0,18, получаемые при сборке компрессора по техническим условиям, на осях абсцисс совмещены. Как ранее было замечено, с увеличением V_{c1}/V_{s1} величина V'_1 , характеризующая производительность компрессора, резко падает, в то время как изменение V_{c2}/V_{s2} не оказывает значительного влияния на производительность компрессора. С увеличением V_{c2}/V_{s2} степень повышения давления в I ступени увеличивается, а во II — уменьшается, а с увеличением V_{c1}/V_{s1} , наоборот, — степень повышения давлений в I ступени уменьшается, а во II — увеличивается.

В приведенном исследовании показано изменение давлений p_1 и p'_1 как $f(p_2)$, $f(V_{c1})$ и $f(V_{c2})$. Очевидно, что, кроме этих параметров, можно выяснить, как изменяются промежуточные давления в зависимости от различных отношений V_{s1}/V_{s2} , а также и от эффективности охлаждения цилиндров, т. е. далее возможно рассмотреть p_1 и p'_1 как $f(V_{s1}/V_{s2})$ и $f(n)$. Следовательно, при проектировании двухступенчатого компрессора конструктор при выборе оптимальных значений $\pi_1 = \frac{p_1}{p_{01}}$ и $\pi_2 = \frac{p_2}{p_{02}}$ располагает четырьмя конструктивными и эксплуатационными параметрами: V_{c1}/V_{s1} , V_{c2}/V_{s2} ,

V_{s1}/V_{s2} и n . При доводке двухступенчатого компрессора из этого количества параметров выпадает V_{s1}/V_{s2} , так как изменение рабочей размерности по существу приводит к новой компоновке машины. С увеличением количества ступеней возможности конструктора еще более расширяются, например, для трехступенчатого компрессора добавляются два параметра: V_{c3}/V_{s3} и V_{s2}/V_{s3} и т. д.



Фиг. 15. Характеристики V'_1 , π_1 и π_2 как $f\left(\frac{V_{c1}}{V_{s1}}\right)$ и $f\left(\frac{V_{c2}}{V_{s2}}\right)$, вычисленные по размерности компрессора АК-75.

При проектировании z -ступенчатого ПК для подбора π в ступенях возможно по одной переменной величине получить m вариантов расчета, число которых определяется по формуле $m=2z$. При доводке z -ступенчатого ПК для подбора π в ступенях возможно по одной переменной величине получить m_1 вариантов эксперимента, число которых определяется формулой $m_1=z+1$.

В главе сделано сравнение вычисленных величин с экспериментальными измерениями, проведенными на ПК, выполненных по схеме с передачей газа через поршневой клапан.

Более подробно анализ распределения давлений в таких схемах, а также его сравнение с анализом, выполненным для других схем ПК, может быть сделан после рассмотрения характеристик межступенчатых давлений применительно к различным схемам компрессора.

Глава четвертая

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССОРОВ

Основные обозначения, принятые в IV, V и VI главах

G_2 — вес газа в наполняемой емкости при давлении p_2 ;
 G_n — вес газа в наполняемой или опорожняемой емкости при давлении p_n ;
 $L_p, L_{ид}$ — индикаторная работа, эквивалентная площади цикла соответственно реального и идеального одноступенчатого компрессора;

p_2 — давление газа в наполняемой емкости; при малом сопротивлении коммуникации нагнетания давления на выходе из компрессора;

p_n — давление газа в наполняемой и опорожняемой емкости, соответствующее началу перекачки; давление, полученное после перепуска газа; при $V_1 = \infty$ — давление газа, всасываемого в ступень;

p_1 — давление газа в опорожняемой емкости; при малом сопротивлении коммуникации питания давление на входе в компрессор;

p_{n2}, p_{n1} — давление газа соответственно в наполняемой и опорожняемой емкостях в начале перекачки.

p_{2max}, p_{1max} — соответственно теоретическое и практическое максимально возможное давление в наполняемой емкости;

p_{1min}, p_{2min} — соответственно теоретическое и практическое минимально возможное давление в опорожняемой емкости;

Q_{p_n} — производительность компрессора; временной объем газа, приведенный к давлению 1 ата, подсчитанный при начальном давлении p_n ;

V_s — рабочий объем цилиндра одноступенчатого компрессора;

V_c — объем мертвого пространства цилиндра одноступенчатого компрессора;

V_1, V_2 — объемы соответственно опорожняемой и наполняемой емкостей;

γ_1, γ_2 — удельные веса соответственно всасываемого и нагнетаемого газа;

η_v — коэффициент наполнения цилиндра: отношение индикаторного объема всасывания к рабочему объему цилиндра;

η_v — коэффициент выталкивания: отношение индикаторного объема выталкивания к рабочему объему цилиндра;

$\eta_w = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4^*$ — коэффициент, учитывающий потери при входе газа в цилиндр и при его компримировании;

η_1 — коэффициент, учитывающий подогрев газа при входе в цилиндр;

η_2 — коэффициент, учитывающий сопротивления клапанных механизмов;

η_3 — коэффициент, учитывающий изменение влажности газа при его компримировании;

η_4^* — коэффициент, учитывающий влияние внешних и внутренних пропусков;

$\lambda = \eta_w \eta_v$ — коэффициент подачи, приведенный к условиям всасывания;

$\lambda' = \eta_w \eta_v$ — коэффициент подачи, приведенный к условиям нагнетания;

$\pi_2 = \frac{p_2}{p_n}$ — степень повышения давлений в наполняемой емкости (при $V_1 = \infty$ в цилиндре компрессора);

$\pi_1 = \frac{p_n}{p_1}$ — степень понижения давлений в опорожняемой емкости (при $V_2 = \infty$ в цилиндре компрессора);

$\pi_1' = \frac{p_1}{p_n}$ — обратная величина степени понижения давлений;

π_{2max} — максимально возможная степень повышения давлений;

$\pi_{2зад}$ — заданная степень повышения давлений;

$\pi_{2экстр}$ — степень повышения давлений, соответствующая экстремуму рассматриваемой функции;

τ_2 — время наполнения емкости от давления p_n до давления p_2 ;

τ_1 — время опорожнения емкости от давления p_n до давления p_1 ;

τ_2' — время наполнения емкости от давления p_{n2} до давления p_2 ;

τ_1' — время опорожнения емкости от давления p_{n1} до давления p_1 .

Нижние индексы

r, id — указывают, что величина относится к реальному или идеальному компрессору;

1, n — указывают, что величина относится к условиям всасывания, если не оговорено иначе;

2 — указывает, что величина относится к условиям нагнетания, если не оговорено иначе.

До настоящего времени в литературе производительность поршневого компрессора рассматривается при постоянных давлениях на входе и выходе из ступени. При этом коэффициент наполнения ступени, а следовательно, и производительность — величины постоянные.

В настоящей главе предлагается метод определения производительности одноступенчатых поршневых компрессорных машин, работающих при переменных давлениях на входе и выходе из ступени. Исследование опирается на экспериментальный материал, полученный при эксплуатации кислородных компрессоров, рассмотренных в десятой и одиннадцатой главах.

Производительность при постоянных давлениях режима

При расчете производительности поршневого компрессора обычно пользуются формулой, определяющей временной объем газа, приведенный к давлению 1 ата:

$$Q = \lambda V_s i n \quad \text{м}^3/\text{мин}, \quad (4.1)$$

где Q — объем газа в м^3 , вытолкнутый компрессором за 1 мин (приведенный к 1 ата);

λ — коэффициент подачи;

V_s — рабочий объем цилиндра в м^3 ;

i — число цилиндров;

n — число оборотов в минуту.

Здесь под коэффициентом подачи подразумевается эффективность использования цилиндра, определяемая произведением

$$\lambda = \eta_w \eta_v, \quad (4.2)$$

где η_v — коэффициент наполнения цилиндра;

η_w — коэффициент остальных потерь.

Коэффициент наполнения цилиндра выражается через параметры компрессора и режима по известной формуле

$$\eta_v = 1 - \frac{V_c}{V_s} \left[\left(\frac{p_2^*}{p_1^*} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right], \quad (4.3)$$

которая действительна как для идеального, так и для реального газа.

Здесь $\frac{V_c}{V_s}$ — отношение объема мертвого пространства цилиндра к рабочему объему цилиндра;

$\frac{p_2^*}{p_1^*}$ — отношение давления на линии нагнетания к давлению на линии всасывания;

n — показатель политропы.

Коэффициент остальных потерь, оценивающий потери при входе газа в цилиндр и при дальнейшем его компримировании, определяется произведением

$$\eta_w = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4^*, \quad (4.4)$$

где η_1 — коэффициент, учитывающий влияние подогрева газа при входе в цилиндр вследствие соприкосновения его с горячими деталями конструкции, и смешения с воздухом, расширившимся из мертвого пространства.

Коэффициент приближенно оценивается отношением температур $\eta_1 = \frac{T_n}{T_{01}}$ (здесь T_n и T_{01} — соответственно температуры газа во всасывающем трубопроводе и в цилиндре компрессора в конце всасывания) и величина его лежит в пределах 0,9—1. Этот интервал зависит от степени повышения давлений в цилиндре, величина которой влияет на конечную температуру газа, расширяющегося из мертвого пространства. В некоторых конструкциях компрессоров, например, при всасывании газа через окно, сильно расширенный газ мертвого пространства может иметь температуру ниже всасываемого газа и тогда при смешении газов η_1 может получить значение, близкое к 1. График изменения этого коэффициента в зависимости от изменения степени повышения давлений приводится в литературе¹.

η_2 — коэффициент, учитывающий влияние сопротивления клапанных механизмов при всасывании и выталкивании газа из цилиндра. Эти потери отображаются на индикаторной диаграмме (фиг. 16) соответственно падением и повышением давлений на величины $|\Delta p_1|$ и $|\Delta p_2|$. В результате излишнего расширения и сжатия газа теряется часть хода всасывания, определяемая величиной ΔV_1 . При

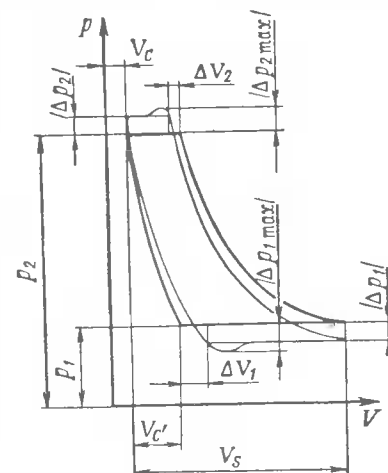
правильно спроектированных клапанных механизмах величина коэффициента η_2 лежит в пределах 0,95—0,98, причем значение коэффициента тем меньше, чем больше скорость газа в клапанах, сила пружины и масса клапана.

η_3 — коэффициент, учитывающий влияние изменения влажности газа, вследствие конденсации водяных паров при охлаждении. Если рассматривать индикаторную диаграмму только с учетом изменения влажности газа, то величина коэффициента может быть оценена отношением веса газа, поданного компрессором в емкость, к весу засосанного газа. Пределы значения коэффициента не исследованы. Вопрос представляет некоторую сложность, если иметь в виду изменение газовой постоянной, величина которой при более сухом газе меньше и, следовательно, при равных объемах, давлениях и температурах вес сухого газа больше веса влажного.

η_4^* — коэффициент, учитывающий влияние внешних и внутренних пропусков через клапаны, поршневые кольца, соединения трубопроводов и пр. Его величина в зависимости от быстроходности компрессора, степени повышения давлений, качества изготовления и приработки герметизирующих деталей находится в пределах 0,95—0,98. Эти данные обычно приводятся в литературных источниках, но их, очевидно, следует относить к наиболее удачным конструкциям.

Точную оценку величины всех потерь сделать затруднительно из-за сложной взаимной связи различных факторов. Величина коэффициента η_w обычно оценивается пропорционально степени повышения давления, например, при повышении давления в два раза потери оцениваются в 2—3%, а при повышении давления в пять раз потери достигают до 10%. Это относится к хорошо выполненной быстроходной машине с поршневыми кольцами. В тихоходном компрессоре, например кислородном, где уплотнение газа осуществляется манжетами, потери могут возрасти. Приведенные определения физического смысла отдельных коэффициентов дает возможность более или менее правильно оценить значение η_w применительно к данному компрессору.

Применяя формулы (4.1), (4.2), (4.3), (4.4), можно определить количество перекачанного газа, т. е. производительность компрессора, выраженную единицами объема или веса, при условии: а) вса-



Фиг. 16. Теоретическая и действительная индикаторные диаграммы цилиндра компрессора.

¹ М. И. Френкель, Поршневые компрессоры, Машгиз, 1960.

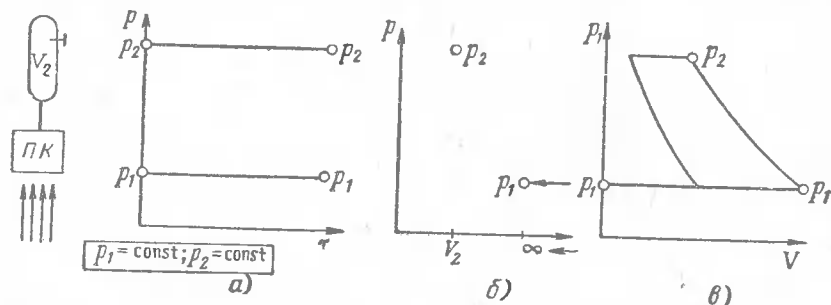
В. Е. Лисицкий, А. М. Горшков, Компрессорные машины, Госэнергоиздат, 1948.

сывание газа с постоянным давлением, например, из атмосферы или из газгольдера, жесткость которого близка к нулю; б) выталкивание газа с постоянным давлением, например в ресивер. Эти условия можно записать как постоянные отношения

$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \frac{p_2 T_1 R_1}{p_1 T_2 R_2} = \text{const},$$

где γ_1 , p_1 , T_1 и R_1 — соответственно удельный вес, давление, температура и газовая постоянная всасываемого газа; γ_2 , p_2 , T_2 и R_2 — соответственно удельный вес, давление, температура и газовая постоянная нагнетаемого газа.

Такой случай работы компрессора изображен на фиг. 17. В координатах $p\tau$ показаны давления по времени. Прямые p_1 — p_1 и p_2 — p_2 иллюстрируют давления соответственно на всасыва-



Фиг. 17. Характеристики постоянного режима работы поршневого компрессора.

а — постоянные по времени давления p_1 и p_2 , б — давление в ресивере p_2 и условно отложенное на оси абсцисс атмосферное давление p_1 , в — теоретическая индикаторная диаграмма, когда p_2 и $p_1 = \text{const}$.

нии и нагнетании. Эти давления можно представить в координатах pV (фиг. 17, б). Здесь, точка p_1 соответствует давлению и объему питающего ресивера или атмосферному давлению, условно отброшенному на оси абсцисс, а точка p_2 — давлению и объему наполняемого ресивера. При таком режиме индикаторная диаграмма цилиндра компрессора (фиг. 17, в) не изменяется, и производительность компрессора может быть определена по формуле (4.1).

Многие поршневые компрессорные машины, например кислородные компрессоры, рассмотренные в десятой и одиннадцатой главах, работают с переменными по времени давлениями p_1 и p_2 . При этом величина коэффициента наполнения также переменна и определить производительность по формуле (4.1) не представляется возможным.

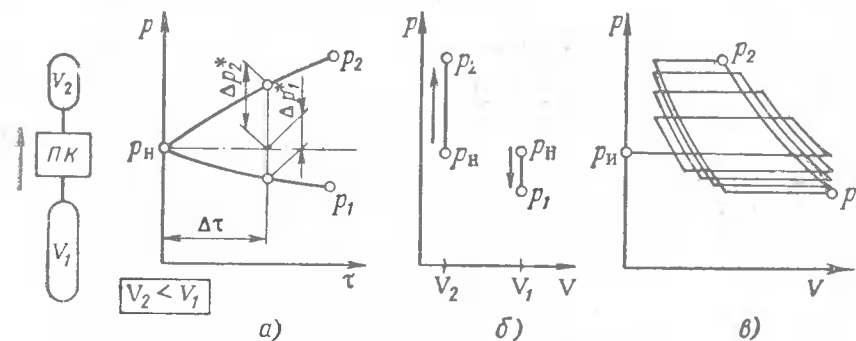
Производительность компрессора, работающего при переменном режиме, есть величина переменная, ее изменение зависит от давлений, изменяющихся с каждым моментом времени. К такому режиму относится: а) перекачивание газов, транспортируемых в жест-

ких емкостях; б) наполнение жесткой емкости при засасывании газа из газгольдера, ресивера с постоянным давлением или воздуха из атмосферы; в) опорожнение жесткой емкости или барокамеры и некоторые другие случаи работы компрессора.

В настоящей главе производительность компрессора рассматривается как $f(p)$, приводится анализ выведенных формул и решения их относительно основных параметров.

Производительность как функция рабочего давления

Итак, рассматривая производительность одноступенчатых компрессоров в зависимости от изменения давления на входе и выходе из цилиндра, примем следующие условия: газ идеальный, сопротивление клапанов и другие потери для данного режима постоянны, изохорические процессы в наполняемой и опорожняемой емкостях протекают при постоянной температуре.



Фиг. 18. Характеристики переменного режима работы поршневого компрессора, когда объем наполняемой емкости меньше объема питающей емкости.

а — кривые $p_n - p_2$ и $p_n - p_1$ — изменение давлений по времени перекачки соответственно в наполняемой и опорожняемой емкости, б — $p_n - p_2$ и $p_n - p_1$ линии изохорических процессов соответственно в наполняемой и опорожняемой емкости, в — теоретическая индикаторная диаграмма, когда $V_2 < V_1$.

Работа при $V_2 < V_1$ — один из наиболее общих случаев установки компрессора — характеризует перекачивание газа из емкости V_1 в емкость V_2 . На фиг. 18 представлена схема такой установки и ее характеристики. Кривые $p_n - p_2$ и $p_n - p_1$ в координатах $p\tau$ (фиг. 18, а) иллюстрируют соответственно изменение давления в наполняемой и опорожняемой емкостях. В координатах pV (фиг. 18, б) этот процесс отражается изохорами $p_n - p_2$ и $p_n - p_1$. Индикаторная диаграмма в этом случае, как видно из фиг. 18, в, имеет переменный коэффициент наполнения цилиндра.

Работа при $V_2 > V_1$, представленная схемой и характеристиками на фиг. 19, отличается от предыдущей менее интенсивным подъемом давления в наполняемой емкости V_2 и более интенсивным понижением давления в опорожняемой емкости V_1 .

В рассмотренных случаях производительность компрессора может быть вычислена или по формуле, определяющей количество перекачанного газа из опорожняемой емкости за время τ_1 :

$$Q_{p_n} = \frac{V_1 (p_n - p_1) 60}{\tau_1 p_0 1000} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (4.5)$$

где Q_{p_n} — производительность, подсчитанная при начальном давлении p_n (приведенная к 1 *атм*);

V_1 — объем опорожняемой емкости в л;

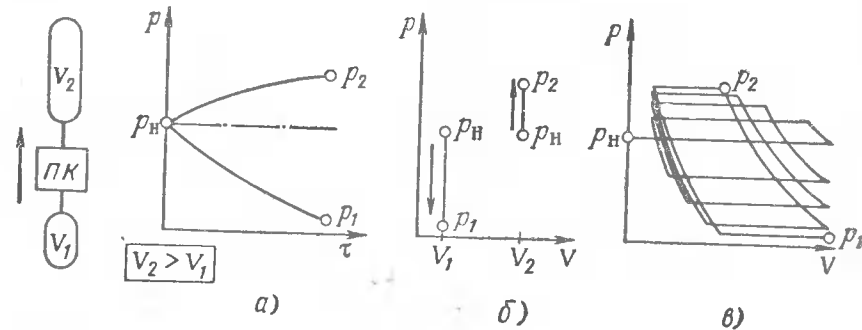
p_n — начальное давление в опорожняемой и наполняемой емкостях в *атм* (давление, полученное после перепуска газа);

p_1 — конечное давление в опорожняемой емкости в *атм*;

τ_1 — время опорожнения емкости от давления p_n до давления p_1 в мин;

p_0 — атмосферное давление, равное 1 *атм*;

$\frac{60}{1000}$ — переводной коэффициент размерности,



Фиг. 19. Характеристики переменного режима работы поршневого компрессора, когда объем наполняемой емкости больше объема питающей емкости. а — кривые $p_n - p_2$ и $p_n - p_1$ — изменение давлений по времени перекачки соответственно в наполняемой и опорожняемой емкостях, б — $p_n - p_2$ и $p_n - p_1$ — линии изохорических процессов соответственно в наполняемой и опорожняемой емкостях, в — теоретическая индикаторная диаграмма, когда $V_2 > V_1$.

или по формуле, определяющей количество перекачанного газа в наполняемую емкость за время τ_2 :

$$Q_{p_n} = \frac{V_2 (p_2 - p_n) 60}{\tau_2 p_0 1000} \text{ м}^3/\text{час}, \quad (4.6)$$

где V_2 — объем наполняемой емкости в л;

p_2 — конечное давление в наполняемой емкости в *атм*;

τ_2 — время наполнения емкости от давления p_n до давления p_2 в мин.

Если рассматривается перекачка газов при высоких давлениях, то в формулы без существенных ошибок можно подставлять избы-

точные давления, и только при малых расчетных давлениях вычисление следует вести в абсолютных величинах.

Здесь ранее принятые давления на линии всасывания p_1^* и на линии нагнетания p_2^* отождествлены соответственно с давлениями в опорожняемой и наполняемой емкостях. Это возможно сделать, поскольку рассматривается перекачивание газа с большими величинами давлений и, в этом случае, скорость газа, а следовательно, и сопротивления в магистралях малы. Практически величины сопротивлений в магистралях не превышают точность, оговоренную в паспортах манометрических приборов применяемого класса. Принятое обобщение давлений позволяет упростить запись формул.

В формуле (4.5) и (4.6) известны все параметры, за исключением времени τ_1 и τ_2 . Следовательно, задача сводится к определению длительности перекачивания газа в зависимости от параметров режима. Элементарное весовое количество газа, взятое компрессором из опорожняемой емкости V_1 за время $d\tau_1$, будет

$$dG = V_1 \ln \gamma_1 d\tau_1. \quad (4.7)$$

На основании уравнения Клайпейрона—Менделеева весовое приращение газа в наполняемой емкости за время $\tau_2 = \tau_1$ запишется

$$dG = \frac{V_2}{RT_2} dp_2, \quad (4.8)$$

где dp_2 — приращение давления в наполняемой емкости за время $d\tau_2 = d\tau_1$.

Приравняв формулы (4.7) и (4.8) и разделяя переменные, получим

$$d\tau_2 = \frac{V_2 dp_2}{V_1 \ln \gamma_1 RT_2}. \quad (4.9)$$

Выразим значение переменных γ_1 и λ через давления. Удельный вес всасываемого газа определится из соотношения

$$\gamma_1 = \frac{p_1}{RT_1}. \quad (4.10)$$

Полагая $T_1 = T_2$, т. е. считая, что тепло, полученное при сжатии газа в цилиндре компрессоров, полностью отнято холодильником, установленным в коммуникации, можем принять приращение давления в наполняемой емкости обратно пропорционально объему емкостей:

$$\Delta p_2^* = \Delta p_1^* \frac{V_1}{V_2}. \quad (4.11)$$

За время $\Delta\tau$ (фиг. 18 и 20) в опорожняемой емкости давление упадет на величину Δp_1^* и будет равно $p_1 = p_n - \Delta p_1^*$, а в напол-

няемой емкости возрастет на величину Δp_2^* и будет равно $p_2 = p_n + \Delta p_2^*$. Тогда согласно соотношению (4.11) получим

$$p_1 = p_n - (p_2 - p_n) \frac{V_2}{V_1},$$

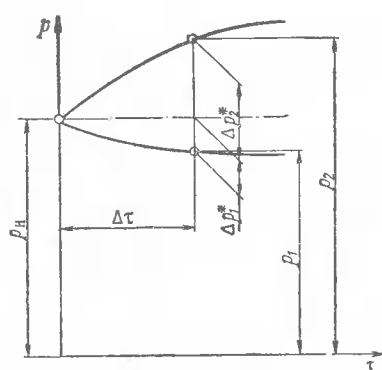
или после преобразований

$$p_1 = \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_n - \frac{V_2}{V_1} p_2. \quad (4.12)$$

Подставим значение p_1 в формулу (4.10):

$$\gamma_1 = \frac{\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_n - \frac{V_2}{V_1} p_2}{RT_1}. \quad (4.13)$$

Выразим значение коэффициента подачи λ через давление режима. В соответствии с обозначениями фиг. 16 коэффициент наполнения цилиндра запишется



$$\eta_v = \frac{V_s - V_{c'}}{V_s},$$

где $V_{c'}$ — индикаторный объем газа, расширившегося из мертвого пространства.

Имея в виду, что

$$V_{c'} + V_c = V_c \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}},$$

получим

$$\eta_v = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) - \frac{V_c}{V_s} \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}}. \quad (4.14)$$

Фиг. 20. Изменение давлений в наполняемой и опорняемой емкостях в зависимости от времени работы компрессора.

После подстановки значения p_1 согласно (4.12) формула (4.14) примет вид

$$\eta_v = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) - \frac{V_c}{V_s} \left[\frac{p_2}{\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_n - \frac{V_2}{V_1} p_2} \right]^{\frac{1}{n}}. \quad (4.15)$$

Произведение $\lambda \gamma_1$ в соответствии с формулами (4.2), (4.13) и (4.15) запишется

$$\lambda \gamma_1 = \frac{\eta_{tw}}{RT_1} \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) - \frac{V_c}{V_s} \left[\frac{p_2}{\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_n - \frac{V_2}{V_1} p_2} \right]^{\frac{1}{n}} \times \right. \\ \left. \times \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_n - \frac{V_2}{V_1} p_2 \right] \right\}.$$

Принимая процесс изотермическим, после преобразования получим

$$\lambda \gamma_1 = \frac{\eta_{tw}}{RT_1} \left\{ \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \right] p_n - \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \frac{V_2}{V_1} + \frac{V_c}{V_s} \right] p_2 \right\}.$$

Подставляя произведение $\lambda \gamma_1$ в уравнение (4.9) и сокращая величины T_1 и T_2 , будем иметь

$$d\tau_2 = \frac{V_2 dp_2}{V_s \ln \eta_{tw} \left\{ \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \right] p_n - \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \frac{V_2}{V_1} + \frac{V_c}{V_s} \right] p_2 \right\}}. \quad (4.16)$$

Для упрощения интегрирования введем следующие обозначения постоянных величин:

минутная емкость компрессора

$$A = V_s \ln \eta; \quad (4.17)$$

безразмерный коэффициент при p_n

$$B_2 = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right); \quad (4.18)$$

безразмерный коэффициент при p_2

$$B_2 - 1 = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \frac{V_2}{V_1} + \frac{V_c}{V_s}.$$

Коэффициент при p_2 меньше коэффициента при p_n на единицу, что ясно после раскрытия скобок и сокращения величин. Следовательно, уравнение (4.16) примет вид

$$d\tau_2 = \frac{V_2}{A \eta_{tw}} \frac{dp_2}{[B_2 p_n - (B_2 - 1) p_2]}.$$

Интеграл этого выражения от p_n до p_2 дает конечное значение времени наполнения емкости

$$\tau_2 = \frac{V_2}{A \eta_{tw}} \int_{p_n}^{p_2} \frac{dp_2}{B_2 p_n - (B_2 - 1) p_2}.$$

Умножая числитель и знаменатель на $-(B_2-1)$, получим

$$\tau_2 = -\frac{V_2}{A\gamma_w(B_2-1)} \int_{p_H}^{p_2} \frac{-(B_2-1) dp_2}{B_2 p_H - (B_2-1) p_2}.$$

Имея в виду, что $B_2 p_H - (B_2-1) p_2 = y$; $-(B_2-1) dp_2 = dy$, после интегрирования запишем

$$\tau_2 = -\frac{V_2}{A\gamma_w(B_2-1)} \ln \left[B_2 p_H - (B_2-1) p_2 \right] \Big|_{p_H}^{p_2},$$

а после подстановки пределов и преобразований получим окончательно

$$\tau_2 = c_2 \ln \frac{p_H}{p_2 - B_2(p_2 - p_H)}. \quad (4.19)$$

Здесь введено обозначение постоянного множителя:

$$c_2 = \frac{V_2}{A\gamma_w(B_2-1)}. \quad (4.20)$$

Аналогично предыдущим рассуждениям может быть сделан вывод формулы времени, необходимого для опорожнения емкости V_1 с давления p_H до давления p_1 . Элементарное весовое количество газа, поданное компрессором в наполняемую емкость за время $d\tau_2$ равно

$$dG = V_s \ln \lambda' \gamma_2 d\tau_2,$$

где λ' — коэффициент подачи, приведенный к условиям нагнетания.

Соответствующее весовое уменьшение газа в опорожняемой емкости за время $d\tau_1$ определяется из характеристического уравнения

$$dG = \frac{V_1}{RT_1} dp_1.$$

Приравнявая эти значения и имея в виду, что $\tau_2 = \tau_1$, получим

$$d\tau_1 = \frac{V_1 dp_1}{V_s n i R T_1 \lambda' \gamma_2}. \quad (4.21)$$

Выразим переменные величины γ_2 и λ' через давления режима. Удельный вес нагнетаемого газа определяется из соотношения

$$\gamma_2 = \frac{p_2}{RT_2}. \quad (4.22)$$

Согласно фиг. 20 и формуле (4.11) запишем выражение давления в наполняемой емкости через давление p_1 :

$$p_2 = \left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right) p_H - \frac{V_1}{V_2} p_1. \quad (4.23)$$

Подставляя это значение в формулу (4.22), получим

$$\gamma_2 = \frac{\left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right) p_H - \frac{V_1}{V_2} p_1}{RT_2}. \quad (4.24)$$

Аналогично формуле (4.2) коэффициент подачи λ' равен

$$\lambda' = \eta_w \eta'_v. \quad (4.25)$$

Здесь под η'_v имеется в виду коэффициент выталкивания, т. е. отношение индикаторного объема выталкивания к рабочему объему цилиндра:

$$\eta'_v = \frac{V_s - V_{cI}}{V_s},$$

где V_{cI} — индикаторный объем, на величину которого уменьшился объем газа при сжатии.

Имея в виду, что

$$(V_s + V_c) - V_{cI} = (V_s + V_c) \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}},$$

получим

$$\eta'_v = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} - \frac{V_c}{V_s},$$

или после подстановки значения p_2 согласно формуле (4.23)

$$\eta'_v = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left[\frac{p_1}{\left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right) p_H - \frac{V_1}{V_2} p_1} \right]^{\frac{1}{n}} - \frac{V_c}{V_s}. \quad (4.26)$$

Принимая процесс изотермическим согласно формулам (4.24), (4.25) и (4.26), произведение $\lambda' \gamma_2$ после преобразований примет вид

$$\lambda' \gamma_2 = \frac{\gamma_w}{RT_2} \left\{ \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) + \frac{V_1}{V_2} \frac{V_c}{V_s} \right] p_1 - \left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right) \frac{V_c}{V_s} p_H \right\}.$$

Обозначая безразмерный коэффициент при p_1 через B_1 и безразмерный коэффициент при p_H через $B_1 - 1$:

$$B_1 = 1 + \frac{V_c}{V_s} \left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right), \quad (4.27)$$

$$B_1 - 1 = \frac{V_c}{V_s} \left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right),$$

согласно уравнению (4.21) запишем

$$d\tau_1 = \frac{V_1 dp_1}{A\gamma_{\text{гв}} [B_1 p_1 - (B_1 - 1) p_n]}.$$

Умножая числитель и знаменатель на B_1

$$\tau_1 = \frac{V_1}{A\gamma_{\text{гв}} B_1} \int_{p_n}^{p_1} \frac{B_1 dp_1}{- (B_1 - 1) p_n + B_1 p_1}.$$

и имея в виду, что $-(B_1 - 1) p_n + B_1 p_1 = y$; $B_1 dp_1 = dy$, после интегрирования и подстановки пределов, получим

$$\tau_1 = \frac{V_1}{A\gamma_{\text{гв}} B_1} \ln \frac{B_1 p_1 - (B_1 - 1) p_n}{B_1 p_n - (B_1 - 1) p_n}.$$

Заменяя постоянные через c_1

$$c_1 = \frac{V_1}{A\gamma_{\text{гв}} B_1}, \quad (4.28)$$

после преобразования числителя и знаменателя запишем окончательно формулу времени, необходимого для опорожнения емкости:

$$\tau_1 = -c_1 \ln \frac{p_n}{p_n - B_1 (p_n - p_1)}. \quad (4.29)$$

Здесь знак минус, полученный в результате интегрирования убывающей функции, физического смысла не имеет.

При выводе формул времени наполнения и опорожнения емкостей мы пользовались зависимостями p_1 и p_2 , определяемыми из формул (4.12) и (4.23). Для подсчета p_n по заданным p_1 и p_2 эти формулы можно привести к виду

$$p_n = \frac{p_1 + \frac{V_2}{V_1} p_2}{1 + \frac{V_2}{V_1}}; \quad (4.30)$$

$$p_n = \frac{p_2 + \frac{V_1}{V_2} p_1}{1 + \frac{V_1}{V_2}}, \quad (4.31)$$

или для n -го числа емкостей давление перепуска p_n определяется по формуле

$$p_n = \frac{p_1 V_1 + p_2 V_2 + \dots + p_n V_n}{V_1 + V_2 + \dots + V_n}. \quad (4.32)$$

Для определения p_1 , p_2 и p_n через отношение давлений $J = \frac{p_2}{p_1}$ согласно (4.12) и (4.23) после преобразований можно записать формулы

$$p_1 = \frac{\left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right) p_n}{J + \frac{V_1}{V_2}}; \quad (4.33)$$

$$p_2 = \frac{\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) J p_n}{1 + J \frac{V_2}{V_1}}. \quad (4.34)$$

Делая аналогичные преобразования, получим

$$p_n = \frac{\left(J + \frac{V_1}{V_2}\right) p_1}{1 + \frac{V_1}{V_2}}; \quad (4.35)$$

$$p_n = \frac{\left(1 + J \frac{V_2}{V_1}\right) p_2}{J \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right)}. \quad (4.36)$$

Формулы (4.19) и (4.29) дают возможность определить время наполнения или опорожнения емкости при любых значениях p_2 , p_1 , p_n , V_2 и V_1 , причем V_1 может быть больше V_2 , как это изображено на фиг. 18, или меньше V_2 , как это изображено на фиг. 19. При подстановке значений p_1 , p_2 и p_n , определяемых из формул (4.12), (4.23), (4.31) и (4.32) или из формул (4.33), (4.34), (4.35) и (4.36), величины времени τ_1 или τ_2 при равной величине A , т. е. для одного компрессора будут равны.

Когда объем мертвого пространства цилиндра компрессора незначителен, например менее 2%, для ориентировочных расчетов можно принять $V_c = 0$. Тогда согласно формуле (4.27) $B_1 = 1$ и время опорожнения емкости τ_1 , определяемое формулой (4.29), приводится к виду

$$\tau_1 = -c_1 \ln \frac{p_n}{p_1}. \quad (4.37)$$

Аналогично для формулы времени наполнения емкости коэффициент B_2 при $V_c = 0$ согласно формуле (4.18) принимает вид

$$B_2 = 1 + \frac{V_2}{V_1}. \quad (4.38)$$

При этом вид формулы (4.19) не изменится.

Работа при $p_{н2} > p_{н1}$, когда $V_2 \leq V_1$. Следует отметить случай, когда в начале перекачки газа давление в наполняемой емкости больше, чем давление в питающей емкости. Этот случай при любом соотношении объемов емкостей представлен на фиг. 21. Здесь время, необходимое для снижения давления в емкости от $p_{н1}$ до p_1 , может быть выражено как разность между временем, необходимым для снижения давления от $p_{н1}$ до p_1 и от $p_{н1}$ до $p_{н2}$, т. е. согласно формуле (4.29) можно написать

$$\tau'_1 = -\tau_1 - (-\tau'_1) = c_1 \left[\ln \frac{p_{н1} - B_1(p_{н1} - p_1)}{p_{н1} - B_1(p_{н1} - p_{н2})} - \ln \frac{p_{н1} - B_1(p_{н1} - p_1)}{p_{н1} - B_1(p_{н1} - p_{н1})} \right].$$

Запишем это выражение в виде

$$\tau'_1 = -c_1 \ln \frac{p_{н1} - B_1(p_{н1} - p_{н2})}{p_{н1} - B_1(p_{н1} - p_1)}. \quad (4.39)$$

Здесь, как и в (4.29), для одинакового построения формул введен знак минус. Аналогично согласно формуле (4.19) можно выразить и время наполнения емкости, когда начальное давление в ней равно $p_{н2}$

$$\tau'_2 = c_2 \ln \frac{p_{н2} - B_2(p_{н2} - p_{н1})}{p_{н2} - B_2(p_{н2} - p_1)}. \quad (4.40)$$

Если не учитывать влияния мертвого пространства, то коэффициент B_1 согласно формуле (4.27) равен 1, и формула времени опорожнения емкости (4.39) принимает вид

$$\tau'_1 = c_1 \ln \frac{p_{н1}}{p_1}. \quad (4.41)$$

Вид формулы времени наполнения емкости (4.40) в этом случае не изменяется, поскольку при $V_c = 0$

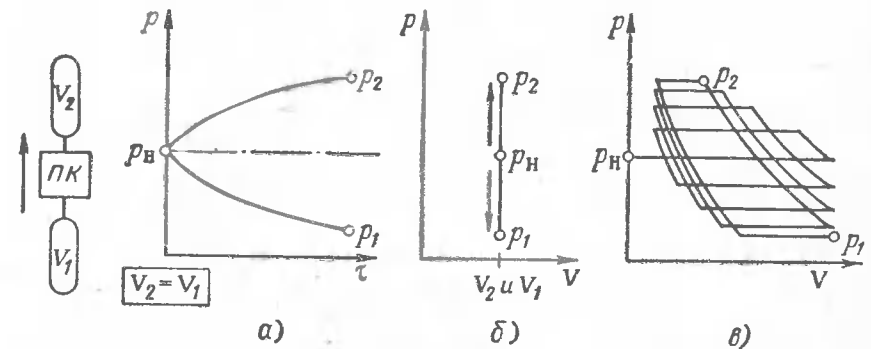
величина B_2 зависит, как это видно из выражения (4.38), от объемов подключенных емкостей.

Если в начале перекачки $p_1 > p_2$, то самодействующие клапаны пропустят газ через цилиндры компрессора, давление в питающих и наполняемых баллонах сравняется и станет равным $p_{н1}$. После достижения давления $p_{н1}$, величина которого определяется формулами (4.30), (4.31), (4.35) и (4.36) начинается нормальное перекачивание, время которого определяется формулами (4.19) и (4.29). Перепуск газа через компрессор часто применяется для охлаждения цилиндров. Зная время, затраченное на перекачивание газа, объемную производительность легко подсчитать по формулам (4.5) или (4.6).

Некоторые частные условия работы компрессора

Из рассмотренного общего случая установки компрессора в зависимости от объема подключенных емкостей, возможен ряд частных случаев. Например:

Работа при $V_2 = V_1$. На фиг. 22 представлена перекачка газа при равных объемах емкостей, т. е. когда $V_2/V_1 = 1$. Для этого случая



Фиг. 22. Характеристики переменного режима работы поршневого компрессора, когда объемы наполняемой и опорожняемой емкостей равны.

а—кривые $p_{н1}-p_2$ и $p_{н1}-p_1$ —изменение давлений по времени перекачки соответственно в наполняемой и опорожняемой емкостях, б— $p_{н1}-p_2$ и $p_{н1}-p_1$ —линии изохорических процессов соответственно в наполняемой и опорожняемой емкостях, в—теоретическая индикаторная диаграмма, когда $V_2 = V_1$.

выведенные формулы несколько изменяют вид. Давления режима согласно формулам (4.12), (4.23), (4.30) и (4.31):

$$p_2 = 2p_{н1} - p_1, \quad (4.42)$$

$$p_1 = 2p_{н1} - p_2, \quad (4.43)$$

$$p_{н1} = \frac{p_1 + p_2}{2}. \quad (4.44)$$

Давления режима, выраженные через отношения давлений согласно формулам (4.33), (4.34), (4.35) и (4.36), записываются

$$p_1 = \frac{2p_{н1}}{J+1}, \quad p_2 = \frac{2Jp_{н1}}{J+1}, \quad p_{н1} = \frac{(J+1)p_1}{2}, \quad p_{н1} = \frac{(J+1)p_2}{2J}.$$

Коэффициент B_1 , подставляемый в формулу (4.29), согласно формуле (4.27) равен

$$B_1 = 1 + 2 \frac{V_c}{V_s}. \quad (4.45)$$

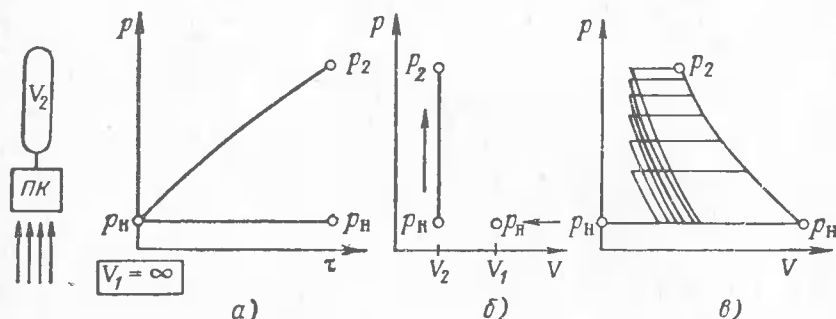
Коэффициент B_2 , подставляемый в формулу (4.19), согласно формуле (4.18) равен

$$B_2 = 2 \left(1 + \frac{V_c}{V_s} \right). \quad (4.46)$$

В этом случае внешний вид формул (4.19) и (4.29) не изменяется и только при $V_c=0$ величина $B_1=1$, а $B_2=2$. Тогда формула времени опорожнения емкости принимает вид (4.37), а формула времени наполнения преобразовывается к виду

$$\tau_2 = c_2 \ln \frac{p_H}{p_1}.$$

Как и в предыдущих случаях, при равных значениях A , т. е. для одного компрессора, эти формулы дают одинаковый числовой результат.



Фиг. 23. Наполнение поршневым компрессором емкости V_2 при засасывании воздуха из атмосферы.

а—кривая p_H-p_2 —изменение давления по времени в наполняемой емкости. Прямая p_H-p_H —постоянное атмосферное давление, б— p_H-p_2 —линия изохорического процесса в наполняемой емкости, p_H —условно отложенное на оси абсцисс атмосферное давление, в—теоретическая индикаторная диаграмма для случая, когда $V_1=\infty$.

Работа при $p_{H2} > p_{H1}$, когда $V_2=V_1$. Формулы времени наполнения и опорожнения емкости имеют вид (4.39) и (4.40) и только при расчетах без учета мертвого пространства, когда $B_1=1$ и $B_2=2$, формула времени опорожнения емкости принимает вид (4.41), а формула времени наполнения емкости вид

$$\tau_2' = c_2 \ln \frac{2p_H - p_{H2}}{p_1},$$

где c_2 — вычисляется по формуле (4.20).

Работа при $V_1=\infty$. На фиг. 23 изображены графики, характеризующие наполнение емкости при постоянном давлении питания, т. е. компрессор засасывает воздух непосредственно из атмосферы, газ из газгольдера или ресивера, давление в котором постоянно. В этом случае $p_1=p_H$, и в координатах $p\tau$ (см. фиг. 23, а) изобара всасывания изображается прямой p_H-p_H при одновременном подъеме давления в наполняемой емкости по характеристике p_H-p_2 . В координатах pV (см. фиг. 23, б) наполнение емкости отображается изохорой p_H-p_2 , а точка p_H , условно отложенная на оси абсцисс, иллюстрирует атмосферное давление. Изменение парамет-

ров режима в цилиндре компрессора на фиг. 23, в показано серией мгновенных индикаторных диаграмм.

Этот случай работы компрессора выражается частным решением формулы времени наполнения (4.19), когда ее коэффициент B_2 согласно формуле (4.18) при подстановке $V_1=\infty$ принимает вид

$$B_2 = 1 + \frac{V_c}{V_s}. \quad (4.47)$$

Формула времени опорожнения (4.29) в данном случае лишена физического смысла, то же относится и к формулам (4.23), (4.31), (4.32), (4.33) и (4.35), определяющим давление режима. По формулам (4.12) и (4.30) $p_1=p_H$, по формулам (4.34) и (4.36), $p_2=Jp_H$.

Полагая $V_c=0$, получаем согласно (4.47) $B_2=1$, что после подстановки в знаменатель формулы (4.19) дает $\ln 1$, т. е. нуль. При этом член B_2-1 , входящий в знаменатель, также превращается в нуль, и формула времени наполнения (4.19) дает неопределенность вида $\frac{0}{0}$. Раскроем эту неопределенность. Обозначим:

$$f = V_2 \ln \frac{p_H}{p_2 - B_2(p_2 - p_H)}, \quad \varphi = A\eta_w(B_2 - 1).$$

Первая производная от f при обозначении $f = V_2 \ln u$ равна

$$f' = V_2 \frac{1}{u} u' = \frac{V_2}{\frac{p_H}{p_2 - B_2(p_2 - p_H)}} \frac{(p_2 - p_H)p_H}{[p_2 - B_2(p_2 - p_H)]^2};$$

после преобразований, имея в виду, что $B_2=1$, получим

$$f'(B_2) = V_2 \frac{(p_2 - p_H)}{p_H}.$$

Первая производная от φ равна $\varphi' = A\eta_w$.

Тогда уравнение времени наполнения после преобразований принимает вид

$$\tau_2 = c_2' \left(\frac{p_2}{p_H} - 1 \right). \quad (4.48)$$

Здесь постоянный коэффициент равен

$$c_2' = \frac{V_2}{A\eta_w}. \quad (4.49)$$

Преобразовывая формулу (4.48) относительно давления нагнетания $p_2 = (p_H/c_2')\tau_2 + p_H$, заметим, что для данного случая характеристика времени наполнения определяется прямой линией с угловым коэффициентом p_H/c_2' и начальной ординатой p_H . Формулу (4.48) можно получить также и из равенства

$$A\eta_w\tau_2 = \frac{V_2(p_2 - p_H)}{p_H},$$

где левая часть — объемное количество газа, засосанное компрессором за время τ_2 , а правая часть — объем газа в емкости, приведенный к давлению p_n .

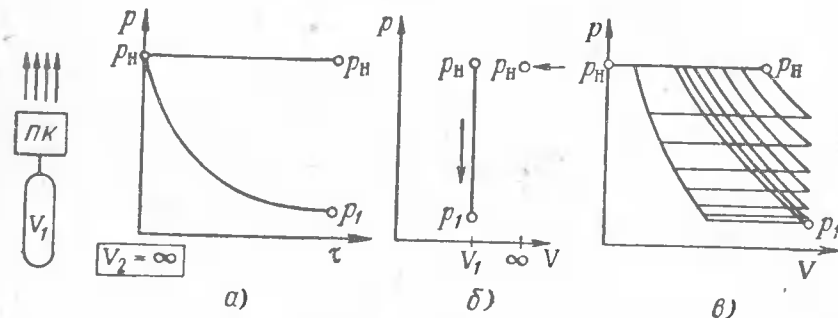
Работа при $p_{n2} > p_n$, когда $V_1 = \infty$. Время наполнения емкости с начального давления p_{n2} подсчитывается по формуле (4.40) при подстановке коэффициента B_2 согласно формуле (4.47). Определение времени наполнения без учета мертвого пространства, т. е. при $V_c = 0$, так же как и в предыдущих случаях, представляется разностью формул вида (4.48)

$$\tau'_2 = \tau_2 - \tau'_2 = c'_2 \left(\frac{p_2}{p_n} - 1 \right) - c'_2 \left(\frac{p_{n2}}{p_n} - 1 \right),$$

что после преобразований дает

$$\tau'_2 = c'_2 \left(\frac{p_2 - p_{n2}}{p_n} \right).$$

Работа при $V_2 = \infty$. На фиг. 24 изображены графики, характеризующие опорожнение емкости при постоянном давлении наг-



Фиг. 24. Опорожнение поршневым компрессором емкости V_1 при выталкивании газа в атмосферу.

а—кривая $p_n - p_1$ —изменение давления по времени в опорожняемой емкости. Прямая $p_n - p_n$ —постоянное атмосферное давление, б— $p_n - p_1$ —линия изохорического процесса в опорожняемой емкости, p_n —условно отложенное на оси абсцисс атмосферное давление, в—теоретическая индикаторная диаграмма для случая, когда $V_2 = \infty$.

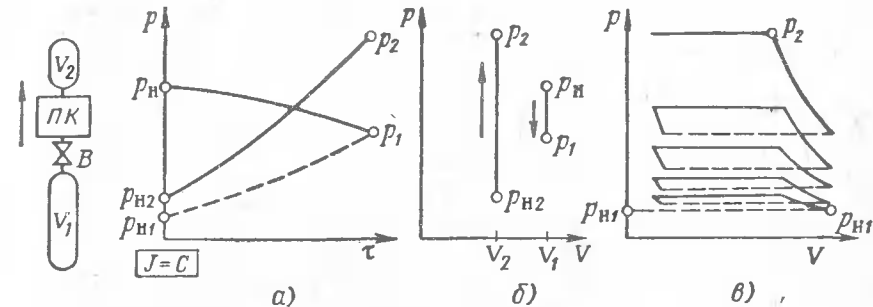
нетания, т. е. компрессор выталкивает газ или непосредственно в атмосферу, или в ресивер, давление в котором постоянно. В этом случае $p_2 = p_n$, и изобара нагнетания (см. фиг. 24, а) представляется прямой $p_n - p_n$ при одновременном падении давления в опорожняемой емкости по характеристике $p_n - p_1$. В координатах pV (см. фиг. 24, б) опорожнение емкости от p_n до p_1 отображается изохорой $p_n - p_1$. Точка p_n , условно изображенная на оси абсцисс, соответствует давлению нагнетания. Изменение параметров режима в цилиндре компрессора иллюстрируется мгновенными индикаторными диаграммами фиг. 24, в.

Этот случай работы компрессора также представляется частным решением формулы (4.29), когда ее коэффициент B_1 [формула (4.27)] при подстановке $V_2 = \infty$ принимает вид

$$B_1 = 1 + \frac{V_c}{V_s}. \quad (4.50)$$

Из выражений (4.23) и (4.31) получаем $p_n = p_2$, а из (4.33) и (4.35) $p_n = Jp_1$. Остальные формулы, определяющие величину давления в емкостях, лишены физического смысла.

При $V_c = 0$ коэффициент $B_1 = 1$ и время опорожнения емкости определяются из формулы (4.37).



Фиг. 25. Характеристики компрессорной установки при постоянной степени повышения давлений.

а—кривая $p_n - p_1$ —изменение давления по времени в питающей емкости, кривая $p_n - p_1$ —изменение давления на входе в компрессор после дросселирования, кривая $p_{n2} - p_2$ —давление в наполняемой емкости, б— $p_{n2} - p_2$ и $p_n - p_1$ —линии изохорических процессов соответственно в наполняемой и опорожняемой емкости, в—теоретическая индикаторная диаграмма, когда $\frac{p_2}{p_1} = \text{const}$.

Работа при $p_{n1} < p_n$, когда $V_2 = \infty$. Время опорожнения емкости с начального давления p_{n1} подсчитывается по формуле (4.39) при подстановке коэффициента B_1 согласно формуле (4.50). При $V_c = 0$ коэффициент $B_1 \approx 1$ и время опорожнения определяются из формулы (4.41). При $p_n = 1$ случаи $V_2 = \infty$ и $V_2 = \infty$ при $p_{n1} < p_n$ соответствуют работе вакуум-насоса без учета выравнивания давлений¹.

Работа при $J = c$. В ряде специальных установок возможна эксплуатация компрессора при поддержании отношения давления наполнения к давлению питания постоянным. При этом с увеличением давления p_2 давление питания также должно возрастать. Схема и характеристики такой установки изображены на фиг. 25.

¹ Для увеличения хода всасывания в вакуум-насосе выравнивают давления, т. е. осуществляют перепуск газа из мертвого пространства в разреженную полость цилиндра. При таком перепуске производительность вакуум-насоса увеличивается.

Компрессор получает питание из баллона V_1 , давление в котором p_n . Это давление дросселируется вентилем B до давления p_{n1} и далее после сжатия в цилиндре компрессора газ выталкивается в емкость V_2 с давлением p_{n2} . В этом случае давление p_{n1} дросселируется так, чтобы поддерживалось постоянное отношение $p_{n2}/p_{n1} = J = \text{const}$. Следовательно, за время τ (см. фиг. 25, а) давление в баллоне V_2 повысится от p_{n2} до p_2 , дросселируемое давление изменится от p_{n1} до p_1 , а давление в емкости питания понизится от p_n до p_1 . На фиг. 25, б в координатах pV давление в емкостях представлено изохорами $p_n - p_1$ и $p_{n2} - p_2$ при $V_1 > V_2$. Изменение давлений в цилиндре компрессора показано разомкнутыми индикаторными диаграммами на фиг. 25, в, площади замкнутых диаграмм изменятся пропорционально давлению дросселирования.

В данном случае для определения времени наполнения емкости справедливо уравнение (4.9). Принимая потери при всасывании, сжатии и подаче постоянными и имея в виду постоянство η_v , поскольку отношение давлений не изменяется, считаем $\lambda = \eta_w \eta_v = \text{const}$. Тогда, выражая удельный вес согласно формуле (4.10) через отношение давлений $\gamma_1 = \frac{p_2}{RTJ}$ и подставляя его значение в формулу (4.9), получим

$$\tau_2 = \frac{V_2 J}{A \gamma_{1w} \eta_v} \int_{p_{n2}}^{p_2} \frac{dp_2}{p_2}.$$

Обозначая постоянные величины через

$$c_2'' = \frac{V_2 J}{A \gamma_{1w} \eta_v}, \quad (4.51)$$

после интегрирования от p_{n2} до p_2 получим окончательно

$$\tau_2 = c_2'' \ln \frac{p_2}{p_{n2}} \quad \text{или} \quad \tau_2 = c_2'' \ln \frac{p_1}{p_{n1}}. \quad (4.52)$$

Заметим, что максимальное давление после дросселя не может быть больше давления в питающей емкости V_1 . При уравнивании этих давлений (точка p_1) дальнейшее поддержание постоянного отношения давлений невозможно. Давление p_1 может быть определено из равенства между объемом газа, засосанного из емкости V_1 , и объемом газа, поданного в емкость V_2 , т. е. согласно формулам (4.5) и (4.6) можно записать

$$V_1 (p_n - p_1) = V_2 (p_2 - p_{n2}). \quad (4.53)$$

Очевидно, что $p_{n2} = p_{n1} J$ и $p_2 = p_1 J$; подставляя эти значения в формулу (4.53) и решая ее относительно p_1 , после преобразований получим

$$p_1 = \frac{p_n + \frac{V_2}{V_1} J p_{n1}}{1 + \frac{V_2}{V_1} J}. \quad (4.54)$$

При $J=1$ получим $p_{n1} = p_{n2}$, тогда определим давление после перепуска $p_1 = \frac{p_n + (V_2/V_1) p_{n2}}{1 + (V_2/V_1)}$, ранее записанное формулой (4.30). (Здесь введена другая индексация). При $V_1 = V_2$ получим $p_1 = \frac{p_n + p_{n2}}{2}$. После достижения этих давлений начнется нормальная перекачка газа.

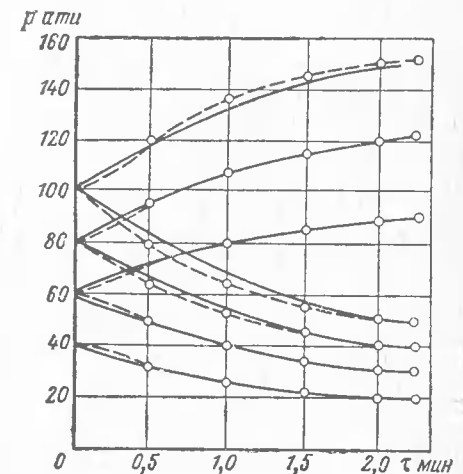
Для определения ее характеристик действительны все формулы, выведенные для любого случая установки компрессора, т. е. для любых соотношений V_1 и V_2 .

Работа при $p_{n2} = p_2$, когда $J = \text{const}$. При этих условиях линии $p_{n1} - p_1$ и $p_{n2} - p_2$ параллельны оси абсцисс, и компрессор работает при постоянных по времени давлениях всасывания и выталкивания. Этот случай рассматривается в литературе, он представлен на фиг. 17.

Оценка принятых допущений и примеры расчета

На фиг. 26 приведено сравнение расчетных характеристик наполнения и опорожнения емкостей (сплошные линии) с экспериментальными данными (пунктирные линии). Характеристики сняты на компрессоре КН-40 при условиях: $V_1 = V_2 = 40$ л и $p_n = 40, 60, 80$ и 100 ати. Из графиков видно, что расхождение расчетных и экспериментальных точек не превышает 5% по давлениям. Этот результат следует считать вполне удовлетворительным, поскольку расчетные величины и экспериментальные измерения связаны с некоторыми допущениями и неточностями.

Первое допущение, принятое при выводах формул, относится к идеализации закона изменения параметров газа при его сжатии. Принятое уравнение Клапейрона—Менделеева, как известно, не учитывает силы сцепления и величины молекулы. Для большинства газов при этом допущении ошибка увеличивается с увеличением давления газа и с понижением температуры. Имея в виду, что это приближение при температурах компрессии для большинства газов увеличивает коэффициент подачи, т. е. ошибка занижает величину производительности, обычно считают возможным принять этот закон при сжатии газов до 150—200 ати. Для боль-

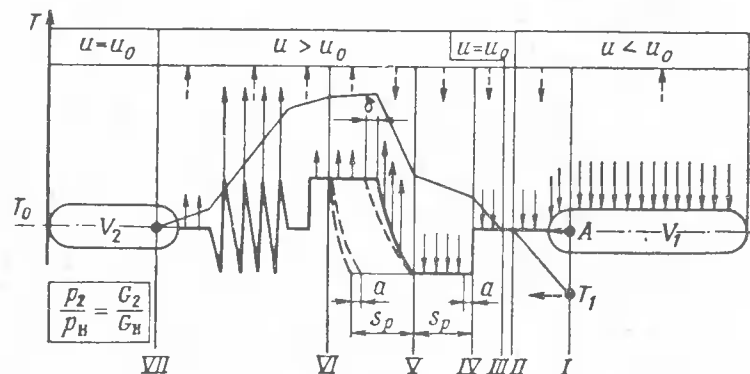


Фиг. 26. Сопоставление расчетных (сплошные линии) и экспериментальных характеристик.

Подсчитано и измерено при начальных давлениях $p_n = 40, 60, 80$ и 100 ати при $V_2 = V_1 = 40$ л.

ших давлений или для газов, значительно отличающихся от закона Клапейрона—Менделеева, например для азота, сжатие следует рассматривать по закону Ван-дер-Ваальса, вводя поправочные коэффициенты сжимаемости.

Второе допущение относится к упрощению действительной индикаторной диаграммы, когда при рассмотрении давлений всасывания и выталкивания и при переходе к соответствующим давлениям в емкостях клапанные и магистральные сопротивления, а также и другие потери рассматривались как постоянные величины. В действительности эти потери изменяются в зависимости от режима работы компрессора. При правильном расчете и констру-



Фиг. 27. Кривая изменения температуры при движении кислорода по коммуникации.

Сплошными стрелками показан приток или отдача тепла, пунктирными — возрастание или убывание внутренней кинетической энергии газа.

тивном выполнении клапанов принятое допущение не оказывает существенного влияния на расчетную величину производительности. В тех случаях, когда сопротивление клапанов в зависимости от давления значительно изменяется (например, в быстроходных компрессорах с цилиндрами малого объема, когда конструктор, стремясь уменьшить мертвое пространство, вынужден несколько занижать проходные сечения клапана) величины сопротивлений и другие потери можно ввести в дифференциальное уравнение и рассматривать как переменные.

Третье допущение предусматривает изотермическое сжатие и расширение газа соответственно в наполняемой и опорожняемой емкостях. В действительности эти процессы протекают с небольшим изменением температуры и, главное, $T_1 \left| \frac{p_1}{p_n} \right|$ и $T_2 \left| \frac{p_2}{p_n} \right|$ не равны между собой. Принятое условие следует считать вполне допустимым. Для доказательства этого обратимся к фиг. 27. Рассматривая движение газа из емкости питания в наполняемую емкость, проследим изменение его внутренней кинетической энергии

(ВКЭ), т. е. энергии, возникающей в результате изменения температуры $du = cdT$. Допустим, что через некоторый промежуток времени из питающей емкости перекачано G кг газа и температура в емкости снизилась от температуры окружающей среды T_0 до температуры T_1 . Частица газа A , продвигаясь по трубопроводу, получает тепло от нагретых стенок коммуникации, и температура, а следовательно, и ВКЭ начинает возрастать. На участке II—III температура газа может достичь температуры окружающей среды, а далее на входе во всасывающий коллектор, стенки которого непосредственно контактируют с горячим цилиндром, температура газа повысится. Наконец, при сжатии в цилиндре компрессора в результате повышения температуры увеличится ход выталкивания на величину δ ; остальной путь газа связан с его охлаждением и, следовательно, с уменьшением ВКЭ. Очевидно, что может быть подобран такой холодильник, который способен понизит температуру газа до температуры, близкой к температуре окружающей среды. При этом условии в наполняемой емкости будет поддерживаться постоянная температура, и процесс наполнения емкости следует рассматривать как изотермическое сжатие с изменением давления (как это вытекает из характеристического уравнения) пропорционально изменению веса газа, т. е.

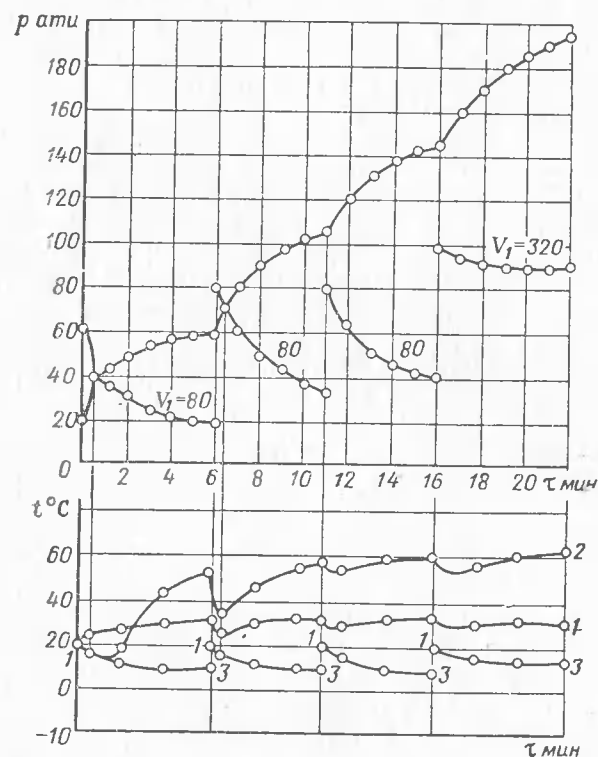
$$\frac{p_2}{p_n} = \frac{G_2}{G_n},$$

где G_2 и G_n — вес газа в емкости соответственно при давлении p_2 и p_n .

При анализе изменения температуры в емкостях следует иметь в виду, что для достижения наибольшей эффективности перекачки питающие емкости разделяются обычно на отдельные группы, очередное подключение которых обеспечивает незначительное падение давлений, а следовательно, и температур.

На фиг. 28 показаны экспериментальные характеристики давлений в наполняемой и опорожняемой емкостях (верхний график) и экспериментальные характеристики температур в емкостях и на выходе из цилиндров компрессора. Характеристики сняты при наполнении компрессором КН-15 80-литровой емкости. Объемы питающих емкостей, как показано на фигуре, были равны в первых трех подключениях 80 л и в последнем 320 л. Экспериментальная характеристика 1—1 показывает изменение температуры газа в наполняемом баллоне, характеристики 1—3 в опорожняемых и 1—2 — изменение температуры газа на выходе из компрессора. Из приведенных графиков видно, что при подключении каждой новой группы питающих баллонов температура газа на выходе из цилиндров компрессора, а также и в наполняемой емкости несколько снижается. Это можно объяснить как применением перепусков, так и уменьшением степени повышения давлений в цилиндрах компрессора. Из графиков видно, что температура газа в на-

полняемой емкости из-за наличия в коммуникации холодильника не превышает температуры окружающей среды более чем на 12° , а температура в питающих группах баллонов снижается не более чем на 10° . Эти изменения температур относятся к случаям, когда $V_1 = V_2 = 80$ л. При увеличении объема питающей емкости до 320 л температура газа в емкости снижается не более чем на 5° .

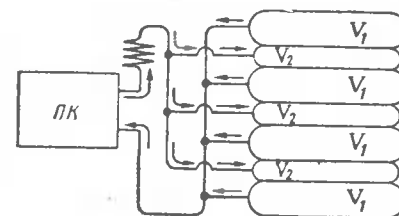


Фиг. 28. Экспериментальные характеристики наполнения, опорожнения и изменения температур в емкостях и на выходе из цилиндров компрессора КН-15. Кривые 1—1, 1—3 и 1—2—изменения температур соответственно в наполняемой, опорожняемых емкостях и на выходе из цилиндров компрессора.

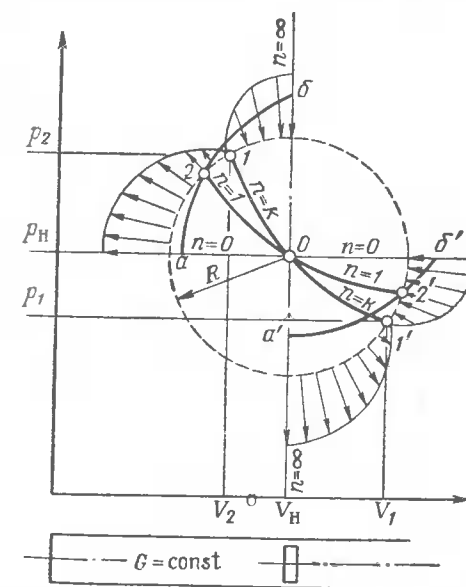
На стационарной установке компрессора при расположении наполняемых и питающих баллонов, например, как это показано на фиг. 29, вследствие контактирования внешних поверхностей баллонов переход тепла, изменение температуры и, следовательно, изменение ВКЭ будут ничтожно малы.

Итак, если процесс сжатия газа в наполняемой емкости близок к изотермическому вследствие наличия холодильника, то процесс расширения газа в емкости питания можно считать изотермическим, из-за незначительного снижения температуры в каждой отдельно подключенной группе емкостей.

Для наглядного представления изменения ВКЭ непосредственно в цилиндре компрессора может быть предложена графическая иллюстрация, представленная на фиг. 30. Газ с первоначальными параметрами $V_H T_H$ и u_H (где u_H — ВКЭ) сжат по адиабате $0-1$ до давления p_2 и объема V_2 . Через точку 1 проведена пунктирная окружность радиуса R , центр которой лежит в точке 0. Тогда выше адиабаты $0-1$ будет расположена область всех процессов, протекающих с подводом тепла, т. е. при $n > k$, а ниже адиабаты $0-1$ область всех процессов, протекающих с отводом тепла, т. е. при $n < k$. В последней области будет находиться также и изотерма $0-2$. Как известно, ВКЭ в процессе изотермического сжатия не изменяется. Тогда все процессы, лежащие выше изотермы $0-2$, сопровождаются повышением ВКЭ, а все процессы, лежащие ниже изотермы $0-2$, понижают ВКЭ. Если величину первоначальной ВКЭ (u_H) условно отложить в полярных координатах, изобразив ее окружностью в масштабе радиуса R , то линия $a-b$ будет иллюстрировать изменение ВКЭ газа. В противоположном квадранте сделаны аналогичные построения для политропических процессов расширения газа.



Фиг. 29. Схема расположения наполняемых и опорожняемых баллонов при стационарной установке компрессора.



Фиг. 30. Иллюстрация процессов при сжатии или расширении газа в цилиндре поршневого компрессора.

Кривые $0-1$ и $0-1'$ — адиабатические процессы соответственно при сжатии и расширении газа. Кривые $0-2$ и $0-2'$ — изотермические процессы соответственно при сжатии и расширении газа. Окружность радиуса R — начальная внутренняя кинетическая энергия газа (ВКЭ). Кривые $a-b$ и $a'-b'$ — изменение ВКЭ относительно начального состояния соответственно в конце сжатия и расширения газа. Эпюры, ограниченные стрелками, иллюстрируют подвод или отвод тепла.

Следовательно, процесс сжатия, сопровождающийся повышением ВКЭ, отклонит политропу вправо от кривой процесса при $n=1$. Это отклонение не изменит производительности (так как ВКЭ далее будет рассеян холодильником), а отразится только на увеличении площади индикаторной диаграммы и, следовательно, на затраченной работе. Это

отклонение не изменит также и давления выталкивания, так как оно не зависит от изменения ВКЭ, а определяется только давлением в наполняемой емкости, сопротивлением клапанного механизма и магистрали.

К неточностям, которые неизбежно вкрадываются при расчетах, в первую очередь следует отнести определение объемов наполняемых и опорожняемых баллонов. Объемы баллонов, входящие в формулы по своим номинальным значениям, ограничены допусками, доходящими до $\pm 10\%$ от водной емкости (ГОСТ 949—57). Кроме того, при длительной эксплуатации внутри баллонов скапливается влага, объем которой также изменяет водную емкость. К этому следует добавить неточности в определении объемов коммуникаций, холодильников, влагоотделителей, осушителей и пр.

Следует также отметить возможные неточности в определении объема мертвых пространств цилиндров компрессора. Величина V_c входит в значение безразмерных коэффициентов B_2 и B_1 . Наиболее точно этот объем для готового цилиндра обычно измеряется заливанием жидкости в полость, ограниченную поверхностями цилиндра и поршня. Однако в ряде случаев эти замеры сделать невозможно и объем мертвого пространства подсчитывается по чертежным размерам. Неточность подсчета, а также отклонение фактических размеров в пределах допусков дают некоторую ошибку, влияние которой сказывается при определении времени.

И, наконец, неточности, вызванные пренебрежением истинной величиной давления. В приведенных формулах давление газа выражается в абсолютных атмосферах, однако при вычислении характеристик, показанных на фиг. 26, мы подставляли избыточное давление, так как рассматривали практические случаи перекачки транспортируемых газов, давление которых сравнительно велико, и, следовательно, вычисление дает малую величину ошибки. При решении задач, в условия которых входят низкие величины давлений, как ранее указывалось, в расчетные формулы следует подставлять абсолютную величину давлений.

Ниже приведено несколько примеров расчета применительно к различным случаям установки компрессора.

Пример первый. Поставим следующую задачу: к питающей магистрали поршневого компрессора присоединено четыре 40-литровых баллона с давлением 40, 70, 90 и 110 *ати*, а к магистрали нагнетания — два 40-литровых баллона с давлением 90 и 110 *ати*. Построить характеристики $p=f(\tau)$ до давления наполнения 150 *ати* при мертвых пространствах цилиндров компрессора $V_c=10$ и 20%.

Данные компрессора: рабочий объем цилиндра 34,7 см^3 , число цилиндров 3, число оборотов в минуту 200.

По формуле (4.32) давление в питающих баллонах после перепуска

$$p_{н1} = \frac{40 \cdot 40 + 70 \cdot 40 + 90 \cdot 40 + 110 \cdot 40}{40 + 40 + 40 + 40} = \frac{12 \cdot 40}{160} = 77,5 \text{ ати.}$$

По той же формуле или по формуле (4.44) определяем давление в наполняемых баллонах после перепуска

$$p_{н2} = \frac{90 + 110}{2} = 100 \text{ ати.}$$

Тогда теоретическое начальное давление согласно формуле (4.30):

$$p_n = \frac{77,5 + \frac{80}{160} \cdot 100}{1 + \frac{80}{160}} = \frac{127,5}{1,5} = 85 \text{ ати.}$$

Коэффициент A вычисляется согласно формуле (4.17):

$$A = 0,0347 \cdot 3 \cdot 200 = 20,8 \text{ л/мин.}$$

Коэффициенты B_2 и B_1 согласно формулам (4.18) и (4.27) равны:

$$\text{при } V_c = 10\% \quad B_2 = (1 + 0,1) \left(1 + \frac{80}{160} \right) = 1,65,$$

$$B_1 = 1 + 0,1 \left(1 + \frac{160}{80} \right) = 1,3;$$

$$\text{при } V_c = 20\% \quad B_2 = (1 + 0,2) \left(1 + \frac{80}{160} \right) = 1,8,$$

$$B_1 = 1 + 0,2 \left(1 + \frac{160}{80} \right) = 1,6.$$

И, наконец, коэффициенты C_2 и C_1 вычисляются по формулам (4.20) и (4.28):

$$\text{при } V_c = 10\% \quad C_2 = \frac{80}{20,8 \cdot 0,8 (1,65 - 1)} = 7,41,$$

$$C_1 = \frac{160}{20,8 \cdot 0,8 \cdot 1,3} = 7,41;$$

$$\text{при } V_c = 20\% \quad C_2 = \frac{80}{20,8 \cdot 0,8 \cdot (1,8 - 1)} = 6,01,$$

$$C_1 = \frac{160}{20,8 \cdot 0,8 \cdot 1,6} = 6,01.$$

По формуле (4.40) определим характеристики наполнения, причем текущей ординатой p_2 — задаемся.

При $V_c = 10\%$,

$$\tau'_2 = 7,41 \ln \frac{100 - 1,65 (100 - 85)}{120 - 1,65 (120 - 85)} = 7,41 \ln \frac{100 - 24,75}{120 - 57,7} = 7,41 \ln 1,21 = 1,34 \text{ мин.}$$

$$\tau'_2 = 7,41 \ln \frac{100 - 1,65 (100 - 85)}{150 - 1,65 (150 - 85)} = 7,41 \ln \frac{100 - 24,75}{150 - 107,3} = 7,41 \ln 1,76 = 4,15 \text{ мин.}$$

при $V_c = 20\%$

$$\tau'_2 = 6,01 \ln \frac{100 - 1,8 (100 - 85)}{120 - 1,8 (120 - 85)} = 6,01 \ln \frac{100 - 27}{120 - 63} = 6,01 \ln 1,28 = 1,48 \text{ мин.}$$

$$\tau'_2 = 6,01 \ln \frac{100 - 1,8 (100 - 85)}{150 - 1,8 (150 - 85)} = 6,01 \ln \frac{100 - 27}{150 - 117} = 6,01 \ln 2,22 = 4,75 \text{ мин.}$$

Точки характеристики опорожнения определяются согласно формуле (4.39). Текущей ординатой p_1 — задаемся.

При $V_c = 10\%$

$$\tau'_1 = 7,41 \ln \frac{85 - 1,3(85 - 77,5)}{85 - 1,3(85 - 60)} = 7,41 \ln \frac{85 - 9,75}{85 - 32,5} = 7,41 \ln 1,43 = 2,59 \text{ мин};$$

при $V_c = 20\%$

$$\tau'_1 = 6,01 \ln \frac{85 - 1,6(85 - 77,5)}{85 - 1,6(85 - 60)} = 6,01 \ln \frac{85 - 12}{85 - 40} = 6,01 \ln 1,62 = 2,88 \text{ мин.}$$

Далее по формуле (4.12) следует определить давление в опорожняемой емкости в момент, когда давление в наполняемой емкости достигло 150 **ати**

$$p_1 = \left(1 + \frac{80}{160}\right) 85 - \frac{80}{160} 150 = 52,5 \text{ ати.}$$

Тогда время, необходимое для достижения в опорожняемом баллоне давления 52,5 **ати**, будет равно

при $V_c = 10\%$

$$\tau'_1 = 7,41 \ln \frac{85 - 1,6(85 - 77,5)}{85 - 1,6(85 - 52,5)} = 7,41 \ln \frac{85 - 9,75}{85 - 42,3} = 7,41 \ln 1,76 = 4,15 \text{ мин};$$

при $V_c = 20\%$

$$\tau'_1 = 6,01 \ln \frac{85 - 1,6(85 - 77,5)}{85 - 1,6(85 - 52,5)} = 6,01 \ln \frac{85 - 12}{85 - 52} = 6,01 \ln 2,22 = 4,75 \text{ мин.}$$

Характеристики $p=f(\tau)$ показаны на фиг. 31.

При подсчете вычислялись только две точки характеристик; для более точного построения могут быть вычислены и любые другие промежуточные значения. При вычислении показано, что время опорожнения баллона до 52,5 **ати** равно времени наполнения баллона до 150 **ати**, это также ясно из физической сущности процесса. Несколько заниженная величина коэффициента потерь, принятая в расчете 0,8, учитывает также и трения в магистралях.

Пример второй. Покажем методику решения второй задачи. Компрессор засасывает воздух из атмосферы и сжимает его в баллоне емкостью 16 л до 30 **ати**. Построить характеристику наполнения баллона при следующих данных компрессора:

диаметр цилиндра D	60 мм
ход поршня S	60 мм
число оборотов в минуту n	2680 об/мин
число цилиндров i	1

Расчет выполнить при условии $V_c=0$; 1,5 и 20%.

Вычислим коэффициент A по формуле (4.17)

$$A = 0,785 \cdot 0,6^2 \cdot 0,6 \cdot 2680 = 455 \text{ л/мин.}$$

Вычислим коэффициент B_2 по формуле (4.47):

при $V_c=0$, $B_2=1$,

при $V_c=1,5\%$, $B_2=1+0,015=1,015$,

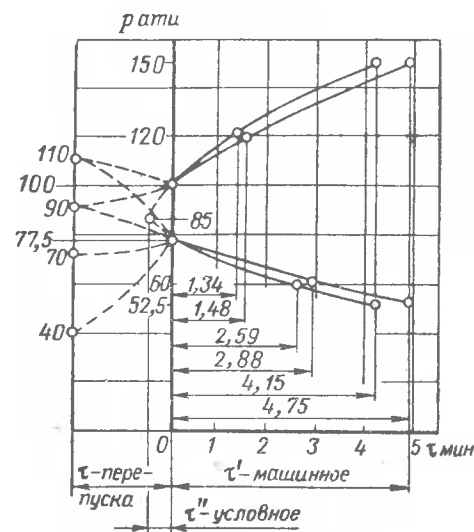
при $V_c=2\%$, $B_2=1+0,02=1,02$.

Коэффициенты C'_2 и C определяем соответственно по формулам (4.49) и (4.20):

$$\text{при } V_c=0, \quad C'_2 = \frac{16}{455 \cdot 0,9} = 0,039,$$

$$\text{при } V_c=1,5\%, \quad C_2 = \frac{16}{455 \cdot 0,9(1,015-1)} = 2,6,$$

$$\text{при } V_c=2\% \quad C_2 = \frac{16}{455 \cdot 0,9(1,02-1)} = 1,95.$$



Фиг. 31. Иллюстрация примера, приведенного на стр. 114.

Пунктирные линии — изменение давлений при перепуске газа. Сплошные линии — изменение давлений в наполняемой и опорожняемой емкости при $V_c=10$ и 20%.

При $V_c=0$ и при $V_c>0$ время наполнения вычисляем соответственно по формулам (4.48) и (4.19).

При $V_c=0$

$$\tau_2 = 0,039 \left(\frac{30}{0,9} - 1 \right) = 1,3 \text{ мин};$$

при $V_c=1,5\%$

$$\tau_2 = 2,6 \ln \frac{0,9}{20 - 1,015(20 - 0,9)} = 2,6 \ln \frac{0,9}{20 - 19,4} = 2,6 \ln 1,5 = 0,96 \text{ мин.}$$

$$\tau_2 = 2,6 \ln \frac{0,9}{30 - 1,015(30 - 0,9)} = 2,6 \ln \frac{0,9}{30 - 29,5} = 2,6 \ln 1,8 = 1,51 \text{ мин};$$

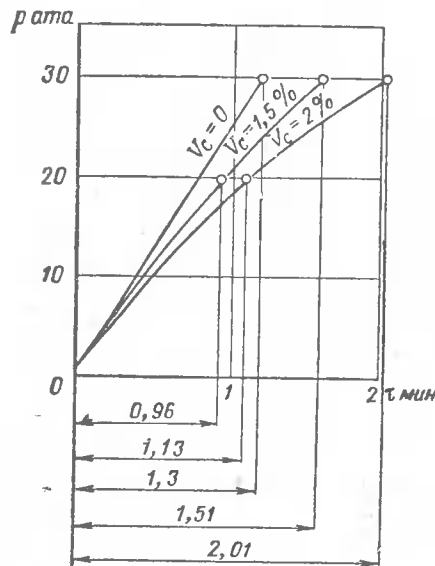
при $V_c = 2\%$

$$\tau_2 = 1,95 \ln \frac{0,9}{20 - 1,02(30 - 0,9)} = 1,95 \ln \frac{0,9}{20 - 19,5} = 1,95 \ln 1,8 = 1,13 \text{ мин.}$$

$$\tau_2 = 1,95 \ln \frac{0,9}{30 - 1,02(30 - 0,9)} = 1,95 \ln \frac{0,9}{30 - 29,68} = 1,95 \ln 2,8 = 2,01 \text{ мин.}$$

Характеристика времени наполнения при $V_c=0$ определяется прямой линией, и для ее построения достаточно определить одну точку. Давление всасывания 0,9 ага учитывает сопротивление во всасывающем клапане, в связи с чем величина коэффициента потерь η_w взята несколько завышенной.

Результаты расчета представлены на фиг. 32.



Фиг. 32. Иллюстрация примера, приведенного на стр. 116.

Расчетные характеристики наполнения 16-литровой емкости при засасывании воздуха из атмосферы. Подсчитаны при величине мертвого пространства цилиндра компрессора $V_c = 0, 1,5$ и 2% .

Пример третий. Покажем методику решения третьей задачи. Определим время наполнения 10-литровой емкости при работе компрессора с постоянной степенью повышения давлений, равной 3. Давление на входе в цилиндр компрессора изменяется от 10 ага. Данные установки: $V_1 = 40$ л; $p_n = 80$ ага; $V_c = 7\%$; $A = 20,8$ л.

По формуле (4.3) коэффициент наполнения в случае изотермического сжатия равен

$$\eta_v = 1 - 0,07(3 - 1) = 1 - 0,14 = 0,86.$$

Принимая $\eta_w = 0,9$, по формуле (4.2) определим

$$\lambda = 0,86 \cdot 0,9 = 0,775.$$

По формуле (4.51)

$$c_2'' = \frac{10 \cdot 3}{20,8 \cdot 0,775} = 1,86.$$

По формуле (4.54) определим предельное давление дросселирования

$$P_1 = \frac{80 + \frac{10}{40} 10 \cdot 3}{1 + \frac{10}{4} 3} = 45,7 \text{ ага.}$$

И, наконец, время наполнения определим из формулы (4.52)

$$\tau_2 = 1,86 \ln \frac{45,7}{10} = 1,86 \cdot 1,51 = 2,81 \text{ мин.}$$

Здесь и в пятой главе при вычислении параметров режима работы компрессора некоторые численные значения записаны с двумя, а иногда и тремя знаками после запятой. Эта точность вызвана решением обратной постановки задачи, конечный результат которой должен совпасть с ранее заданными величинами. В практических расчетах указанная точность не оправдана и многие параметры могут быть вычислены с точностью одного знака после запятой.

В этой главе автор стремился максимально упростить аналитические выводы и получить сравнительно простые рабочие формулы. Это было возможно при некоторой идеализации процесса и принятых допущениях при постановке задачи.

Глава пятая

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ОДНОСТУПЕНЧАТЫХ КОМПРЕССОРОВ

В настоящей главе приводится исследование производительности одноступенчатых компрессоров. Для удобства ранее выведенные формулы, сведены в таблицу, приложенную в конце главы. При изложении делаются ссылки непосредственно на номера табличных формул, указанные в квадратах.

Заметим, что на величину времени наполнения и опорожнения емкостей в первую очередь влияет постоянная компрессора $A = V_s \ln$, характеризующая количество газа, засосанного идеальным компрессором за единицу времени, или минутную емкость идеального компрессора. Величина минутной емкости компрессора входит в знаменатель всех формул времени и, являясь постоянной, изменяет τ в обратно пропорциональной зависимости. Следовательно, если в компрессорных машинах величины V_c/V_s и λ одинаковы, то подсчитанные характеристики для одного компрессора легко могут быть пересчитаны для любых других компрессоров, имеющих различные значения $A_1, A_2, \dots, A_n$. Этот пересчет выполняется путем умножения точек характеристик $p\tau$ на отношение минутной емкости рассматриваемого компрессора к минутной емкости, ранее принятой в расчете. Понятно, что это замечание справедливо только в том случае, если сравниваемые компрессоры установлены по одной схеме, и объемы наполняемых и опорожняемых емкостей в этих схемах соответственно равны.

Предельные давления режима

Максимальные давления наполнения и опорожнения емкости, т. е. давления, до которых данный компрессор способен дожать или выкачать газ, возможно определить из разности членов знаменателя логарифма табличных формул времени 1, 2, 3 и 4.

Рассмотрим табличную формулу 1, где знаменатель логарифма равен

$$p_2 - B_2(p_2 - p_H) = \varepsilon_2. \quad (5.1)$$

При стремлении второго члена достичь максимальной величины p_2 , т. е. когда $B_2(p_2 - p_H) \Rightarrow p_2$, знаменатель логарифма прибли-

жается к нулю, а величина времени к бесконечности, т. е. достигается точка, далее которой давление не повышается, поскольку $\eta_p = 0$. Решая эту запись относительно p_2 , получим теоретическое максимально возможное давление в наполняемой емкости, до которого компрессор стремится дожать газ:

$$p_{2 \max} = \frac{B_2 p_H}{B_2 - 1}. \quad (5.2)$$

Рассмотрим табличную формулу 2, где знаменатель логарифма равен

$$p_H - B_1(p_H - p_1) = \varepsilon_1. \quad (5.3)$$

При стремлении второго члена достичь величины p_H , т. е. когда $B_1(p_H - p_1) \Rightarrow p_H$, знаменатель логарифма приближается к нулю, а величина времени к бесконечности. Решая эту запись относительно p_1 , получим теоретическое минимально возможное давление в опорожняемой емкости, до которого компрессор стремится выкачать газ:

$$p_{1 \min} = \frac{(B_1 - 1)p_H}{B_1}. \quad (5.4)$$

При постановке $p_{2 \max}$ и $p_{1 \min}$ в табличные формулы времени 1, 2, 3 и 4 последние дают значения бесконечности и расчет теряет физический смысл. Условимся подставлять в эти формулы давления, близкие к предельным, например $ap_{2 \max}$ и $bp_{1 \min}$, тогда формулы (5.2) и (5.4) можно записать

$$p'_{2 \max} = a \frac{B_2 p_H}{B_2 - 1}, \quad (5.5)$$

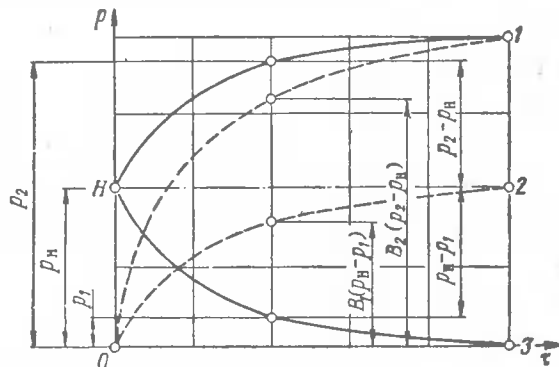
$$p'_{1 \min} = b \frac{(B_1 - 1)p_H}{B_1}, \quad (5.6)$$

где a — коэффициент меньше единицы, его можно принять 0,98—0,95, что дает давление $p'_{2 \max}$ на 2—5% меньше теоретически максимально возможного;

b — коэффициент больше единицы, его можно принять 1,02—1,05, что дает давление $p'_{1 \min}$ на 2—5% больше теоретически минимально возможного.

Отметим, что в процентном выражении $a = b$ только при случае равных емкостей, т. е. когда характеристика наполнения симметрична характеристике опорожнения. В других случаях (т. е., когда $V_2 \leq V_1$), определив давление $p'_{2 \max}$ по формуле (5.5), соответствующее ему давление $p'_{1 \min}$ следует определять по табличной формуле 23. Это ясно, если иметь в виду различную крутизну характеристик $p\tau$, зависящую от объема емкостей. Например, при крутом подъеме характеристики наполнения, когда $V_2 < V_1$, уменьшение p_2 на 5% дает сокращение времени значительно меньше, чем на пологой характеристике опорожнения.

На фиг. 33 показаны характеристики наполнения и опорожнения емкости и иллюстрировано изменение членов знаменателей логарифмов. Член $B_2(p_2 - p_H)$, как это показывает пунктирная кривая 0—1, изменяясь от нуля, стремится достичь величины $p_{2\max}$. Соответственно член $B_1(p_H - p_1)$ (кривая 0—2) в своем пределе достигает величины p_H . Как видно из формул (5.1) и (5.3), вторые члены изменяются не только за счет величины давлений, но и за



Фиг. 33. Характеристика наполнения и опорожнения емкости при достижении предельных давлений.

Кривые $H-1$ и $H-3$ — изменение давлений по времени соответственно в наполняемой и опорожняемой емкостях, кривые $0-1$ и $0-2$ — изменение величины $B_2(p_2 - p_H)$ и $B_1(p_H - p_1)$, входящей соответственно в формулы времени наполнения и опорожнения емкости.

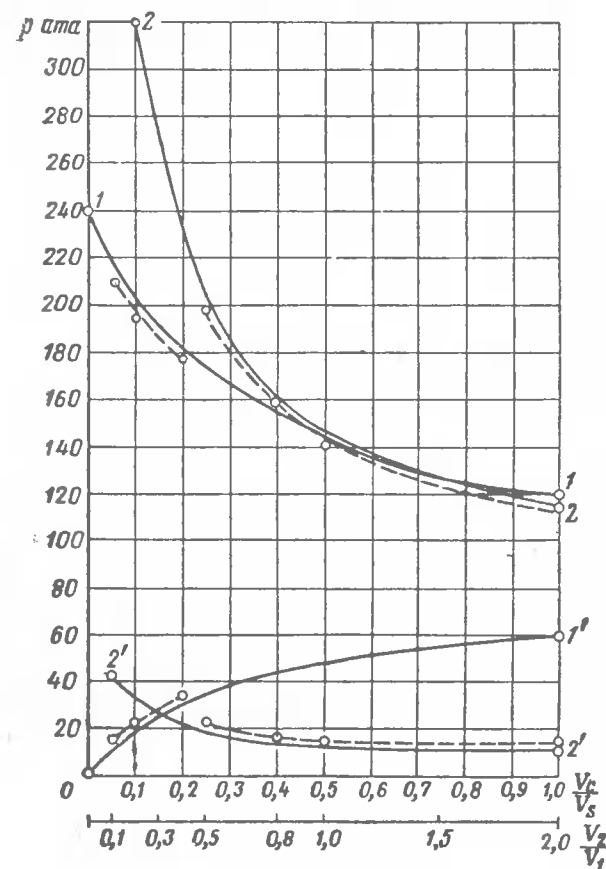
счет безразмерных коэффициентов B_2 и B_1 . Напомним, что формулы этих коэффициентов, например, для случая $V_2 \leq V_1$ имеют вид

$$B_2 = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right); \quad B_1 = 1 + \frac{V_c}{V_s} \left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right).$$

В формулы входят как параметры компрессора V_c/V_s , так и параметры установки V_2/V_1 , следовательно, прекращение наполнения или опорожнения емкости, т. е. достижение максимального или минимального давления, может быть получено в результате изменения любого из этих членов.

Первый случай, когда давление перестает повышаться (понижаться), может быть получен за счет изменения отношения V_c/V_s . Очевидно, что при определенной величине V_c/V_s газ, расширившийся из мертвого пространства, полностью займет объем рабочего хода и наполнение (опорожнение) цилиндра не произойдет.

Рассмотрим характеристики $p_{2\max}$, $p_{1\min} = f\left(\frac{V_c}{V_s}\right)$. Результаты вычислений этих характеристик, выполненных по формулам (5.2) и (5.4), приведены в табл. 4. По данным табл. 4 на фиг. 34 построены графики изменения предельных давлений наполнения



Фиг. 34. Характеристики изменения предельных давлений наполнения и опорожнения в зависимости от V_c/V_s и V_2/V_1 .

Подсчитаны при $p_H = 80$ атм.

Кривая $1-1'$ — максимальное давление наполнения в зависимости от изменения величины мертвого пространства V_c/V_s при постоянном значении $V_2/V_1 = 0.5$. Пунктирная кривая на участке от $V_c/V_s = 0.05$ до $V_c/V_s = 0.2$ снята с компрессора КН-15. Кривая $0-0'$ — минимальное давление опорожнения в зависимости от изменения величины мертвого пространства V_c/V_s при постоянном значении $V_2/V_1 = 0.5$. Пунктирная кривая на участке от $V_c/V_s = 0.05$ до $V_c/V_s = 0.2$ снята с компрессора КН-15. Кривая $2-2'$ — максимальное давление наполнения в зависимости от изменения величины V_2/V_1 при постоянном значении $V_c/V_s = 0.1$. Пунктирная кривая на участке от $V_2/V_1 = 0.5$ до $V_2/V_1 = 2$ снята с компрессора КН-15. Кривая $2'-2'$ — минимальное давление опорожнения в зависимости от изменения величины V_2/V_1 при постоянном значении $V_c/V_s = 0.1$. Пунктирная кривая на участке от $V_2/V_1 = 0.5$ до $V_2/V_1 = 2$ снята с компрессора КН-15.

(кривая 1—1') и опорожнения (кривая 0—1'). Из характеристик $p_{2 \max}$, $p_{1 \min} = f\left(\frac{V_c}{V_s}\right)$ видно, что при мертвом пространстве, равном нулю, весь газ будет перекачан в наполняемую емкость, и давление в ней достигнет 240 *ата*.

Таблица 4

К построению расчетных характеристик

$$p_{2 \max}, p_{1 \min} = f\left(\frac{V_c}{V_s}\right)$$

(при подсчетах принято: $V_1 = 1$; $\frac{V_2}{V_1} = 0,5$; $p_n = 80 \text{ ата}$)

$\frac{V_c}{V_s}$	Наполнение				Опорожнение			$V_2 p_2$	$V_1 p_1$	$V_2 p_2 + V_1 p_1$
	$1 + \frac{V_c}{V_s}$	$1 + \frac{V_2}{V_1}$	B_2	$p_{2 \max}$	$1 + \frac{V_1}{V_2}$	B_1	$p_{1 \min}$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	1,0	1,5	1,50	240	3	1,0	0	120	0	120
0,01	1,01	1,5	1,52	238,4	3	1,03	0,8	119,2	0,8	120
0,1	1,1	1,5	1,65	203	3	1,3	18,5	101,5	18,5	120
0,2	1,2	1,5	1,80	180	3	1,6	30	90	30	120
0,5	1,5	1,5	2,25	144	3	2,5	48	72	48	120
1	2,0	1,5	3,00	120	3	4,0	60	60	60	120

Таблица 5

К построению расчетных характеристик

$$p_{2 \max}, p_{1 \min} = f\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$$

(при подсчетах принято: $V_1 = 1$; $\frac{V_c}{V_s} = 0,1$; $p_n = 80 \text{ ата}$)

$\frac{V_2}{V_1}$	Наполнение				Опорожнение				$\frac{(V_1 + V_2) p_n}{V_2}$	$V_2 p_2$	$V_1 p_1$	$V_2 p_2 + V_1 p_1$
	$1 + \frac{V_c}{V_s}$	$1 + \frac{V_2}{V_1}$	B_2	$p_{2 \max}$	$\frac{V_c}{V_s}$	$1 + \frac{V_1}{V_2}$	B_1	$p_{1 \min}$				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0,1	1,1	1,1	1,21	460	0,1	11,0	2,10	42,0	88	46	42,0	88
0,3	1,1	1,3	1,43	266	0,1	4,33	1,43	24,2	104	79,8	24,2	104
0,5	1,1	1,5	1,65	203	0,1	3,0	1,30	18,5	120	101,5	18,5	120
0,8	1,1	1,8	1,98	161	0,1	2,25	1,22	14,4	144	129,6	14,4	144
1,0	1,1	2,0	2,20	146	0,1	2,0	1,20	13,2	160	146,8	13,2	160
2,0	1,1	3,0	3,30	115	0,1	1,5	1,15	10,5	240	129,5	10,5	240

При подсчете характеристик мы задались следующими параметрами: $V_1 = 1$, $\frac{V_2}{V_1} = 0,5$, $p_n = 80 \text{ ата}$, следовательно, до наполнения приведенный объем газа, содержащийся в двух емкостях, будет: $V_1 p_n + V_2 p_n = 1 \cdot 80 + 0,5 \cdot 80 = 120$ объемных единиц при 1 *ата*.

Тот же приведенный объем (теоретически, т. е. без учета потерь) получим после перекачки

$V_1 p_{1 \min} + V_2 p_{2 \max} = 1 \cdot 0 + 0,5 \cdot 240 = 120$ объемных единиц при 1 *ата*. При мертвом пространстве цилиндра компрессора, равном 20%, получим максимальное давление наполнения 180 *ата*, при этом в питающем баллоне остается давление 30 *ата*. Приводя объем к давлению 1 *ата*, получим до наполнения и после наполнения: $V_1 p_{1 \min} + V_2 p_{2 \max} = 1 \cdot 30 + 0,5 \cdot 180 = 120$ объемных единиц при 1 *ата*. Эти поверочные вычисления приведены в табл. 4 в графах 9, 10 и 11.

Как видно из кривых 1—1' и 0—1' (см. фиг. 34) с увеличением величины V_c/V_s , $p_{2 \max}$ уменьшается, а $p_{1 \min}$ увеличивается. Например, при объеме мертвого пространства 100% давление, до которого дожимается газ в наполняемой емкости, равно 120 *ата*, а давление, до которого возможно выкачать газ из опорожняемой емкости, — 60 *ата*. Функциональная зависимость $p_{2 \max}$, $p_{1 \min} = f\left(\frac{V_c}{V_s}\right)$ может быть изменена только при условии изменения V_2/V_1 , т. е. увеличение (уменьшение) $p_{2 \max}$ и уменьшение (увеличение) $p_{1 \min}$ при заданном отношении V_c/V_s может быть получено только за счет изменения объемов емкостей.

В интервале изменения мертвого пространства от 5 до 20% пунктиром показаны экспериментальные характеристики $p_{2 \max}$, $p_{1 \min} = f\left(\frac{V_c}{V_s}\right)$. Характеристики сняты при работе кислородного компрессора КН-15, к всасывающему и нагнетательному коллектору которого были подключены воздушные баллоны, отношение объемов которых $\frac{V_2}{V_1} = 0,5$. (В данном случае вследствие сравнительно большой степени повышения давлений температура газа была велика и работа на кислороде становилась опасной).

Второй случай, когда давление перестает повышаться (понижаться), может быть получен в результате изменения величины V_2/V_1 . В табл. 5 приведены результаты вычисления характеристик $p_{2 \max}$, $p_{1 \min} = f\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$, а на фиг. 34 кривые 2—2' и 2'—2'' иллюстрируют изменение этих давлений. При подсчете величина V_c была принята постоянной и равной 10%, следовательно, и отношение $p_{2 \max}/p_{1 \min}$ также получено постоянным. Из характеристик видно, что, например, при отношении емкостей $V_2/V_1 = 0,3$, компрессор, имеющий мертвое пространство $V_c = 10\%$, может дожать газ в емкости V_2 до давления 266 *ата*, при этом в питающей емкости давление понизится до 24,2 *ата*. С увеличением V_2 , т. е. с увеличением

ем отношения V_2/V_1 , давление $p_{2\max}$, будет падать. Например, при $V_2/V_1=2$ и $V_c=10\%$ компрессор создает максимальное давление в наполняемой емкости только до 115 ата, при этом в емкости питания давление понизится до 10 ата.

Приведенные объемы газа до и после перекачки, как и в предыдущем случае, должны быть равны. Например, до наполнения при $p_n=80$ ата, $V_1=1$ и $V_2=0,1$ приведенный объем будет

$V_1 p_n + V_2 p_n = 1 \cdot 80 + 0,1 \cdot 80 = 88$ объемных единиц при 1 ата и после наполнения

$V_1 p_{1\min} + V_2 p_{2\max} = 1 \cdot 42 + 0,1 \cdot 460 = 88$ объемных единиц при 1 ата.

Или для случая $p_n=80$ ата $V_1=1$, $V_2=0,3$ до наполнения

$V_1 p_n + V_2 p_n = 1 \cdot 80 + 0,3 \cdot 80 = 104$ объемных единиц при 1 ата и после наполнения

$V_1 p_{1\min} + V_2 p_{2\max} = 1 \cdot 24,2 + 0,3 \cdot 266 = 104$ объемных единиц при 1 ата.

Рассмотренная функциональная зависимость $p_{2\max}$, $p_{1\min} = f\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$ может быть изменена только при условии изменения V_c ,

т. е. увеличение (уменьшение) $p_{2\max}$ и уменьшение (увеличение) $p_{1\min}$ при заданном отношении V_2/V_1 возможно только в результате изменения мертвого пространства цилиндра компрессора.

На фиг. 34 в интервале изменения отношения объемов емкостей от 0,5 до 2 пунктиром показаны сравнительные экспериментальные характеристики $p_{2\max}$, $p_{1\min} = f\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$. Характеристики сняты при работе компрессора КН-15, к коллекторам которого подключены воздушные баллоны. Величина мертвого пространства была равна 10%.

Как в первом, так и во втором случае при достижении предельных давлений всасывание газа прекратится, так как коэффициент наполнения цилиндра η_v будет равен нулю:

$$1 - \frac{V_c}{V_s} \left[\left(\frac{p_{2\max}}{p_{1\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] = 0.$$

Из этой формулы для изотермического процесса получим максимально возможную относительную величину мертвого пространства

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{p_{1\min}}{p_{2\max} - p_{1\min}}. \quad (5.7)$$

При подсчете максимальных и минимальных давлений мы задавались величиной начального давления p_n , поскольку его значение входит в формулы (5.2) и (5.4). Однако несложные преобразования могут исключить это давление и дать непосредственную математическую зависимость между $p_{2\max}$ и $p_{1\min}$. Решая формулу (5.2) относительно p_n , получим

$$p_n = \frac{(B_2 - 1) p_{2\max}}{B_2}.$$

Аналогично формула (5.4) преобразовывается к виду

$$p_n = \frac{B_1 p_{1\min}}{B_1 - 1},$$

тогда, приравнявая эти выражения и решая их относительно $p_{2\max}$ и $p_{1\min}$, получим непосредственную зависимость:

$$p_{2\max} = \frac{B_1 B_2 p_{1\min}}{(B_1 - 1)(B_2 - 1)},$$

$$p_{1\min} = \frac{(B_2 - 1)(B_1 - 1) p_{2\max}}{B_2 B_1}.$$

Так, определив $p_{2\max}$ из формулы (5.2), можно, подставляя его значение, более точно подсчитать величину $p_{1\min}$, и, наоборот, определив $p_{1\min}$ из формулы (5.4), подставляя его значение, точно подсчитать величину $p_{2\max}$.

По выведенным формулам на фиг. 35 построена сетка характеристик максимальных и минимальных давлений при $p_n=80$ ата. Пунктирные кривые 1—1 и 0—1 построены для различных отношений V_2/V_1 по переменной V_c/V_s . Этими характеристиками удобно пользоваться конструктору при дозодке компрессора, когда величина V_c может быть изменена. Сплошные кривые 2—2 построены для различной величины V_c по переменной V_2/V_1 . Этими характеристиками удобно пользоваться эксплуатационнику при различных случаях установки компрессора, т. е. когда V_2/V_1 может быть изменено. Как в первом, так и во втором случае при достижении предельных давлений всасывание газа прекращается, поскольку η_v достигает нуля. Здесь, так же как и при рассмотрении характеристик фиг. 34, в любом сечении графиков соблюдается равенство

$$V_1 p_n + V_2 p_n = V_1 p_{1\min} + V_2 p_{2\max}.$$

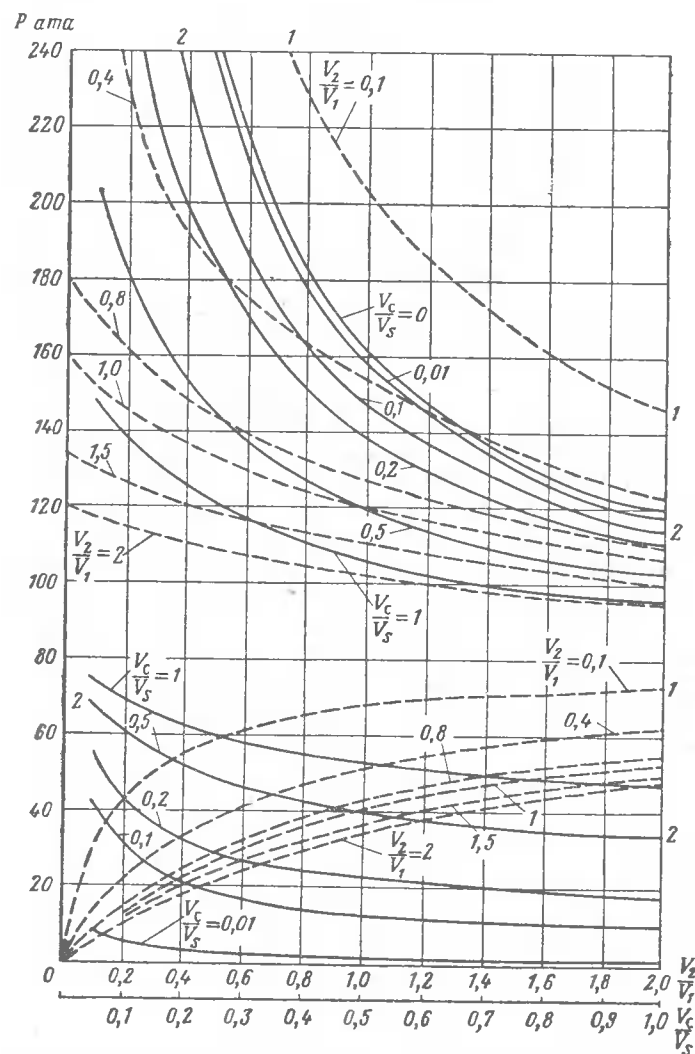
Результаты вычислений характеристик сведены в табл. 6 и 7.

Когда в технических требованиях заданы давления $p_{2\max}$ и $p_{1\min}$ при проектировании компрессора необходимо решить обратную задачу, т. е. определить величину мертвого пространства, обеспечивающую заданные давления. Преобразуем выведенные формулы. Подставляя в формулу (5.2) значение B_2 , запишем

$$p_{2\max} = \frac{\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_n}{\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) - 1};$$

решая формулу относительно $\frac{V_c}{V_s}$, получим

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{p_n + \frac{V_2}{V_1} p_n - \frac{V_2}{V_1} p_{2\max}}{\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_{2\max} - \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_n}.$$



Фиг. 35. Характеристики изменения предельных давлений на-
полнения и опорожнения при начальном давлении перекачки
 $p_n = 80 \text{ атм}$.

Сплошные верхние и нижние кривые—соответственно максимальное
и минимальное давления в наполняемой и опорожняемой емкостях
при различной величине мертвого пространства цилиндра компрессора.
Пунктирные верхние и нижние кривые соответственно максимальное
и минимальное давление в наполняемой и опорожняемой емкостях
в различных отношениях объемов емкостей.

Таблица 6

К построению расчетных характеристик $p_{2 \max}$, $p_{1 \min} = f\left(\frac{V_c}{V_s}\right)$

(при подсчетах принято $p_n = 80 \text{ атм}$)

V_2/V_1	$B_2 = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right)$							$p_{2 \max} = \frac{B_2 p_n}{B_2 - 1}$						
	V_c/V_s													
	0	0,01	0,1	0,2	0,5	0,8	1	0	0,01	0,1	0,2	0,5	0,8	1
0,1	1,10	1,11	1,21	1,32	1,65	1,98	2,20	880	804	460	330	203	162	147
0,4	1,40	1,42	1,54	1,68	2,10	2,52	2,80	280	273	228	198	153	133	124
0,8	1,80	1,82	1,98	2,16	2,70	3,24	3,60	180	178	161	150	127	117	111
1	2,00	2,02	2,20	2,40	3,00	3,60	4,00	160	158	146	137	120	111	106
1,5	2,50	2,52	2,75	3,00	3,76	4,50	5,00	133	132	126	120	109	103	100
2	3,00	3,02	3,30	3,60	4,50	5,40	6,00	120	119,4	115	111	103	98	96

Продолжение

V_1/V_2	$B_1 = 1 + \frac{V_c}{V_s} \left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right)$							$p_{1 \min} = \frac{(B_1 - 1)p_n}{B_1}$						
	V_c/V_s													
	0	0,01	0,1	0,2	0,5	0,8	1	0	0,01	0,1	0,2	0,5	0,8	1
10	1	1,11	2,1	3,2	6,5	9,8	12	0	7,6	42	55	67,7	71,8	73,3
2,5	1	1,035	1,35	1,7	2,75	3,8	4,5	0	2,8	20,7	32,7	51	59	62,5
1,25	1	1,023	1,225	1,45	2,12	2,8	3,25	0	1,84	14,4	24	42	51,5	55
1	1	1,02	1,2	1,4	2	2,6	3	0	1,62	13,2	22,8	40	49	53,5
0,667	1	1,017	1,167	1,332	1,84	2,34	2,66	0	1,31	11,5	20	36,5	46	50
0,5	1	1,015	1,15	1,3	1,75	2,2	2,5	0	1,21	10,5	18,4	34,2	43,5	48

Как видно, в числителе формулы получено выражение $p_{1 \min}$, опре-
деляемое табличной формулой 23, тогда после преобразования зна-
менателя можно окончательно записать

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{p_{1 \min}}{\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right)(p_{2 \max} - p_n)} \quad (5.8)$$

и аналогично для характеристики опорожнения

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{p_{1 \min}}{\left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right)(p_n - p_{1 \min})}$$

Таблица 7

К построению расчетных характеристик $p_{2 \max}, p_{1 \min} = f\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$ (при подсчетах принято $p_H = 80 \text{ ата}$)

V_c/V_s	$B_2 = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right)$								$p_{2 \max} = \frac{B_2 p_H}{B_2 - 1}$							
	V_2/V_1															
	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0	0,1	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,5	2,0
0	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	880	480	280	213	180	160	133	120
0,01	1,11	1,21	1,42	1,62	1,82	2,02	2,53	3,03	805	460	273	210	178	158	132	119,4
0,1	1,21	1,32	1,54	1,76	1,98	2,20	2,7	3,30	460	330	228	185	161	146	126	115
0,2	1,32	1,44	1,68	1,92	2,16	2,40	3,00	3,60	330	262	198	167	150	137	120	111
0,5	1,65	1,80	2,10	2,40	2,70	3,00	3,75	4,50	202	180	153	137	127	120	109	103
1	2,2	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0	5,0	6,0	147	136	124	116	111	106	100	96

Продолжение

V_c/V_s	$B_1=1+\frac{V_c}{V_s}\left(1+\frac{V_1}{V_2}\right)$								$p_{1\min}=\frac{p_H(B_1-1)}{B_1}$							
	V_1/V_2															
	10	5	2,5	1,67	1,25	1	0,67	0,5	10	5	2,5	1,667	1,25	1	0,67	0,5
0	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
0,01	1,11	1,06	1,035	1,037	1,023	1,02	1,016	1,015	7,5	4,5	2,8	2,2	1,8	2	1,31	1,21
0,1	2,1	1,6	1,35	1,267	1,225	1,2	1,166	1,15	42	30	20,7	16,8	14,4	13,2	11,5	10,5
0,2	3,2	2,2	1,70	1,534	1,45	1,4	1,332	1,3	55	43,5	32,7	27,6	24,2	23	20	18,4
0,5	6,5	4	2,75	2,34	2,12	2	1,84	1,75	67,8	60	51	46	42,4	40	36,5	34,2
1	12	7	4,5	3,67	3,25	3	2,66	2,5	73,3	69	62,5	58	55,2	54	50	48

Для случая $V_2 = V_1$ формулы получают вид

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{p_{1 \min}}{2(p_{2 \max} - p_H)}, \quad \frac{V_c}{V_s} = \frac{p_{1 \min}}{2(p_H - p_{1 \min})}, \quad (5.9)$$

а для случаев $V_1 = \infty$ и $V_2 = \infty$ соответственно вид

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{p_H}{p_{2 \max} - p_H}; \quad \frac{V_c}{V_s} = \frac{p_{1 \min}}{p_H - p_{1 \min}}. \quad (5.10)$$

Формулы могут быть применены как для перекачивания газа от начального давления p_H , так и для перекачивания, когда в начальный момент давление в наполняемой или опорожняемой емкостях отлично от p_H , т. е. $p_{H2} > p_H$ и $p_{H1} < p_H$. Последние случаи в таблице, приложенной в конце главы, представлены порядковыми номерами

III, V, VII, IX, и для подсчета V_c/V_s применительно к ним следует предварительно определить условное давление p_H по табличным формулам 21 и 22.

Так получен ряд внешних разновидностей формулы (5.8). На числовом примере нетрудно убедиться в тождественности всех выводов. Пусть в емкостях $V_1 = 80 \text{ л}$ и $V_2 = 40 \text{ л}$ давление газа равно $p_H = 100 \text{ ата}$, определим максимально возможную величину мертвого пространства, обеспечивающую наполнение емкости V_2 до давления 350 ата. Из табличной формулы 23 определим давление в опорожняемой емкости

$$p_1 = \left(1 + \frac{40}{80}\right) 100 - \frac{40}{80} 350 = 150 - 175 = -25.$$

Отрицательная величина показывает неправильную постановку задачи. В самом деле, дожать газ в емкости V_2 до 350 ата невозможно, так как в емкости V_1 значительно раньше наступит опорожнение. Очевидно, что максимальное давление в наполняемой емкости определится из равенства

$$\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_H = \frac{V_2}{V_1} p_2,$$

откуда

$$p_2 < \left(1 + \frac{V_1}{V_2}\right) p_H.$$

Здесь мы ставим знак меньше, имея в виду, что получить абсолютный вакуум невозможно. Итак, для нашего случая предельное давление

$$p_2 < \left(1 + \frac{80}{40}\right) 100 < 300 \text{ ата}.$$

Пусть наполнение емкости будет ограничено до давления 290 ата. Тогда в опорожняемой емкости давление p_1 будет равно

$$p_1 = \left(1 + \frac{40}{80}\right) 100 - \frac{40}{80} 290 = 150 - 145 = 5 \text{ ата}.$$

По формуле (5.8) определяем максимальную величину мертвого пространства, обеспечивающего опорожнение емкости до 5 ата:

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{5}{\left(1 + \frac{40}{80}\right) (290 - 100)} = \frac{5}{285} = 0,0175.$$

Проверим вычисления по формуле (5.7).

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{5}{290 - 5} = 0,0175.$$

Как видно, результаты равны между собой, чем и подтверждается справедливость формул (5.2) и (5.4). Аналогичные вычисления можно выполнить также и для других случаев установки компрессора.

Выявление максимального давления по заданным величинам V_c/V_s и V_2/V_1 необходимо, например, при расчете прочности газовой магистрали, когда существует опасность отказа в работе предохранительных агрегатов. Оценивая это давление, следует иметь в виду практическую возможность его получения, т. е. способность уплотняющей конструкции удержать это давление. Следует также учитывать возможность получения расчетного мертвого пространства в проектируемом цилиндре компрессора. Например, цилиндр кислородного компрессора с мертвым пространством порядка 2% из-за сравнительно больших мертвых объемов в манжетном уплотнении изготовить затруднительно, в то время как для цилиндра воздушного компрессора такая величина мертвого пространства может быть получена.

Выведенные формулы (5.2), (5.4), (5.5) и (5.6) для определения максимальных и минимальных давлений, а также формулы (5.7), (5.8), (5.9) и (5.10), определяющие мертвое пространство, необходимые для получения этих давлений, относятся, как указывалось, к концу наполнения емкости, т. е. при этих величинах давлений подача газа прекращается, и газ начинает мяться в цилиндре компрессора. Продолжительная работа компрессора на этом режиме крайне нежелательна. В самом деле, высокие температуры, получаемые при больших степенях повышения давлений в цилиндре, приводят к коксованию смазки и выходу из строя клапанов в результате загрязнения их образовавшимися смолистыми веществами. В аварийном случае высокие температуры могут вызвать выделение легких фракций из смазывающей жидкости и при сжатии их вместе с рабочим газом привести к взрыву.

Формулы (5.7), (5.8), а также и другие выведенные разновидности этих формул дают возможность определить мертвое пространство цилиндра компрессора при $\eta_v=0$, т. е. когда в емкостях получены максимальное (при наполнении) и минимальное (при опорожнении) давления. Однако в большинстве случаев перед конструктором стоит задача оценки необходимой величины мертвого пространства при любых давлениях режима, когда $\eta_v \neq 0$. Например, при доводке компрессора для получения заданного времени наполнения или опорожнения емкости конструктор, будучи связан с величиной V_s , сравнительно легко может изменить величину V_c . С этой целью необходимо преобразовать формулы времени наполнения и опорожнения емкостей и решить их относительно безразмерных коэффициентов B_2 и B_1 . Тогда возможно определить V_c в зависимости от заданного времени перекачки.

Графический метод определения безразмерных коэффициентов B_2 и B_1

Для случая наполнения емкости, когда $V_2 \leq V_1$, табличную формулу 1 можно потенцировать и представить в виде

$$e^{D_2(B_2-1)} = \frac{P_H}{P_2 - B_2(P_2 - P_H)}, \quad (5.11)$$

где через D_2 после преобразования степеней обозначены постоянные величины

$$D_2 = \frac{\tau_2 A \gamma_{sw}}{V_2}. \quad (5.12)$$

Представив левую часть как $x_2 = f_1(B_2)$, можем записать

$$e^{D_2(B_2-1)} = x_2$$

или, выражая через логарифмы, получим

$$D_2(B_2-1) = \ln x_2.$$

После решения относительно B_2 имеем

$$B_2 = \frac{\ln x_2}{D_2} + 1. \quad (5.13)$$

Аналогично правую часть выражения (5.11) можно представить как $x_2 = f_2(B_2)$ и записать

$$\frac{P_H}{P_2 - B_2(P_2 - P_H)} = x_2,$$

откуда после решения относительно B_2 получим

$$B_2 = \frac{\tau_2}{\tau_2 - 1} - \frac{1}{(\tau_2 - 1)x_2}, \quad (5.14)$$

где $\tau_2 = \frac{P_2}{P_H}$ — степень повышения давления в наполняемой емкости.

Задаваясь различными значениями x_2 , можно построить две кривых, ординаты точек пересечения которых определяют действительные корни уравнения (5.11), т. е. значение B_2 . Зная величину B_2 из преобразованной табличной формулы 7 определяется максимальная величина мертвого пространства, обеспечивающая заданное время перекачки газа

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{B_2}{1 + \frac{V_2}{V_1}} - 1. \quad (5.15)$$

Для случая опорожнения емкости, когда $V_2 \geq V_1$, табличная формула 2 после потенцирования записывается

$$e^{D_1 B_1} = \frac{P_H}{P_H - B_1(P_H - P_1)}, \quad (5.16)$$

где через D_1 обозначены постоянные величины

$$D_1 = \frac{\tau_1 A \gamma_{sw}}{V_1}. \quad (5.17)$$

Из левой и правой частей этого равенства соответственно выводится

$$B_1 = \frac{\ln x_1}{D_1}, \quad (5.18)$$

$$B_1 = \frac{1}{1 - \pi_1'} - \frac{1}{(1 - \pi_1') x_1}. \quad (5.19)$$

где $\pi_1' = \frac{p_1}{p_n}$ — обратная величина степени понижения давления в опорожняемой емкости.

Здесь подсчет величины V_c/V_s выполняется по преобразованной табличной формуле 8

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{B_1 - 1}{1 + \frac{V_1}{V_2}}. \quad (5.20)$$

Отметим, что согласно формулам (5.12) и (5.17) величины D_1 и D_2 изменяются обратно пропорционально емкостям баллонов: $D_1 = \frac{V_2}{V_1} D_2$.

В случае наполнения емкости, когда $V_2 \leq V_1$ и $p_{н2} > p_n$, т. е. когда начальное давление в наполняемой емкости больше давления в емкости питания, табличная формула 3 представляется в виде

$$e^{D_{н1}(B_2-1)} = \frac{p_{н2} - B_2(p_{н2} - p_n)}{p_2 - B_2(p_2 - p_n)}, \quad (5.21)$$

тогда левая часть равенства после решения относительно B_2 имеет вид, аналогичный формуле (5.13):

$$B_2 = \frac{\ln x_2}{D_{21}} + 1, \quad (5.22)$$

здесь значение D_{21} равно

$$D_{21} = \frac{\tau_2' A \eta_{zw}}{V_2}, \quad (5.23)$$

где τ_2' — время наполнения емкости от давления $p_{н2}$ до p_2 .

Соответственно правая часть формулы (5.21) равна

$$B_2 = \frac{\pi_2 x_2 - \pi_{21}}{(\pi_2 - 1) x_2 - (\pi_{21} - 1)}, \quad (5.24)$$

здесь $\pi_{21} = \frac{p_{н2}}{p_n}$.

Величина V_c/V_s определяется из формулы (5.15).

В случае опорожнения емкости, когда $V_2 \leq V_1$ и $p_{н1} < p_n$, т. е. когда начальное давление в питающей емкости меньше давления в наполняемой емкости, табличная формула 4 представляется в виде

$$e^{D_{н1} B_1} = \frac{p_1 - B_1(p_n - p_{н1})}{p_n - B_1(p_n - p_1)}. \quad (5.25)$$

Тогда левая часть равенства после решения относительно B_1 имеет вид

$$B_1 = \frac{\ln x_1}{D_{11}}. \quad (5.26)$$

Здесь

$$D_{11} = \frac{\tau_1' A \eta_{zw}}{V_1}, \quad (5.27)$$

где τ_1' — время опорожнения емкости от давления $p_{н1}$ до p_1 .

Соответственно правая часть формулы (5.25) после преобразования относительно B_1 запишется

$$B_1 = \frac{x_1 - 1}{(1 - \pi_1') x_1 - (1 - \pi_{11})}. \quad (5.28)$$

Здесь $\pi_{11} = \frac{p_{н1}}{p_n}$.

Величина V_c/V_s определится из формулы (5.20), а зависимость D_{11} и D_{21} согласно (5.23) и (5.27) обратно пропорциональна емкости баллонов:

$$D_{11} = \frac{V_2}{V_1} D_{21}. \quad (5.29)$$

Для случая наполнения емкости, когда $V_2 = V_1$, время наполнения вычисляется по табличной формуле 1 и, следовательно, B_2 графически определяется по формулам (5.13) и (5.14), а выражение V_c/V_s согласно табличной формуле 9 имеет вид

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{B_2}{2} - 1. \quad (5.30)$$

Для случая опорожнения емкости, когда $V_2 = V_1$, время вычисляется по табличной формуле 2 и, следовательно, величина B_1 определяется формулами (5.18) и (5.19), а выражение V_c/V_s согласно табличной формуле 10 имеет вид

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{B_1 - 1}{2}. \quad (5.31)$$

То же относится к случаям, когда $V_2 = V_1$ при $p_{н2} > p_n$ и $V_2 = V_1$ при $p_{н1} < p_n$. Здесь время наполнения подсчитывается по табличной формуле 3, а время опорожнения по табличной формуле 4, следовательно, значения B_2 и B_1 определяются соответственно с помощью формул (5.22), (5.24) и (5.26), (5.28), а величина V_c/V_s подсчитывается по формулам (5.30) и (5.31).

В случае $V_1 = \infty$ и в случае $V_1 = \infty$ при $p_{н2} > p_n$ величина B_2 определяется соответственно по формулам (5.13), (5.14) и (5.22), (5.24), а V_c/V_s — по формуле

$$\frac{V_c}{V_s} = B_2 - 1. \quad (5.32)$$

Для случая $V_2=\infty$ и случая $V_2=\infty$ при $p_{н1}<p_{н2}$ величина B_1 определяется по формулам (5.18), (5.19) и (5.26), (5.28), а V_c/V_s — из формулы

$$\frac{V_c}{V_s} = B_1 - 1. \quad (5.33)$$

Для случая $J=C$ величина η_v , равная B_2 , определяется непосредственно из табличной формулы 5

$$\eta_v = \frac{V_2 J}{\tau_2 A \eta_w} \ln \frac{p_1}{p_{н1}},$$

после чего величина V_c/V_s определяются из выражения коэффициента наполнения цилиндра (4.15), записанного для изотермического процесса

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{1 - \eta_v}{J - 1}. \quad (5.34)$$

В случае $J=C$ при $p_{н2}=p_2$ время, необходимое для достижения давления в наполняемой емкости, равно времени, потраченному на первый ход поршня. Практически это время ничтожно мало. Коэффициент наполнения для данного случая постоянный и V_c/V_s для изотермического процесса может быть определено непосредственно из формулы (4.15).

Выведенные формулы для вычисления величин безразмерных коэффициентов B_2 и B_1 сведены в графу 9 таблицы, приложенной в конце главы, а формулы для вычисления отношения V_c/V_s — в графу 12. Предложенный графический метод определения значений B_2 и B_1 требует сравнительно несложной вычислительной работы и для практического применения может оказаться наиболее удобным. Примером графического определения корней потенцированного уравнения и вычисления величины мертвого пространства цилиндра поршневого компрессора может служить следующая задача.

Пусть кислородный компрессор должен наполнить 80-литровую емкость до давления 150 ата за 5,1 мин. Питание компрессора осуществляется из емкости 160 л. Давление после перепуска кислорода равно 85 ата. Рабочий объем цилиндра компрессора 34,7 см³, число цилиндров 3, число оборотов — 200 в минуту, коэффициент потерь $\eta_w=0,8$. Вычислить необходимую величину мертвого пространства, обеспечивающую заданную производительность.

По условиям задачи компрессор наполняет емкость после перепуска газа, т. е. когда давление в наполняемой и питающей емкости сравнялось и равно 85 ата. Следовательно, для определения B_2 могут быть применены формулы (5.13) и (5.14). Предварительно определим постоянные величины A , π_2 и D_2 . Согласно формуле (4.17)

$$A = 0,0347 \cdot 3 \cdot 200 = 20,8 \text{ л/мин.}$$

В соответствии с принятыми обозначениями $\pi_2 = \frac{150}{85} = 1,76$.

Согласно формуле (5.12)

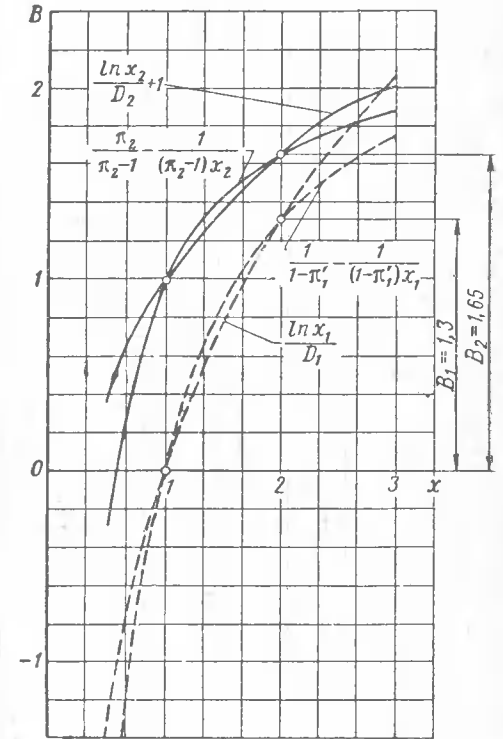
$$D_2 = \frac{5,1 \cdot 20,8 \cdot 0,8}{80} = 1,06.$$

После вычисления этих величин, задаваясь различными значениями x_2 , по формулам (5.13) и (5.14) определяется величина B_2 . Результаты подсчета сведены в табл. 8, по данным которой построены кривые, изображенные на фиг. 36. Точки пересечения сплошных кривых, построенных для случая наполнения емкости, дают корни уравнения, равные 1 и 1,65. Имея в виду, что по табличной формуле 19 $B_2 > 1$, первый корень не имеет физического смысла и, следовательно, $B_2 = 1,65$. Тогда отношение V_c/V_s , вычисленное по формуле (5.15), равно

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{1,65}{1 + 0,5} - 1 = 0,1,$$

т. е. для выполнения условий, поставленных в задаче, величина мертвого пространства должна быть не более 10%.

Приведенный расчет может быть выполнен и по формулам (5.18), (5.19) и (5.20), выведенным для случая опорожнения емкости, когда $V_2 \leq V_1$. Имея в виду, что время наполнения τ_2 равно времени опорожнения τ_1 , для вычисления по этим формулам предварительно необходимо согласно табличной формуле 23 определить величину p_1 . Вычисленные кривые (см. табл. 8) пунктирными линиями изображены на фиг. 36. Из точки пересечения дают корни 0 и 1,3. Поскольку значение B_1 для идеального компрессора равно 1, то корень, удовлетворяющий физичес-



Фиг. 36. Графический метод определения безразмерных коэффициентов B_2 и B_1 .

Сплошные кривые вычислены по характеристике наполнения. Пунктирные кривые вычислены по характеристике опорожнения. По полученным корням уравнений определяется величина мертвого пространства цилиндра компрессора.

К определению безразмерных коэффициентов B_2 и B_1 графическим методом

Наполнение			Опорожнение		
B_2 x_2	$\frac{\ln x_2}{D_2} + 1$	$\frac{\pi_2}{\pi_2 - 1} - \frac{1}{(\pi_2 - 1) x_2}$	B_1 x_1	$\frac{\ln x_1}{D_1}$	$\frac{1}{1 - \pi_1} - \frac{1}{(1 - \pi_1) x_1}$
0,5	$-\frac{0,7}{1,06} + 1 = 0,340$	$2,32 - \frac{1}{0,76 \cdot 0,5} = -0,31$	0,5	$-\frac{0,7}{0,53} = -1,32$	$2,62 - \frac{1}{0,382 \cdot 0,5} = -2,63$
1	$\frac{0}{1,06} + 1 = 1$	$2,32 - \frac{1}{0,76 \cdot 1} = 1$	1	$\frac{0}{0,53} = 0$	$2,62 - \frac{1}{0,382 \cdot 1} = 0$
1,3	$\frac{0,26}{1,06} + 1 = 1,246$	$2,32 - \frac{1}{0,76 \cdot 1,3} = 1,27$	1,3	$\frac{0,26}{0,53} = 0,49$	$2,62 - \frac{1}{0,382 \cdot 1,3} = 0,60$
2	$\frac{0,693}{1,06} + 1 = 1,655$	$2,32 - \frac{1}{0,76 \cdot 2} = 1,65$	2	$\frac{0,69}{0,53} = 1,31$	$2,62 - \frac{1}{0,382 \cdot 2} = 1,31$
3	$\frac{1,09}{1,06} + 1 = 2,028$	$2,32 - \frac{1}{0,76 \cdot 3} = 1,88$	3	$\frac{1,09}{0,53} = 2,05$	$2,62 - \frac{1}{0,382 \cdot 3} = 1,75$

кому смыслу, может быть только 1,3, следовательно, $B_1 = 1,3$. Тогда согласно формуле (5.20) получим

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{1,3 - 1}{1 + 2} = 0,1.$$

Следовательно, подсчет величины мертвого пространства по формулам опорожнения емкости также дает значение $V_c = 10\%$.

Более наглядное представление физической сущности задачи может дать приближенный аналитический метод решения, исключающий необходимость подбора текущей координаты x . Для этого необходимо формулы, определяющие время, выведенные для различных случаев установки компрессора, привести к уравнениям, из которых возможно непосредственно определять величины безразмерных коэффициентов B_2 и B_1 .

Аналитический метод определения безразмерных коэффициентов B_2 и B_1

Для случая наполнения емкости, когда $V_2 \leq V_1$, формулу (5.11) после деления числителя и знаменателя правой части на p_n и преобразований можно записать в виде

$$e^{D_2 B_2} e^{-D_2} \left[\frac{p_2}{p_n} - B_2 \left(\frac{p_2}{p_n} - 1 \right) \right] - 1 = 0,$$

или после разложения в ряд показательной функции $e^{D_2 B_2}$ и замены p_2/p_n через π_2 получим

$$[\pi_2 - B_2(\pi_2 - 1)] e^{-D_2} \left(1 + D_2 B_2 + \frac{D_2^2}{2!} B_2^2 + \frac{D_2^3}{3!} B_2^3 + \frac{D_2^4}{4!} B_2^4 + \right. \\ \left. + \frac{D_2^5}{5!} B_2^5 \right) - 1 = 0.$$

Дальнейшие преобразования приводят к уравнению

$$\frac{D_2^5}{5!} \frac{(1 - \pi_2)}{e^{D_2}} B_2^6 + \frac{D_2^4}{4! e^{D_2}} \left[\frac{\pi_2 D_2}{5} - (\pi_2 - 1) \right] B_2^5 + \\ + \frac{D_2^3}{3! e^{D_2}} \left[\frac{\pi_2 D_2}{4} - (\pi_2 - 1) \right] B_2^4 + \frac{D_2^2}{2! e^{D_2}} \left[\frac{\pi_2 D_2}{3} - (\pi_2 - 1) \right] B_2^3 + \\ + \frac{D_2}{e^{D_2}} \left[\frac{\pi_2 D_2}{2} - (\pi_2 - 1) \right] B_2^2 + \frac{1}{e^{D_2}} [\pi_2 D_2 - (\pi_2 - 1)] B + \frac{\pi_2}{e^{D_2}} - 1 = 0.$$

Деля на коэффициент при B_2^6 , после дальнейших преобразований получим приведенное уравнение безразмерных коэффициентов

$$B_2^6 + \left(\frac{5}{D_2} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}\right) B_2^5 + \frac{5}{D_2} \left(\frac{4}{D_2} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}\right) B_2^4 + \frac{20}{D_2^2} \left(\frac{3}{D_2} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}\right) B_2^3 + \\ + \frac{60}{D_2^3} \left(\frac{2}{D_2} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}\right) B_2^2 + \frac{120}{D_2^4} \left(\frac{1}{D_2} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}\right) B_2 + \\ + \frac{120}{D_2^5} \left(\frac{e^{D_2}}{\pi_2 - 1} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}\right) = 0,$$

или в сокращенной записи

$$B_2^6 + a_1 B_2^5 + a_2 B_2^4 + a_3 B_2^3 + a_4 B_2^2 + a_5 B_2 + a_6 = 0, \quad (5.35)$$

где

$$a_1 = \frac{5}{D_2} - K_2, \quad (5.36)$$

$$a_2 = \frac{5}{D_2} \left(\frac{4}{D_2} - K_2\right), \quad (5.37)$$

$$a_3 = \frac{20}{D_2^2} \left(\frac{3}{D_2} - K_2\right), \quad (5.38)$$

$$a_4 = \frac{60}{D_2^3} \left(\frac{2}{D_2} - K_2\right), \quad (5.39)$$

$$a_5 = \frac{120}{D_2^4} \left(\frac{1}{D_2} - K_2\right), \quad (5.40)$$

$$a_6 = \frac{120}{D_2^5} \left(\frac{e^{D_2}}{\pi_2 - 1} - K_2\right), \quad (5.41)$$

$$\text{здесь } K_2 = \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}.$$

Следовательно, для определения B_2 необходимо найти корни уравнения (5.35) и далее согласно формуле (5.15) определить отношение V_c/V_s .

Для случая опорожнения емкости, когда $V_2 \leq V_1$, формула (5.16) запишется в виде

$$e^{D_1 B_1} \left[1 - B_1 \left(1 - \frac{p_1}{p_n}\right)\right] - 1 = 0$$

или после разложения в ряд показательной функции $e^{D_1 B_1}$ и замены p_1/p_n через π_1' получим

$$[1 - B_1(1 - \pi_1')] \left(1 + D_1 B_1 + \frac{D_1^2}{2!} B_1^2 + \frac{D_1^3}{3!} B_1^3 + \right. \\ \left. + \frac{D_1^4}{4!} B_1^4 + \frac{D_1^5}{5!} B_1^5\right) - 1 = 0.$$

Дальнейшие преобразования приводят к виду

$$\frac{D_1^5}{120} (\pi_1' - 1) B_1^5 + \frac{D_1^4}{24} \left[\frac{D_1}{5} - (1 - \pi_1')\right] B_1^4 + \frac{D_1^3}{6} \left[\frac{D_1}{4} - (1 - \pi_1')\right] B_1^3 + \\ + \frac{D_1^2}{2} \left[\frac{D_1}{3} - (1 - \pi_1')\right] B_1^2 + \\ + D_1 \left[\frac{D_1}{2} - (1 - \pi_1')\right] B_1 + [D_1 - (1 - \pi_1')] B_1 = 0.$$

После деления на коэффициент первого члена получим приведенное уравнение вида (5.35), где выражение коэффициентов равно

$$a_1 = \frac{5}{D_1} - K_1', \quad (5.42)$$

$$a_2 = \frac{5}{D_1} \left(\frac{4}{D_1} - K_1'\right), \quad (5.43)$$

$$a_3 = \frac{20}{D_1^2} \left(\frac{3}{D_1} - K_1'\right), \quad (5.44)$$

$$a_4 = \frac{60}{D_1^3} \left(\frac{2}{D_1} - K_1'\right), \quad (5.45)$$

$$a_5 = \frac{120}{D_1^4} \left(\frac{1}{D_1} - K_1'\right), \quad (5.46)$$

$$a_6 = 0,$$

$$\text{здесь } K_1' = \frac{1}{1 - \pi_1'}.$$

Для случая наполнения емкости, когда $V_2 \leq V_1$ и $p_{n2} > p_n$, формулу (5.21) можно записать в виде

$$e^{D_{21} B_2} e^{-D_{21}} \left[\frac{p_2}{p_n} - B_2 \left(\frac{p_2}{p_n} - 1\right)\right] - \left[\frac{p_{n2}}{p_n} - B_2 \left(\frac{p_{n2}}{p_n} - 1\right)\right] = 0.$$

После разложения в ряд функции $e^{D_{21} B_2}$, замены p_2/p_n через π_2 , а p_{n2}/p_n через π_{21} запишем вид приведенного уравнения

$$B_2^6 + \left(\frac{5}{D_{21}} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}\right) B_2^5 + \frac{5}{D_{21}} \left(\frac{4}{D_{21}} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}\right) B_2^4 + \frac{20}{D_{21}^2} \left(\frac{3}{D_{21}} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}\right) B_2^3 + \\ + \frac{60}{D_{21}^3} \left(\frac{2}{D_{21}} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1}\right) B_2^2 + \frac{120}{D_{21}^4} \left[\frac{1}{D_{21}} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1} - \frac{e^{D_{21}} (\pi_{21} - 1)}{D_{21} (\pi_2 - 1)}\right] B_2 + \\ + \frac{120}{D_{21}^5 (1 - \pi_2)} (\pi_2 - e^{D_{21}} \pi_{21}) = 0.$$

Как видно из уравнения, коэффициенты при B_2^5 , B_2^4 , B_2^3 и B_2^2 соответствуют формулам (5.36), (5.37), (5.38), (5.39), отличаясь

лишь значением D_{21} , определяемым формулой (5.23), а коэффициент a_5 и свободный член a_6 имеют следующий вид:

$$a_5 = \frac{120}{D_{21}^4} \left[\frac{1}{D_{21}} - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1} - \frac{e^{D_{21}} (\pi_{21} - 1)}{D_{21} (\pi_2 - 1)} \right]; \quad (5.47)$$

$$a_6 = \frac{120}{D_{21}^5 (1 - \pi_2)} (\pi_2 - e^{D_{21}} \pi_{21}). \quad (5.48)$$

Для случая опорожнения емкости, когда $V_2 \leq V_1$ и $p_{н1} < p_n$, формулу (5.25) можно записать

$$e^{D_{11} B_1} \left[1 - B_1 \left(1 - \frac{p_1}{p_n} \right) \right] - \left[1 - B_1 \left(1 - \frac{p_{н1}}{p_n} \right) \right] = 0.$$

После разложения в ряд $e^{D_{11} B_1}$, замены p_1/p_n через π'_1 , а $p_{н1}/p_n$ через π'_{11} приведенное уравнение будет иметь вид

$$B_1^5 + \left(\frac{5}{D_{11}} - \frac{1}{1 - \pi'_1} \right) B_1^4 + \frac{5}{D_{11}} \left(\frac{4}{D_{11}} - \frac{1}{1 - \pi'_1} \right) B_1^3 + \\ + \frac{20}{D_{11}^2} \left(\frac{3}{D_{11}} - \frac{1}{1 - \pi'_1} \right) B_1^2 + \frac{60}{D_{11}^3} \left(\frac{2}{D_{11}} - \frac{1}{1 - \pi'_1} \right) B_1 + \\ + \frac{120}{D_{11}^4 (\pi'_1 - 1)} (D_{11} + \pi'_1 - \pi'_{11}) B_1 = 0.$$

Здесь, так же как и в предыдущем случае, коэффициенты при B_1^5 , B_1^4 , B_1^3 и B_1^2 соответствуют формулам (5.42), (5.43), (5.44), (5.45) при своем значении D_{11} , определяемом формулой (5.29), свободный член равен нулю, а коэффициент a_5 равен

$$a_5 = \frac{120}{D_{11}^5 (\pi'_1 - 1)} (D_{11} + \pi'_1 - \pi'_{11}). \quad (9.49)$$

Случай $V_2 = V_1$ имеет коэффициенты приведенного уравнения, соответствующие формулам (5.36), (5.37), (5.38), (5.39), (5.40), (5.41) для характеристики наполнения и формулам (5.42), (5.43), (5.44), (5.45), (5.46) для характеристики опорожнения. Это ясно, поскольку формулы времени наполнения и опорожнения емкости при $V_2 = V_1$ и $V_2 \leq V_1$ отличаются только безразмерными величинами B_2 и B_1 .

То же относится к случаю $V_2 = V_1$ при $p_{н2} > p_n$. Его коэффициенты соответствуют формулам (5.36), (5.37), (5.38), (5.39), (5.47), (5.48) для характеристики наполнения и формулам (5.42), (5.43), (5.44), (5.45), (5.49) для характеристики опорожнения: здесь, так же как и при $V_2 \leq V_1$, свободный член уравнения $a_6 = 0$.

Отношение V_c/V_s для случая $V_2 = V_1$ и для случая $V_2 = V_1$ при $p_{н2} > p_n$ определяется из формулы (5.30) для наполнения емкости и из формулы (5.31) для опорожнения.

Для случая $V_1 = \infty$ и $V_2 = \infty$ при $p_{н2} > p_n$ соответственно применяются формулы (5.36), (5.37), (5.38), (5.39), (5.40),

(5.41) и (5.36), (5.37), (5.38), (5.39), (5.47), (5.48), а отношение V_c/V_s подсчитывается по формуле (5.32).

Для случая $V_2 = \infty$ и $V_2 = \infty$ при $p_{н1} < p_n$ соответственно применяются формулы (5.42), (5.43), (5.44), (5.45), (5.46) и (5.42), (5.43), (5.44), (5.45), (5.49), а величина V_c/V_s определяется формулой (5.33).

Для случая $J = C$, $B_2 = \eta_v$ величина безразмерного коэффициента определяется непосредственно из табличной формулы 5, после чего по формуле (5.34) вычисляется отношение V_c/V_s .

Случай $J = C$ при $p_{н2} = p_2$, как было указано, имеет $\tau \rightarrow 0$. Выведенные формулы для всех случаев установки компрессора сведены в графы 10 и 11 таблицы, приложенной в конце главы.

Следует отметить, что идеальный компрессор имеет минимальное значение $D = \tau/c$, поскольку именно в этом случае величина τ наименьшая. Значение D при $V_c = 0$ может быть определено из табличных формул 13, 14 и 15. Например, согласно формуле 13 можно записать

$$e^{\tau_1} = \left(\frac{p_n}{p_1} \right)^{c_1}; \quad e^{D_1} = \frac{p_n}{p_1}; \quad e^{-D_1} = \frac{p_1}{p_n} = \pi'_1,$$

а согласно формуле 14

$$e^{\tau'_{11}} = \left(\frac{p_{н1}}{p_1} \right)^{c_1}, \quad e^{D_{11}} = \frac{p_{н1}}{p_1}, \quad e^{-D_{11}} = \frac{p_1}{p_{н1}} = \pi'_{11},$$

и, наконец, согласно формуле 15, запишем

$$e^{\tau_2} = \left(\frac{p_n}{p_1} \right)^{c_2}, \quad e^{D_2} = \frac{p_n}{p_1}, \quad e^{-D_2} = \frac{p_1}{p_n} = \pi'_1.$$

Следовательно, для каждой заданной величины π'_1 или π'_{11} значение D_1 , D_{11} или D_2 может быть определено непосредственно из табличной функции e^{-x} . Используя зависимость D_1 , $D_2 = f(\pi'_1)$ или, что все равно, $D_{11} = f(\pi'_{11})$ построим на фиг. 37 кривую 1. Пользуясь ею, легко определить значения D_1 и D_2 .

Для случаев $V_1 = \infty$ и $V_2 = \infty$ при $p_{н2} > p_n$, когда $V_c = 0$ в соответствии с табличными формулами 17 и 18 можно записать линейные зависимости

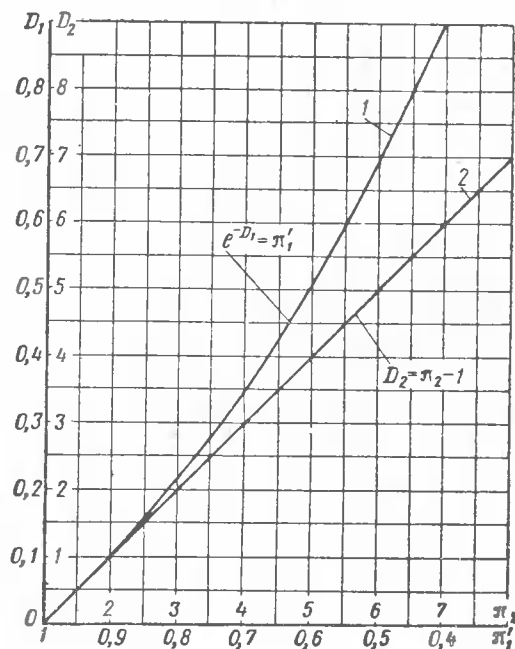
$$\frac{\tau_2}{c_2} = \frac{p_2}{p_n} - 1, \quad D_2 = \pi_2 - 1; \quad (5.50)$$

$$\frac{\tau'_2}{c_2} = \frac{p_2}{p_n} - \frac{p_{н2}}{p_n}, \quad D_{21} = \tau_2 - \tau_{21}. \quad (5.51)$$

Уравнение (5.50) на фиг. 37 иллюстрировано прямой 2 с параметрами общего уравнения линии $a = b = 1$.

Уравнение (5.51) в зависимости от значения π_{21} может быть представлено параллельными прямыми, пересекающимися отрицательную ось ординат на величинах $-\pi_{21}$. Эти линии на фигуре не

показаны. Следовательно, при $V_c > 0$ величины D_1 , D_2 , D_{11} и D_{21} при заданных π_1 , π_2 , π_{11} и π_{21} могут лежать только выше линий $D=f(\pi)$ и только при $V_c=0$ непосредственно на этих линиях. Иначе, чем больше величина D , тем при большем значении V_c возможно достичь заданных отношений давлений.



Фиг. 37. Кривые для определения величины D применительно к идеальному компрессору. 1—опорожнение емкости при $V_c=0$, 2—наполнение емкости, когда $V_1=\infty$ и $V_c=0$.

Применение выведенных формул покажем на задаче, поставленной в предыдущем разделе. Используя полученные значения $\pi_2=1,76$ и $D_2=1,06$ по формулам (5.36), (5.37), (5.38), (5.39) (5.40) и (5.41) определим коэффициенты уравнения (5.35):

$$a_1 = \frac{5}{1,06} - \frac{1,76}{1,76-1} = 4,717 - 2,307 = 2,41;$$

$$a_2 = \frac{5}{1,06} \left(\frac{4}{1,06} - 2,307 \right) = 4,717 (3,773 - 2,307) = 6,915;$$

$$a_3 = \frac{20}{1,06^2} \left(\frac{3}{1,06} - 2,307 \right) = 17,80 (2,83 - 2,307) = 9,309;$$

$$a_4 = \frac{60}{1,06^3} \left(\frac{2}{1,06} - 2,307 \right) = 50,378 (1,886 - 2,307) = -21,21;$$

$$a_5 = \frac{120}{1,06^4} \left(\frac{1}{1,06} - 2,307 \right) = 95,087 (0,943 - 2,307) = -129,7;$$

$$a_6 = \frac{120}{1,06^5} \left(\frac{e^{1,06}}{1,76-1} - 2,307 \right) = 89,68 (3,77 - 2,307) = 132,8.$$

Тогда приведенное уравнение (5.35) запишется

$$B_2^6 + 2,41 B_2^5 + 6,915 B_2^4 + 9,309 B_2^3 - 21,21 B_2^2 - 129,7 B_2 + 132,8 = 0.$$

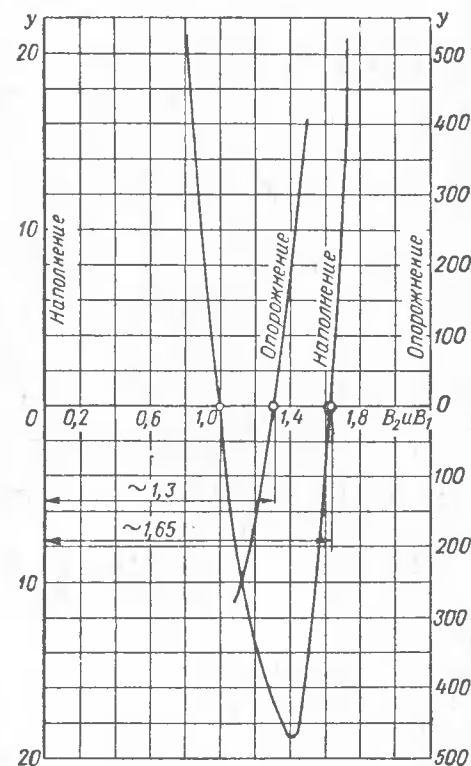
Решение уравнения с показателем степени более четырех может быть выполнено методом итераций или методом Лобачевского—Греффе и др. Оно может быть решено также графически с последующим уточнением корней. Обычно коэффициенты уравнения являются приближенными числами, и целесообразность точного вычисления не всегда оправдана. Имея это в виду, мы ограничиваемся графическим решением уравнения. Подсчет уравнения при различных значениях B_2 приведен в табл. 9, а на фиг. 38 представлена кривая $y=f(B_2)$. Пересечение кривой с осью абсцисс дает корни уравнения B_2 , равные ~ 1 и $1,65$.

Согласно табличной формуле 19 для идеального компрессора величина $B_2 > 1$, следовательно, корень, удовлетворяющий физическому смыслу поставленной задачи, равен $1,65$. Тогда согласно формуле (5.15) величина мертвого пространства определится

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{1,65}{1+0,5} - 1 = 0,1.$$

Итак, мертвое пространство составляет 10% от рабочего объема цилиндра.

Решение может быть проверено по табличной формуле 1, определяющей необходимое время наполнения емкости. В задаче, сформулированной в предыдущем разделе, были заданы следующие параметры: $\tau_2=5,1$ мин; $V_2=80$ л; $V_1=160$ л; $p_n=85$ ат; $p_2=150$ ата; $V_s=34,7$ см³; $i=3$; $n=200$ об/мин; $\eta_w=0,8$. При полученном коэф-



Фиг. 38. Графическое определение безразмерных коэффициентов B_2 и B_1 .

Таблица 9

К определению безразмерных коэффициентов B_2 и B_1 аналитическим методом

B	B^6	$a_1 B^5$	$a_2 B^4$	$a_3 B^3$	$a_4 B^2$	$a_5 B$	a_6	y
0,8	0,0221	$2,41 \cdot 0,327 = 0,814$	$6,915 \cdot 0,409 = 2,830$	$9,309 \cdot 0,512 = 4,760$	$-21,21 \cdot 0,64 = -13,60$	$-129,7 \cdot 0,8 = -103,86$	132,8	21,30
1,0	1,00	$2,41 \cdot 1 = 2,41$	$6,915 \cdot 1 = 6,915$	$9,309 \cdot 1 = 9,309$	$-21,21 \cdot 1 = -21,21$	$-129,7 \cdot 1 = -129,7$	132,8	0,11
1,2	2,985	$2,41 \cdot 2,488 = 6,05$	$6,915 \cdot 2,074 = 14,35$	$9,309 \cdot 1,728 = 16,30$	$-21,21 \cdot 1,440 = -30,4$	$-129,7 \cdot 1,20 = -156$	132,8	-13,92
1,3	4,83	$2,41 \cdot 3,713 = 9,0$	$6,915 \cdot 2,856 = 19,90$	$9,309 \cdot 2,197 = 20,3$	$-21,21 \cdot 1,680 = -35,7$	$-129,7 \cdot 1,3 = -169$	132,8	-16,68
1,4	7,53	$2,41 \cdot 5,378 = 13,0$	$6,915 \cdot 3,842 = 26,5$	$9,309 \cdot 2,744 = 25,8$	$-21,21 \cdot 1,960 = -41,5$	$-129,7 \cdot 1,4 = -183$	132,8	-18,89
1,5	11,39	$2,41 \cdot 7,594 = 18,3$	$6,915 \cdot 5,062 = 35,1$	$9,309 \cdot 3,375 = 31,8$	$-21,21 \cdot 2,250 = -47,6$	$-129,7 \cdot 1,5 = -196$	132,8	-14,21
1,6	16,30	$2,41 \cdot 10,490 = 25,3$	$6,915 \cdot 6,554 = 45,5$	$9,309 \cdot 4,036 = 38,6$	$-21,21 \cdot 2,560 = -54,2$	$-129,7 \cdot 1,6 = -208$	132,8	-3,20
1,65	20,22	$2,41 \cdot 12,23 = 29,7$	$6,915 \cdot 7,412 = 51,5$	$9,309 \cdot 4,492 = 42,3$	$-21,21 \cdot 2,722 = -57,6$	$-129,7 \cdot 1,65 = -215$	132,8	1,49
1,7	24,10	$2,41 \cdot 14,2 = 34,2$	$6,915 \cdot 8,352 = 58,0$	$9,309 \cdot 4,913 = 46,2$	$-21,21 \cdot 2,880 = -61,1$	$-129,7 \cdot 1,7 = -221$	132,8	12,40
1,1	1,770	$6,812 \cdot 1,611 = 10,95$	$46,44 \cdot 1,464 = 67,9$	$216,44 \cdot 1,331 = 289$	$464,22 \cdot 1,210 = 562$	$1106,4 \cdot 1,1 = -1218$	0	-287,4
1,2	2,985	$6,812 \cdot 2,488 = 16,95$	$46,44 \cdot 2,074 = 96,40$	$216,44 \cdot 1,728 = 374,2$	$464,22 \cdot 1,440 = 683$	$1106,4 \cdot 1,2 = -1338$	0	-149,5
1,3	4,830	$6,812 \cdot 3,713 = 25,23$	$46,44 \cdot 2,856 = 132,5$	$216,44 \cdot 2,197 = 475$	$464,22 \cdot 1,680 = 785$	$1106,4 \cdot 1,3 = -1439$	0	-16,4
1,4	7,530	$6,812 \cdot 5,378 = 36,6$	$46,44 \cdot 3,842 = 178,4$	$216,44 \cdot 2,744 = 494$	$464,22 \cdot 1,960 = 921,5$	$1106,4 \cdot 1,4 = -1547$	0	90,50
1,5	11,390	$6,812 \cdot 7,594 = 51,17$	$46,44 \cdot 5,062 = 234,1$	$216,44 \cdot 3,375 = 729$	$464,22 \cdot 2,250 = 1045$	$1106,4 \cdot 1,5 = -1660$	0	410,7

НАПОЛНЕНИЕ

ОПОРОЖНЕНИЕ

коэффициенте $B_2 = 1,65$ и величине мертвого пространства $V_c = 10\%$ по табличной формуле 1 вычислим время наполнения емкости

$$\tau_2 = \frac{V_2}{A \eta_{\text{ш}} (B_2 - 1)} \ln \frac{p_{\text{н}}}{p_2 - B_2 (p_2 - p_{\text{н}})} =$$

$$= \frac{80}{20,8 \cdot 0,8 (1,65 - 1)} \ln \frac{85}{150 - 1,65 (150 - 85)} = 7,41 \ln 1,985 = 5,1 \text{ мин.}$$

Итак, получено ранее заданное время, равное 5,1 мин.

Определить объем мертвого пространства V_c можно также и по характеристике опорожнения емкости. Покажем это решение. Из табличной формулы 23 определим величину p_1 в тот момент, когда в емкости V_2 достигнуто давление 150 ата:

$$p_1 = \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_{\text{н}} - \frac{V_2}{V_1} p_2 = \left(1 + \frac{80}{160}\right) 85 - \frac{80}{160} 150 = 52,5 \text{ ат.}$$

Тогда

$$\pi'_1 = \frac{52,5}{85} = 0,618,$$

а D_1 определяется из отношения емкостей:

$$D_1 = \frac{V_2}{V_1} D_2 = \frac{80}{160} \cdot 1,06 = 0,53.$$

Следовательно, коэффициенты приведенного уравнения согласно формулам (5.42), (5.43), (5.44), (5.45) и (5.46) будут иметь следующие значения:

$$a_1 = \frac{5}{0,53} - \frac{1}{1 - 0,618} = 6,812;$$

$$a_2 = \frac{5}{0,53} \left(\frac{4}{0,53} - 2,615 \right) = 46,44;$$

$$a_3 = \frac{20}{0,53^2} \left(\frac{3}{0,53} - 2,615 \right) = 216,44;$$

$$a_4 = \frac{60}{0,53^3} \left(\frac{2}{0,53} - 2,615 \right) = 462,22;$$

$$a_5 = \frac{120}{0,53^4} \left(\frac{1}{0,53} - 2,615 \right) = -1106,45.$$

Запишем уравнение

$$B_1^6 + 6,812 B_1^5 + 46,44 B_1^4 + 216,44 B_1^3 + 464,22 B_1^2 - 1106,45 B_1 = 0.$$

Вычисление этого уравнения дано в табл. 9. По табличным данным построена кривая $y = f(B_1)$, показанная на фиг. 38. Пересечение этой кривой с осью абсцисс дает значение $B_1 = 1,3$. При этом значении B_1 согласно формуле (5.20) величина мертвого пространства равна

$$\frac{V_c}{V_s} = \frac{1,3 - 1}{1 + 2} = 0,1.$$

Итак, $V_c=10\%$. Так же, как и для случая наполнения емкости, это вычисление возможно проверить по табличной формуле 2. Подставляя заданные величины и значение $B_1=1,3$, получим

$$\tau_1 = \frac{160}{20,8 \cdot 0,8 \cdot 1,3} \ln \frac{85}{85 - 1,3(85 - 52,5)} = 7,41 \ln \frac{85}{85 - 42,3} = 7,41 \ln 1,985 = 5,1 \text{ мин.}$$

При разложении показательной функции e^{DB} ряд был записан с шестью членами и, следовательно, получено уравнение шестой степени. При вычислении корня этого уравнения ошибка от величины V_c не превышала 3%. При исследовании уравнения пятой и третьей степени ошибка в вычислении V_c получена соответственно 5 и 10%. Эта неточность оказывает влияние на далее вычисляемые величины, и упрощение уравнения безразмерных коэффициентов не может быть рекомендовано.

Некоторые вопросы прикладной теории производительности

Предложенный метод расчета дает возможность определить производительность компрессорной установки, работающей на переменном режиме давлений. Из формулы времени, необходимого для наполнения емкости, раскрытое выражение которой записывается в виде

$$\tau_2 = \frac{V_2}{V_s \ln \eta_{\text{в}} \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) - 1 \right]} \times \ln \frac{p_n}{p_2 - \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) (p_2 - p_n)}, \quad (5.52)$$

видно, что время наполнения, а следовательно, и производительность, зависит от

- постоянной компрессора $A = V_s \ln$, изменяющей время обратно пропорционально;
- характеристики цилиндров V_c/V_s , изменяющей время в сложной зависимости;
- данных установки V_2/V_1 ;
- режима работы компрессора $p_2 - p_n$.

Следовательно, для сравнения производительности компрессорных установок, работающих на переменном режиме, необходимо выбрать одинаковые условия сравнения. Исходя из практики аэродромной эксплуатации, эти условия могут быть сформулированы из следующих соображений.

Величина начального давления может быть выбрана как средняя величина между рабочим давлением в транспортных баллонах, равным 150 *ати*, и остаточным давлением в опорожняемой емкости. Если принять остаточное давление 15 *ати*, поскольку дальнейшее

опорожнение малоэффективно, то получим

$$p_n = \frac{150 + 15}{2} = 82,5 \text{ ати.}$$

При построении графиков производительности для упрощения счетной работы целесообразно откладывать начальные давления через 10 *ати*, и из этого условия начальное давление следует принять равным 80 *ати*.

Для упрощения расчета величины объемов емкостей принимаем равными между собой. Тогда в формуле (5.52) отношение V_2/V_1 будет равно 1, и в числителе первого множителя остается величина V_2 . Имея в виду, что емкость стандартного транспортного баллона $V_2=40$ л, примем $V_1=V_2=40$ л.

И, наконец, исходя из теплового режима компрессора и эффективности перекачки отношение давлений $J = \frac{p_2}{p_1}$ принимаем равным 3. Тогда номинальные условия производительности определяются следующими параметрами: $p_n=80$ *ати*, $V_1=V_2=40$ л и $J=3$. После подстановки этих величин в (4.5) и (4.6) получим формулу номинальной производительности

$$Q_n = \frac{96}{\tau} \text{ м}^3/\text{час.} \quad (5.53)$$

Здесь при преобразовании формул давление p_2 определено из табличной формулы 27 при $J=3$, а индекс «н» при Q показывает, что производительность подсчитана при номинальных условиях.

Исходя из приведенных условий можно сравнивать производительности компрессоров, имеющих различные размерности. Можно сделать также сравнение производительности по формуле $Q = \lambda V_s \ln$, обычно приводимой в курсах теории компрессорных машин. Сравним производительности одноступенчатых кислородных компрессоров КН-40 и Sup-216, имеющих следующие данные:

	КН-40	Sup-216
Число цилиндров i	3	2
Рабочий объем цилиндра V_s в см^3	34,3	31,5
Отношение V_c/V_s	0,07	0,04
Число оборотов в минуту n	200	260
Коэффициент потерь $\eta_{\text{в}}$	0,9	0,9
Емкость наполняемого баллона V_2 в л	40	40
Емкость опорожняемого баллона V_1 в л	40	40
Начальное давление p_n в <i>ати</i>	80	80
Конечное давление наполнения p_2 в <i>ати</i>	120	120

Проведем вычисления.

Коэффициент B_2 :

для компрессора КН-40

$$B_2 = (1 + 0,07) (1 + 1) = 2,14;$$

для компрессора Sup-216

$$B_2 = (1 + 0,04) (1 + 1) = 2,08.$$

Время наполнения емкости:
компрессором КН-40

$$\tau_2 = \frac{40}{20,6 \cdot 0,9 \cdot 1,14} \ln \frac{80}{120 - 2,14(120 - 80)} = 1,88 \cdot \ln 2,33 = 1,6 \text{ мин};$$

компрессором Sup-216

$$\tau_2 = \frac{40}{16,4 \cdot 0,9 \cdot 1,08} \ln \frac{80}{120 - 2,08(120 - 80)} = 2,5 \ln 2,16 = 1,93 \text{ мин}.$$

Производительность компрессоров может быть определена из формулы (5.53), поскольку в поставленной задаче сформулированы принятые нами условия сравнения.

Тогда номинальная производительность компрессора КН-40 равна

$$Q_n = \frac{96}{1,6} = 60 \text{ м}^3/\text{час при } 1 \text{ атм},$$

а компрессора Sup-216

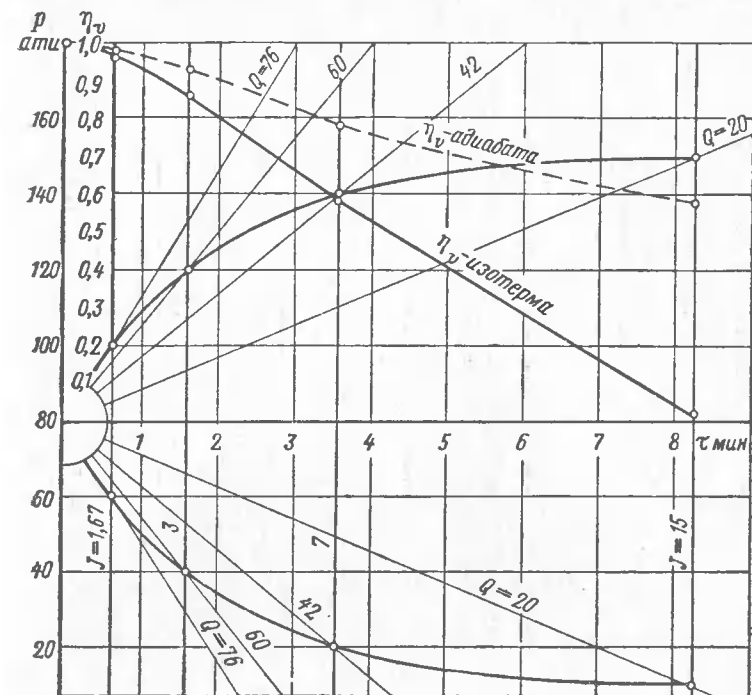
$$Q_n = \frac{96}{1,93} = 49,6 \text{ м}^3/\text{час при } 1 \text{ атм}.$$

Следовательно, производительность компрессора КН-40 более производительности Sup-216 в $\sim 1,2$ раза.

При сравнении производительностей по формуле (4.1) встречаются затруднения в определении величины коэффициента подачи $\lambda = \eta_v \eta_v$; величина этого коэффициента вследствие изменения η_v — переменна. Для изотермического процесса аналитическая зависимость $\eta_v = f(\tau)$ может быть получена из формулы наполнения или из формулы опорожнения емкости. Для этого одна из этих формул должна быть преобразована относительно η_v . Зависимость $\eta_v = f(\tau)$ может быть получена также и более простым графическим приемом. В этом случае на характеристики $p = f(\tau)$, построенные для различных J , можно непосредственно нанести характеристику $\eta_v = f(J)$. На фиг. 39 приведено графическое решение этой задачи. Здесь на характеристиках $p = f(\tau)$ отложена зависимость η_v для изотермического и адиабатического процессов. На графиках нанесена также сетка прямых постоянных производительностей, подробное рассмотрение которых приводится ниже. Результаты подсчета приведены в табл. 10.

Как видно из характеристик, величина коэффициента наполнения цилиндра за время наполнения и опорожнения емкостей изменяется от 1 до 0,869. Если в формулу (4.1) подставить среднее значение $\eta_v = 0,934$, то для компрессора КН-40 при $p_n = 80$ ати получим $Q = 0,934 \cdot 34,3 \cdot 3 \cdot 200 \cdot 0,9 \cdot 80 \cdot 60 \cdot 10^{-6} = 78,6 \text{ м}^3/\text{час}$ при 1 атм. Полученная величина значительно выше ранее подсчитанной производительности $60 \text{ м}^3/\text{час}$. Очевидно, что применить формулу (4.1) для случая переменного режима работы компрессора не представляется возможным.

В графе 14 табл. 11 приведены данные номинальной производительности различных типов одноступенчатых кислородных поршневых компрессоров. В графах 15—22 (в числителе) показано



Фиг. 39. Расчетные характеристики изменения коэффициента наполнения цилиндра компрессора КН-40.

Построены при $V_1 = V_2 = 40$ л, $p_n = 80$ ати, $\eta_w = 0,9$ для адиабатических и изотермических процессов.

Таблица 10

К построению характеристик $p = f(\tau)$ и $\eta_v = f(J)$

(при подсчетах принято: $V_1 = V_2 = 40$ л; $\eta_w = 0,9$)

Постоянная интеграла времени	Давление наполнения ати	Число под логарифмом	Логарифм числа	Время наполнения и опорожнения мин	Производительность м ³ /час	Отношение давлений J	Коэффициент наполнения цилиндра	
							изотерма	адиабата
c	p ₂	n*	ln n*	τ	Q	J	η _v	η _v
1,88	100	1,4	0,336	0,63	76	1,67	0,953	0,969
1,88	120	2,33	0,850	1,6	60	3	0,868	0,917
1,88	140	6,65	1,894	3,55	42	7	0,580	0,791
1,88	148	20	3,688	6,9	24	12,3	0,210	0,654
1,88	150	80	8,250	8,25	20	15	0,02	0,591

Таблица 11
Сравнение производительностей и минутных емкостей одноступенчатых кислородных компрессоров
(при подсчетах принято: $\eta_{\text{те}} = 0,9$; $p_n = 80 \text{ атм}$; $p_2 = 120 \text{ атм}$; $V_1 = V_2 = 40 \text{ л}$)

Графические подтемы: $\gamma_{\text{пр}} = 0,9$; $P_{\text{а}} = 80 \text{ атм}$; $P_2 = 120 \text{ атм}$; $V_1 = V_2 = 40 \text{ л}$																						
Индекс компрессора		Диаметр плунжера в мм	Ход плунжера в мм	Рабочий объем цилиндра в см³	Число оборотов мин	Число цилиндров	Минутная емкость компрессора, см³/мин	Мертвое пространство в %	Взаимный коэффициент	Постоянная интеграла времени	Число под логарифмом	Логарифм числа	Время наполнения мин	Производительность м³/час	В числителе — отношение производительностей, в знаменателе — отношение минутных емкостей							
															КН-6	КН-3	КН-2	КН-15	КН-30	Sup-216	КН-40	FI-29700
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	
КН-6	16	60	12,2	30	2	725	12	2,24	49,4	2,71	0,9369	43,2	1,95	1	1							
	16	70	14,1	30	2	845	9	2,18	44,5	2,4	0,8755	39,3	2,43	1,245	1							
	16	70	14,1	100	2	2820	9	2,18	13,3	2,4	0,8755	11,7	8,18	4,20	3,35	1						
КН-15	18	65	16,6	160	3	8000	7	2,14	4,88	2,33	0,8502	4,14	23,1	11,85	9,50	2,83	1					
	22	65	24,7	200	3	14800	6	2,12	2,67	2,28	0,8242	2,2	43,5	22,3	17,9	5,30	1,88	1				
Sup-216	20	100	31,5	260	2	16400	4	2,08	2,5	2,16	0,7701	1,93	49,6	25,4	20,2	6,06	2,15	1,14	1	1		
	22	90	34,3	200	3	20600	7	2,14	1,88	2,33	0,8502	1,6	60	30,7	24,6	7,32	2,57	1,33	1,21	1		
КН-40	22	90	34,3	200	3	20600	7	2,14	1,88	2,33	0,8502	1,6	60	30,7	24,6	7,32	2,57	1,33	1,21	1		
	40	120	150	120	2	36000	4	2,08	1,14	2,16	0,7701	0,888	108,5	55,3	44,5	13,2	4,66	2,48	2,19	1,80	1	
FI-29700														49,6	42,7	12,8	4,50	2,43	2,19	1,74	1	

отношение этих производительностей. В графе 7 приведены данные минутной емкости компрессоров, подсчитанной по формуле (4.17) (т. е. величина, определяющая объем газа, перекачанного идеальным компрессором), а в графах 15—22 (в знаменателе) показано отношение этих емкостей. В таблице приведено сравнение производительности каждого последующего компрессора с предыдущим. Например, при сравнении производительностей компрессора КН-40 и компрессора КН-6 получено отношение 30,7, а отношение минутных емкостей этих компрессоров равно 28,4.

Следует иметь в виду, что при подсчете номинальных производительностей оказывает влияние величина мертвого пространства, с увеличением которой производительность уменьшается. Именно поэтому при сравнении компрессора КН-40, имеющего 7% мертвого пространства, с компрессором КН-6, имеющим 12% мертвого пространства, получено большее отношение производительностей, чем при сравнении минутных емкостей этих компрессоров. При сравнении компрессоров с равным объемом мертвых пространств число в числителе равно числу, стоящему в знаменателе. Это, например, получено при сравнении компрессоров КН-40 и КН-15, каждый из которых имеет величину V_c , равную 7%. И, наконец, если предыдущий компрессор имеет меньшую величину мертвого пространства, то сравниваемые отношения дадут величину меньше единицы, например при сравнении компрессора КН-40 с компрессорами КН-30 и Sup-216 (см. графы 19 и 20 табл. 11). Следовательно, сравнивать компрессоры по объему минутных емкостей можно только в том случае, когда они имеют одинаковую величину мертвого пространства.

В заключение оценим разницу во времени перекачки, получаемую при условии сжатия газа по политропическому закону с различными показателями политропы. При выводе формул (4.19) и (4.29), определяющих время наполнения и опорожнения емкости, коэффициент наполнения цилиндра

$$\eta_v = \frac{V_s + V_c}{V_s} - \frac{V_c}{V_s} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}},$$

как ранее указывалось, подставлен в формулу для случая изотермического процесса. При величине показателя политропы, отличного от единицы, дифференциальное уравнение времени наполнения запишется в виде

$$d\tau_2 = c \frac{dp_2}{\left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) p_H - \frac{V_2}{V_1} p_2 \right] \times \left\{ \frac{V_s + V_c}{V_s} - \frac{V_c}{V_s} \left[\frac{p_2}{\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) p_H - \frac{V_2}{V_1} p_2} \right]^{\frac{1}{n}} \right\}}.$$

Интегрирование этого уравнения может быть выполнено графическим методом применительно к частному случаю поставленной задачи. Пусть заданы следующие параметры:

диаметр цилиндра компрессора	$D = 22 \text{ мм}$
ход плунжера	$S = 65 \text{ мм}$
число цилиндров компрессора	$i = 3$
число оборотов коленчатого вала	$n = 160 \text{ об/мин}$
объем вредного пространства ($V_c = 0,07 V_s$)	$V_c = 1,72 \text{ см}^3$
коэффициент потерь	$\eta_w = 0,9$
объем наполняемой и питающей емкостей	$V_2 = V_1 = 40 \text{ л}$
начальное давление	$P_n = 80 \text{ ати}$
конечное отношение давлений	$J = 3$

После подстановки заданных величин дифференциальное уравнение принимает вид

$$d\tau_2 = 3,74 \frac{dp_2}{(160 - p_2) \left[1,07 - 0,07 \left(\frac{p_2}{160 - p_2} \right)^{\frac{1}{n}} \right]}$$

и после преобразования

$$\tau_2 = 3,74 \int_{p_n=80}^{p_2=120} \frac{dp_2}{1,07(160 - p_2) - 0,07 p_2^{1/n} (160 - p_2)^{\frac{n-1}{n}}}$$

что соответствует интегралам

$$\int \frac{dp_2}{a} = \int y dp_2.$$

Подсчитывая значение $\frac{1}{a} = y$ для различной величины p_2 при показателях политропы, равных: 1,1; 1,2; 1,3; 1,4; 1,5, можно построить сетку характеристик. Площади между давлениями 80 и 120 ати, ограниченные кривыми соответствующих показателей политроп, дают решение интеграла. Умножение этих площадей на постоянную величину 3,74 определяет время наполнения емкости при различных показателях политроп. Если сравнить величины времени, полученные при адиабатическом и изотермическом процессах, то отношение этих величин равно 1,03, т. е. разница во времени равна 3%. Эту разницу можно показать и при вычислении времени опорожнения емкости. Уменьшенное время при адиабатических процессах получено в результате отклонения политроп, т. е. увеличения индикаторных объемов изобарных процессов всасывания и нагнетания за счет приращения внутренней кинетической энергии газа. Это приращение ВКЭ при дальнейшем прохождении газа по коммуникации будет снято холодильником и при определении времени наполнения и опорожнения емкости, как было показано в четвертой главе, следует рассматривать изотермические процессы. Приведенное сравнение имеет чисто академический характер.

Сравним расчетные и экспериментальные характеристики, полученные на одноступенчатых плунжерных кислородных компрессорных машинах, рассмотренных в десятой и одиннадцатой главах.

На фиг. 40 показаны характеристики $\tau = f(p)$, вычисленные по табличной формуле 1 для различных начальных давлений. При подсчете характеристик были подставлены параметры компрессора КН-15, а объемы емкостей V_1 и V_2 приняты равными 40 л. Характеристики падения давлений, идущие симметрично от начального давления, для упрощения чтения графика, на фигуре не изображены.

Представляя формулу (4.6) в виде

$$\tau_2 = \frac{0,06 V_2}{Q p_0} (p_2 - p_n),$$

на характеристиках $\tau = f(p)$ возможно нанести сетку прямых постоянных производительностей для различных давлений p_n . Для удобства вычислений, из формулы возможно исключить p_n , заменив его выражением, записанным табличной формулой 28.

Тогда

$$\tau_2 = \frac{0,06 V_2}{Q p_0} \left[p_2 - \frac{\left(1 + J \frac{V_2}{V_1} \right) p_2}{J \left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right)} \right],$$

а после преобразований получим окончательно

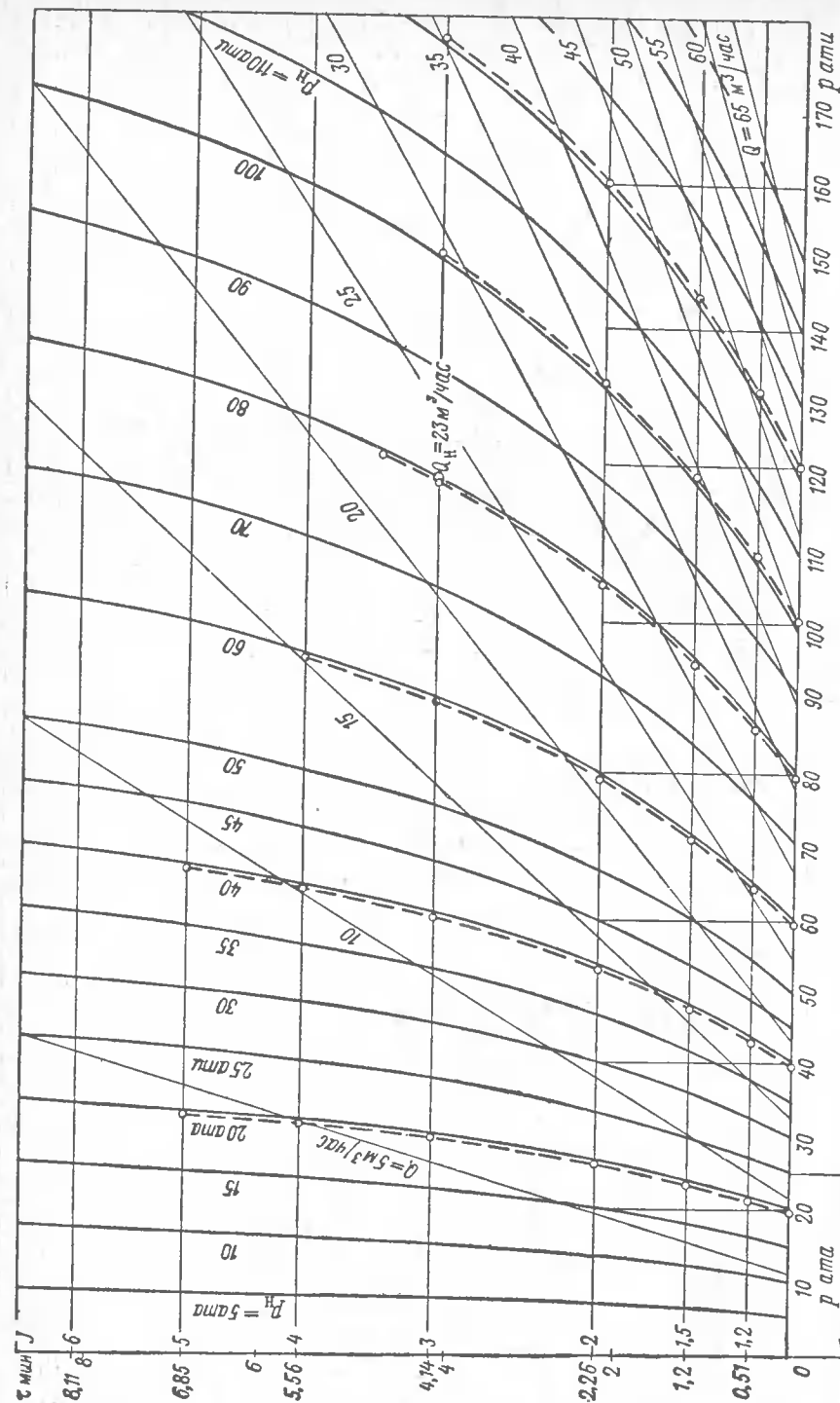
$$p_2 = \frac{\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) Q J p_0}{0,06 V_2 (J - 1)} \tau_2.$$

При $V_2 = V_1$ формула получает вид

$$p_2 = \frac{33,3 Q J p_0}{V_2 (J - 1)}.$$

Напомним, что здесь $p_0 = 1 \text{ ата}$. Запись атмосферного давления сделана для соблюдения размерности формулы. Имея величину τ_2 , вычисленную при построении характеристик $\tau = f(p)$ по различным отношениям давлений $J = \frac{p_2}{p_1}$, для построения каждой прямой постоянной производительности достаточно вычислить только одну точку. После построения сетки прямых (см. фиг. 40) возможно определить Q при любой величине p_2 , J и p_n .

Экспериментальные характеристики, снятые при работе компрессора КН-15, на фиг. 40 нанесены пунктирными линиями. Кривые сняты при начальных давлениях $p_n = 20, 40, 60, 80, 100$ и 120 ати .



Фиг. 40. Расчетные и экспериментальные (пунктир) характеристики наполнения емкости компрессором КН-15 при различных начальных давлениях.

В расчете принято: $V_1=V_2=40$ л, $D=18$ мм, $s=65$ мм, $i=3$, $n=160$ об/мин.

Для более низких величин p_n величина отношений давлений J допускалась до пяти. При увеличенных p_n вследствие увеличения конечной температуры газа значение J не превышало трехкратной величины.

На фиг. 41 приведены расчетные и экспериментальные (пунктир) характеристики $\tau=f(p)$, снятые с компрессора КН-15 при наполнении емкостей различного объема. При снятии характеристик к всасывающему коллектору компрессора была подключена емкость объемом 40 л, а к нагнетательному коллектору подключались емкости от 80 до 0,7 л. Перекачивание газа начиналось с начального давления $p_n=80$ атм. В левой части фигуры в несколько утрированном виде изображены кривые падения давления в питающей емкости. Здесь, например, при наполнении 2-литрового баллона (кривая III) давление в питающей емкости изменяется по кривой I, а при наполнении 7-литрового баллона по кривой II. Заметим, что при построении рассматриваемых характеристик сетка постоянных отношений давлений J иллюстрируется наклонными линиями.

На фиг. 42 показаны расчетные и экспериментальные (пунктир) характеристики $\tau=f(p)$, снятые при наполнении емкостей различными одноступенчатыми кислородными компрессорами. Характеристики сняты при условии $p_n=80$ атм, $V_1=V_2=40$ л. Точка пересечения характеристик τp с вертикальной линией постоянного отношения давлений $J=3$ дает величину номинальной производительности для каждого компрессора.

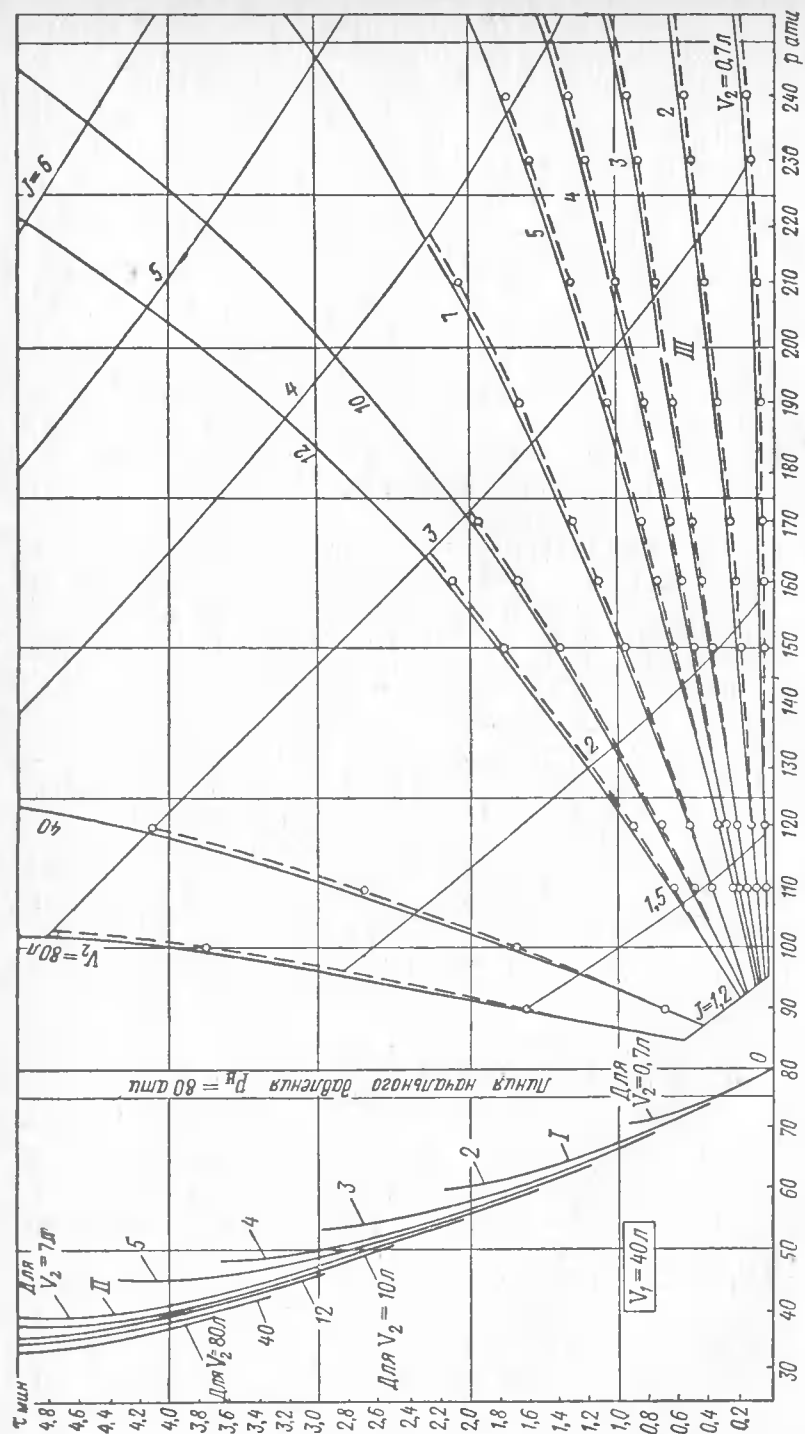
В заключение отметим, что при изложении теории производительности термин «производительность компрессора» является условным, поскольку в рассмотренных компрессорных машинах давления на входе и выходе (или одно из этих давлений) изменяются в зависимости от величин присоединяемых к ним наполняемых или опорожняемых объемов. Учитывая это, более правильным было бы применение термина «производительность компрессорной установки». В самом деле, если в формулах, определяющих производительность

$$Q_{p_n} = \frac{V_2(p_2 - p_n)60}{\tau_2 p_0 1000}, \quad Q_{p_n} = \frac{V_1(p_n - p_1)60}{\tau_1 p_0 1000},$$

положить параметры установки $V_2=V_1=\infty$, что теоретически представляется как перекачивание газа из атмосферы в атмосферу, то τ также будет ∞ . Имея в виду, что разности $p_2 - p_n$ и $p_n - p_1$ равны нулю, получим $Q=0$.

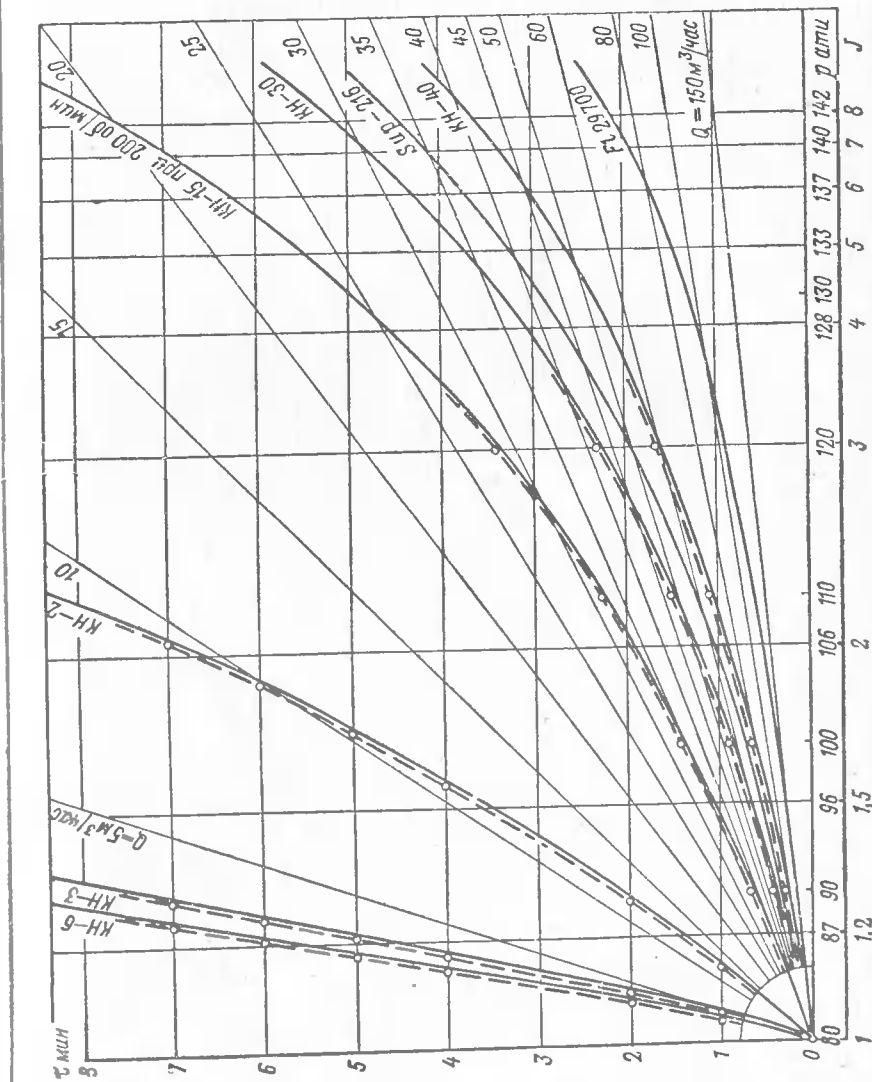
При $V_2=V_1=0$, т. е., когда вход и выход компрессора заглушен, $Q \rightarrow 0$.

Следовательно, производительность компрессора не может быть рассмотрена изолированно от параметров установки, исключение составляет случай, когда давления режима



Фиг. 41. Расчетные и экспериментальные (пунктир) характеристики баллонов компрессором КН-15. В правой части графика показаны характеристики баллонов различного объема. В левой части — характеристики опорожнения 40-литровой емкости при наполнении компрессором баллонов различного объема. Наклонные линии построены

по постоянным значениям $J = \frac{p_2}{p_1}$.



Фиг. 42. Растетные и экспериментальные (пунктир) характеристики заполнения емкостей при работе аэродромных кислородных компрессоров КН-2, КН-3, КН-6, КН-15, КН-30, КН-40, Sup-216 и Fl-29700.

постоянны и производительность зависит только от параметров компрессора.

Выведенные здесь формулы дают возможность решить различные вопросы, стоящие перед конструктором и эксплуатационником. Формулы применимы для газа, сжатие которого подчинено характеристическому уравнению, записанному без учета коэффициентов сжимаемости. Формулы могут быть преобразованы с введением поправочных коэффициентов для любого реального газа.

Теория охватывает ряд условий работы одноступенчатых компрессоров и, следовательно, может быть применима для расчета машин, эксплуатируемых в различных отраслях народного хозяйства.

Глава шестая

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ИНДИКАТОРНОЙ РАБОТЫ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА

В современной литературе теория работы, потребляемой поршневой компрессорной машиной, изложена с большим приближением. В монографиях дается вывод формулы индикаторной работы, сделанный применительно к идеальному циклу. При перестройке формул для многоступенчатого компрессора также рассматриваются идеальные циклы и предполагается полное межступенчатое охлаждение газа. В результате допускаются значительные отклонения от реальных процессов, протекающих в поршневой машине. При такой постановке задачи исследуемая функция не имеет экстремального значения и, как показывается далее, ошибка в этом случае теоретически стремится к бесконечности, а при реальных эксплуатационных режимах может быть более 40% в сторону увеличения. Очевидно, что задача определения мощности, потребляемой поршневой компрессорной машиной, должна быть рассмотрена в соответствии с реальными процессами, получаемыми при компримировании газа.

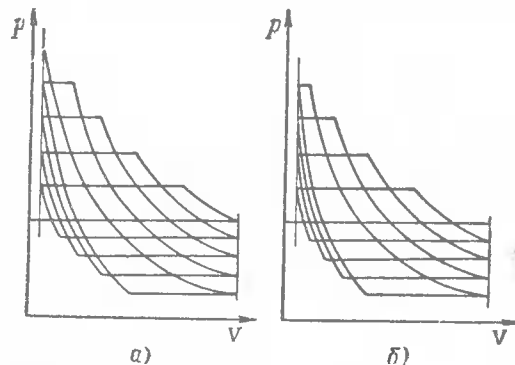
В настоящей главе приводится метод определения мощности, потребляемой реальным одноступенчатым компрессором и исследуются ее экстремальные значения. Задача решается при условии одновременного изменения давления всасывания и нагнетания, причем изменение этих давлений рассматривается как функция объемов емкостей, подключаемых к всасывающему и нагнетательному коллекторам компрессора. Эта наиболее общая постановка задачи имеет приложение к компрессорам, предназначенным для перекачивания транспортируемых газов, конструкция которых рассмотрена в десятой и одиннадцатой главах. Такая постановка задачи дает возможность перейти к частным условиям компрессорных установок и получить разновидности рабочих формул.

В главе интегрируется уравнение, определяющее площадь реального цикла, величина которой эквивалентна индикаторной работе одноступенчатого поршневого компрессора. Исследуется влияние давления всасывания, величины мертвого пространства, показателя политропических процессов и объемов подклю-

ченных емкостей. Изучение влияния этих параметров в зависимости от переменного режима работы компрессора позволяет сделать рекомендации по экономике эксплуатации.

Экстремумы эквивалента площади цикла при независимом переменном давлении нагнетания, когда $p_1 = f\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$

Рассмотрим серию циклов одноступенчатого поршневого компрессора, полученных при переменных давлениях всасывания и нагнетания. При индизировании процессов, протекающих с переменными давлениями, на ленте самописца вычерчивается непрерывная кривая $p = f(\tau)$. В каждом следующих процессах сжатия и выталкивания, изображенных на этой кривой, величины конечного давления увеличиваются, а в процессах расширения и всасы-



Фиг. 43. Индикаторные диаграммы при переменном давлении всасывания и нагнетания. а—разомкнутые индикаторные диаграммы, б—замкнутые индикаторные диаграммы.

вания — уменьшаются. Перенесение этой кривой в координаты pV после группировки мгновенных циклов, полученных за два близлежащих оборота, дает разомкнутые диаграммы, показанные на фиг. 43, а. Изучение этих диаграмм затрудняется тем, что каждая из них не ограничена замкнутым контуром и вычислить ее площадь невозможно. Однако следует иметь в виду, что за два оборота давления изменяются ничтожно мало, поэтому можно сделать следующую предпосылку.

При переменных давлениях всасывания и нагнетания совмещение двух циклов, полученных за два оборота компрессора, дает замкнутую индикаторную диаграмму.

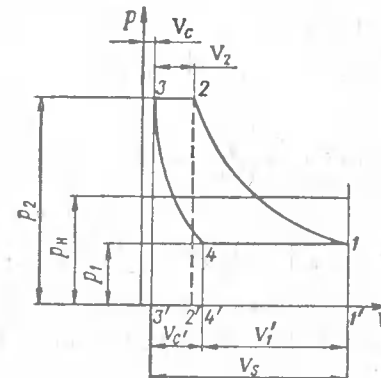
Пользуясь этой леммой, можно построить замкнутые индикаторные диаграммы, показанные на фиг. 43, б. Рассматривая одну из мгновенных диаграмм, на фиг. 44 покажем обозначения индикаторных объемов и давлений. Физическая сущность обозначений описана в четвертой главе, здесь заметим только, что давления

всасывания p_1 и нагнетания p_2 могут быть приняты с учетом или без учета сопротивлений клапанных механизмов.

Площадь диаграммы, показанной на фигуре, определится суммой интегралов:

$$L'_p = - \left[\int_1^2 p dV + \int_2^3 p dV - \int_4^3 p dV - \int_1^4 p dV \right].$$

Знак минус, поставленный перед скобками, показывает интегрирование убывающей функции. Знак минус у последних двух членов показывает полученную работу. Площади, ограниченные



Фиг. 44. Мгновенная индикаторная диаграмма поршневого компрессора.

политропой сжатия, изобарой выталкивания, политропой расширения и изобарой всасывания, соответственно определяются

$$1'-1-2-2' = - \int_1^2 p dV = - \frac{1}{n-1} \left[(V_s + V_c) p_1^{\frac{1}{n}} p_2^{\frac{n-1}{n}} - (V_s + V_c) p_1 \right];$$

$$2'-2-3-3' = - \int_2^3 p dV = - \left[(V_s + V_c) p_1^{\frac{1}{n}} p_2^{\frac{n-1}{n}} - V_c p_1 \right],$$

$$4'-4-3-3' = \int_4^3 p dV = \frac{1}{n-1} \left(V_c p_1 - V_c p_1^{\frac{n-1}{n}} p_2^{\frac{1}{n}} \right),$$

$$1'-1-4-4' = \int_1^4 p dV = (V_s + V_c) p_1 - V_c p_1^{\frac{n-1}{n}} p_2^{\frac{1}{n}}.$$

Здесь текущая координата p заменена через $p_1 \left(\frac{V_s + V_c}{V} \right)^n$, и далее в соответствии с формулами (1.8) и (1.4) в пределах интегрирования сделаны следующие подстановки:

$$V_2 = (V_s + V_c) \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} - V_c; \quad V_c' = V_c \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{n}} - V_c.$$

После перемены знаков запишем уравнение эквивалента площади цикла реального одноступенчатого компрессора

$$L_p' = \frac{1}{n-1} \left[(V_s + V_c) p_1^{\frac{1}{n}} p_2^{\frac{n-1}{n}} - (V_s + V_c) p_1 \right] + \left[(V_s + V_c) p_1^{\frac{1}{n}} p_2^{\frac{n-1}{n}} - V_c p_1 \right] - \frac{1}{n-1} \left(V_c p_1 - V_c p_1^{\frac{n-1}{n}} p_2^{\frac{1}{n}} \right) - \left[(V_s + V_c) p_1 - V_c p_1^{\frac{n-1}{n}} p_2^{\frac{1}{n}} \right]. \quad (6.1)$$

Давление нагнетания p_2 далее рассматривается как независимая переменная, а давление всасывания p_1 согласно (4.12) заменяется выражением

$$p_1 = \left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) p_n - \frac{V_2}{V_1} p_2, \quad (6.2)$$

определяющим давление, получаемое в питающей емкости в зависимости от изменения давления в емкости наполнения. В формулу входит величина начального давления p_n , т. е. давление, с которого начинается перекачка газа. Как ранее указывалось, формула выведена при условии изотермического закона изменения давления в емкостях. Следовательно, рассматривается компрессорный цикл при политропическом сжатии до величины независимой переменной p_2 и при политропическом расширении до величины давления p_1 , определяемого изотермическим процессом в питающей емкости.

Подставляя выражение (6.2) в формулу (6.1), после преобразований получим

$$(L_p')_{V_1 \cong V_2} = \frac{n}{n-1} V_s \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s} \right) \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) p_n - \frac{V_2}{V_1} p_2 \right]^{\frac{1}{n}} p_2^{\frac{n-1}{n}} - \frac{V_c}{V_s} p_2 + \frac{V_c}{V_s} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) p_n - \frac{V_2}{V_1} p_2 \right]^{\frac{n-1}{n}} p_2^{\frac{1}{n}} - \left(1 + \frac{V_c}{V_s} \right) \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) p_n - \frac{V_2}{V_1} p_2 \right] \right\}. \quad (6.3)$$

Умножим и поделим биномы в квадратных скобках на p_2 , тогда после преобразований окончательно получим

$$(L_p')_{V_1 \cong V_2} = \frac{n}{n-1} p_2 \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s} \right) \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_n}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{\frac{1}{n}} - \frac{V_c}{V_s} - \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_n}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s} \right) - \frac{V_c}{V_s} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_n}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{-\frac{1}{n}} \right\} \right\}; \quad (6.4)$$

$$(L_p')_{V_1 \cong V_2} = \frac{n}{n-1} p_2 \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s} \right) \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_n}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \times \right.$$

$$\times \left\{ \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_n}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{-\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} - \left. \frac{V_c}{V_s} \left\{ 1 - \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_n}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} \right\} \right\}.$$

Здесь и далее показаны два варианта записи формул L_p' . При записи формул рабочий объем цилиндра V_s , входящий множителем во все формулы, мы принимаем равным единице.

После подстановки выражения (6.2) в формулах при L_p' введен индекс $V_1 \cong V_2$, показывающий, что отношение емкостей V_2/V_1 может быть больше или меньше единицы.

Заметим, что граничные значения $f(L_p')_{V_1 \cong V_2}$ должны быть равны нулю при $p_2 = p_n$ и при $p_2 = p_{2\max}$. И в том, и в другом случае площадь цикла, а следовательно, и эквивалент цикла равны нулю.

Подставляя в первую формулу (6.4) $\frac{p_n}{p_2} = 1$, получим

$$(L_p')_{V_1 \cong V_2} = \frac{n}{n-1} p_2 \left[1 - \left(1 + \frac{V_c}{V_s} \right) + \frac{V_c}{V_s} \right] = \frac{n}{n-1} p_2 (1-1) = 0.$$

Максимальное давление в ступени при политропическом сжатии определится из равенства

$$p_2 = \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) p_n - \frac{V_2}{V_1} p_2 \right] \left(\frac{V_s + V_c}{V_c} \right)^n.$$

Здесь давление p_1 заменено согласно формуле (6.2).

После преобразований получим окончательно

$$(p_{2\max})_{V_1 \cong V_2} = \frac{\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) p_n}{\frac{V_2}{V_1} + \left(\frac{V_c}{V_s + V_c} \right)^n} = \frac{\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) p_n}{\frac{V_2}{V_1} + \left(\frac{V_c/V_s}{1 + \frac{V_c}{V_s}} \right)^n}. \quad (6.5)$$

Как видно, величина максимального давления¹ в ступени зависит от размерности компрессора, объемов баллонов и начального давления p_H .

Подставляя выражение (6.5) в первую формулу (6.4) после сокращения и преобразования, получим

$$\begin{aligned} (L'_p)_{V_1 \approx V_2} &= \frac{n}{n-1} p_2 \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left[\frac{V_2}{V_1} + \left(\frac{V_c}{V_s + V_c}\right)^n - \frac{V_2}{V_1} \right]^{\frac{1}{n}} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{V_c}{V_s} - \left[\frac{V_2}{V_1} + \left(\frac{V_c}{V_s + V_c}\right)^n - \frac{V_2}{V_1} \right] \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) - \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \frac{V_c}{V_s} \left[\frac{V_2}{V_1} + \left(\frac{V_c}{V_s + V_c}\right)^n + \frac{V_2}{V_1} \right]^{-\frac{1}{n}} \right] \right] = \frac{n}{n-1} p_2 \left[\frac{V_c}{V_s} - \frac{V_c}{V_s} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{V_c}{V_s} \left(\frac{V_c}{V_s + V_c}\right)^n \left(\frac{V_c}{V_s + V_c}\right)^{-1} - \left(\frac{V_c}{V_s + V_c}\right)^n \left(\frac{V_s + V_c}{V_c}\right) \right] = \\ &= \frac{n}{n-1} p_2 \left(1 + \frac{V_c}{V_s} - 1 - \frac{V_c}{V_s}\right) = 0. \end{aligned}$$

Следовательно, эквивалент площади цикла при подстановке $p_{2\max}$ также равен нулю. Итак, показано, что для реального поршневого компрессора $f(L'_p)$ равна нулю при $p_H/p_2 = 1$ и $p_2 = p_{2\max}$. Согласно физической сущности задачи $f(L'_p)$ также непрерывна в исследованном промежутке, тогда согласно теореме Ролля внутри этого промежутка должен существовать экстремум $\max$, при котором $\frac{(dL'_p)_{V_1 \approx V_2}}{dp_2} = 0$.

Вывод уравнения $\frac{(dL'_p)_{V_1 \approx V_2}}{dp_2} = 0$ из формулы (6.1) излишне усложняет математическую обработку, поскольку необхо-

¹ В пятой главе за номером (5.2) выведена формула максимального давления в наполняемой емкости при условии изотермического процесса:

$$p_{2\max} = \frac{B_2 p_H}{B_2 - 1} = \frac{\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_H}{\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) - 1}.$$

Покажем, что (6.5) при $n=1$ принимает вид этого выражения:

$$p_{2\max} = \left[\frac{\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_H}{\frac{V_2}{V_1} + \frac{V_c}{V_s + V_c}} \right] \frac{\frac{V_s + V_c}{V_s}}{\frac{V_s + V_c}{V_s}} = \frac{\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_H}{\frac{V_2}{V_1} \left(\frac{V_s + V_c}{V_s}\right) + \frac{V_c}{V_s} + 1 - 1} =$$

димо дифференцировать по двум переменным p_1 и p_2 . Вывод уравнения из формулы (6.3) не представляет затруднений. Дифференцируя по p_2 и приравнявая выражение нулю, после преобразований получим

$$\begin{aligned} \frac{d(L'_p)_{V_1 \approx V_2}}{dp_2} &= \frac{n-1}{n} \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) p_2^{-\frac{1}{n}} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_H - \frac{V_2}{V_1} p_2 \right]^{\frac{1}{n}} - \\ &\quad - \frac{1}{n} \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \frac{V_2}{V_1} p_2^{\frac{n-1}{n}} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_H - \frac{V_2}{V_1} p_2 \right]^{-\frac{n-1}{n}} - \\ &\quad - \frac{n-1}{n} \frac{V_c}{V_s} \frac{V_2}{V_1} p_2^{\frac{1}{n}} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_H - \frac{V_2}{V_1} p_2 \right]^{-\frac{1}{n}} + \\ &\quad + \frac{1}{n} \frac{V_c}{V_s} p_2^{-\frac{n-1}{n}} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_H - \frac{V_2}{V_1} p_2 \right]^{\frac{n-1}{n}} - \frac{V_c}{V_s} + \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \frac{V_2}{V_1} = 0. \end{aligned}$$

Группируя p_2 с квадратными скобками, запишем

$$\begin{aligned} \frac{d(L'_p)_{V_1 \approx V_2}}{dp_2} &= \frac{n-1}{n} \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{\frac{1}{n}} - \\ &\quad - \frac{1}{n} \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \frac{V_2}{V_1} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{-\frac{n-1}{n}} - \\ &\quad - \frac{n-1}{n} \frac{V_c}{V_s} \frac{V_2}{V_1} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{-\frac{1}{n}} + \\ &\quad + \frac{1}{n} \frac{V_c}{V_s} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} + \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \frac{V_2}{V_1} - \frac{V_c}{V_s} \right] = 0 \end{aligned}$$

и окончательно

$$\begin{aligned} \frac{d(L'_p)_{V_1 \approx V_2}}{dp_2} &= \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{\frac{1}{n}} \times \\ &\quad \times \left\{ \frac{n-1}{n} - \frac{1}{n} \frac{V_2}{V_1} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{-1} \right\} - \\ &\quad - \frac{V_c}{V_s} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{-\frac{1}{n}} \times \\ &= \frac{\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_H}{\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) - 1}. \end{aligned}$$

$$\times \left\{ \frac{n-1}{n} \frac{V_2}{V_1} - \frac{1}{n} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \right\} + \left(1 + \frac{V_c}{V_s} \right) \frac{V_2}{V_1} - \frac{V_c}{V_s} = 0. \quad (6.6)$$

Для определения максимальной величины эквивалента площади цикла необходимо подобрать такое отношение давлений p_H/p_2 , при котором удовлетворяется уравнение (6.6).

В тех случаях когда объем мертвого пространства цилиндра компрессора незначителен, например $\frac{V_c}{V_s} \leq 0,02$, и отношение p_2/p_1 мало, например 2, для упрощения вычислений можно считать $V_c=0$. Тогда выражение (6.4) упростится, и две разновидности записей формул эквивалента площади цикла для идеального поршневого компрессора примут вид

$$\left. \begin{aligned} (L'_{ид})_{V_1 \approx V_2} &= \frac{n}{n-1} p_2 \left\{ \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{\frac{1}{n}} - \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \right\} \\ (L'_{ид})_{V_1 \approx V_2} &= \frac{n}{n-1} p_2 \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \times \\ &\times \left\{ \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{-\frac{n-1}{n}} - 1 \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (6.7)$$

Рассмотрим граничные значения $f(L'_{ид})_{V_1 \approx V_2}$. При $p_2 = p_H$

$$(L'_{ид})_{V_1 \approx V_2} = \frac{n}{n-1} p_2 (1-1) = 0.$$

Максимальное давление в ступени при условии полного охлаждения газа непосредственно после выталкивания из цилиндра, согласно (6.5) равно

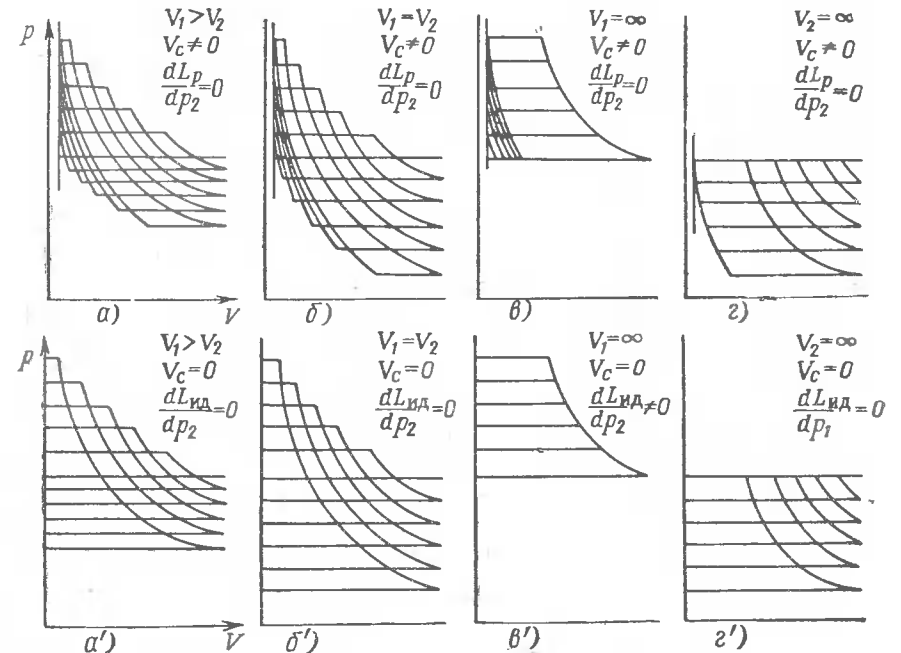
$$(p_{2\max})_{V_1 \approx V_2} = \left(\frac{V_1}{V_2} + 1 \right) p_H. \quad (6.8)$$

При перестройке формулы (6.8) $V_2 p_{2\max} = (V_1 + V_2) p_H$ и тогда видно, что в случае идеального компрессора газ из опорожняемой емкости теоретически будет полностью перекачан в наполняемую емкость. После подстановки (6.8) в первую формулу (6.7) и преобразований возможно показать

$$(L'_{ид})_{V_1 \approx V_2} = \frac{n}{n-1} p_2 \left[\left(\frac{V_2}{V_1} - \frac{V_2}{V_1} \right) - \left(\frac{V_2}{V_1} - \frac{V_2}{V_1} \right) \right] = 0.$$

Следовательно, $f(L'_{ид})_{V_1 \approx V_2}$ также имеет экстремум (max), т. е. $(dL'_{ид})_{V_1 \approx V_2} = 0$. Дифференцируя первую формулу (6.7) или полагая $\frac{dL'_{ид}}{dp_2} = 0$ непосредственно в (6.6), получим

$$\frac{d(L'_{ид})_{V_1 \approx V_2}}{dp_2} = \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{\frac{1}{n}} \times \left\{ \frac{n-1}{n} - \frac{1}{n} \frac{V_2}{V_1} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1} \right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{-1} \right\} + \frac{V_2}{V_1} = 0. \quad (6.9)$$



Фиг. 45. Индикаторные диаграммы реального и идеального поршневого компрессора для различных случаев его установки.

а и а'—объем питающей емкости больше наполняемой, б и б'—объемы питающей и наполняемой емкости равны между собой, в и в'—компрессор засасывает воздух из атмосферы, г и г'—компрессор выталкивает газ в атмосферу.

Индикаторные диаграммы реального и идеального поршневого компрессора для случая $V_1 \approx V_2$ при независимой переменной p_2 показаны на фиг. 45, а, а'.

Частные условия установки компрессора

При $V_1 = V_2$ (см. фиг. 45, б, б'), т. е. когда к всасывающему и нагнетательному коллекторам компрессора подключены емкости

равного объема, отношение $V_2/V_1=1$, и тогда формулы (6.4) упрощаются и принимают вид

$$\left. \begin{aligned} (L'_p)_{V_1=V_2} &= \frac{n}{n-1} p_2 \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{\frac{1}{n}} - \frac{V_c}{V_s} - \right. \\ &\quad \left. - \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right) \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) - \frac{V_c}{V_s} \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{-\frac{1}{n}} \right] \right\}; \\ (L'_p)_{V_1=V_2} &= \frac{n}{n-1} p_2 \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right) \times \right. \\ &\quad \left. \times \left[\left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{-\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \frac{V_c}{V_s} \left[1 - \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (6.10)$$

Здесь максимальное давление сжатия согласно (6.5) равно

$$(p_{2\max})_{V_1=V_2} = \frac{2p_H}{1 + \left(\frac{V_c}{V_s + V_c}\right)^n} = \frac{2p_H}{1 + \left(\frac{\frac{V_c}{V_s}}{1 + \frac{V_c}{V_s}}\right)^n}. \quad (6.11)$$

Как и в предыдущем случае, $f(L'_p)_{V_1=V_2}$ имеет нулевые значения при $p_2=p_H$ и при $p_2=p_{2\max}$. Уравнение $\frac{d(L'_p)_{V_1=V_2}}{dp_2}=0$, определяющее величину p_H/p_2 , соответствующую экстремуму $\max$ функции $(L')_{V_1=V_2}$, будет получено после дифференцирования формулы (6.10) или непосредственно из уравнения (6.6) после подстановки $V_2/V_1=1$:

$$\begin{aligned} \frac{d(L'_p)_{V_1=V_2}}{dp_2} &= \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{\frac{1}{n}} \left[\frac{n-1}{n} - \frac{1}{n} \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{-1} \right] - \\ &\quad - \frac{V_c}{V_s} \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{-\frac{1}{n}} \left[\frac{n-1}{n} - \frac{1}{n} \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right) \right] + 1 = 0. \end{aligned} \quad (6.12)$$

Формулы, определяющие величину эквивалента площади цикла идеального компрессора, согласно (6.10) запишутся

$$\left. \begin{aligned} (L'_{ид})_{V_1=V_2} &= \frac{n}{n-1} p_2 \left[\left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{\frac{1}{n}} - \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right) \right]; \\ (L'_{ид})_{V_1=V_2} &= \frac{n}{n-1} p_2 \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right) \left[\left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{-\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (6.13)$$

Здесь также $f(L'_{ид})_{V_1=V_2}=0$ при $p_2=p_H$ и при $p_2=p_{2\max}=2p_H$, и уравнение $\frac{d(L'_{ид})_{V_1=V_2}}{dp_2}=0$ будет получено после дифференцирования (6.13) или непосредственно из формулы (6.12)

$$\frac{d(L'_{ид})_{V_1=V_2}}{dp_2} = \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{\frac{1}{n}} \left[\frac{n-1}{n} - \frac{1}{n} \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{-1} \right] + 1 = 0. \quad (6.14)$$

При $V_1=\infty$ (см. фиг. 45, в, в'), т. е. когда компрессор засасывает воздух из атмосферы или газ из мягкого газгольдера, или получает питание через редуктор, обеспечивающий постоянное давление на всасывании, формулы (6.4) принимают вид

$$\left. \begin{aligned} (L'_p)_{V_1=\infty} &= \frac{n}{n-1} p_2 \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(\frac{p_H}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} - \frac{V_c}{V_s} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{p_H}{p_2} \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) - \frac{V_c}{V_s} \left(\frac{p_H}{p_2}\right)^{-\frac{1}{n}} \right] \right\}. \end{aligned} \right\} \quad (6.15)$$

Умножая выражение в фигурных скобках на p_2 и имея в виду, что $p_2 \left(\frac{p_H}{p_2}\right)^{\frac{1}{n}} = p_H \left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$, после преобразований, формулу можно записать и в таком виде:

$$\begin{aligned} (L'_p)_{V_1=\infty} &= \frac{n}{n-1} \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) p_H \left[\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \right. \\ &\quad \left. - \frac{V_c}{V_s} p_2 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{-\frac{n-1}{n}} \right] \right\}. \end{aligned} \quad (6.16)$$

Здесь максимальное давление сжатия в соответствии с формулой (6.5) имеет вид

$$(p_{2\max})_{V_1=\infty} = p_H \left(1 + \frac{V_s}{V_c}\right)^n. \quad (6.17)$$

$f(L'_p)_{V_1=\infty}=0$ при $p_2=p_H$ и при $p_2=p_{2\max}$. Уравнение, которое определяет величину p_2/p_H , соответствующую экстремуму $f(L'_p)_{V_1=\infty}$, будет получено после дифференцирования (6.15) или после подстановки $V_1=\infty$ в формулу (6.6)

$$\frac{d(L'_p)_{V_1=\infty}}{dp_2} = \frac{n-1}{n} \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(\frac{p_2}{p_n}\right)^{-\frac{1}{n}} + \frac{1}{n} \frac{V_c}{V_s} \left(\frac{p_2}{p_n}\right)^{-\frac{n-1}{n}} - \frac{V_c}{V_s} = 0. \quad (6.18)$$

Полагая в формуле (6.16) $V_c=0$, получим выражение эквивалента площади цикла идеального поршневого компрессора

$$(L'_{ид})_{V_1=\infty} = \frac{n}{n-1} p_n \left[\left(\frac{p_2}{p_n}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]. \quad (6.19)$$

Именно эта формула и приводится в литературных источниках.

Здесь $p_{2\max} = \infty$ и эквивалент площади цикла не имеет максимума, т. е. $\frac{d(L'_{ид})_{V_1=\infty}}{dp_2} \neq 0$.

При определении максимальной величины эквивалента площади цикла по уравнениям (6.6), (6.9), (6.12) и (6.14) необходимо подобрать такую обратную величину степени повышения давлений $\frac{1}{\pi_2} = \frac{p_n}{p_2}$, при которой уравнения будут равны нулю. Для реального компрессора, когда $V_1=\infty$, вычисление возможно значительно упростить, применив графическое решение. Введя обозначение $\pi_2 = p_2/p_n$, представляя уравнение (6.18) в виде

$$\frac{n-1}{n} \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \pi_2^{-\frac{1}{n}} = -\frac{1}{n} \frac{V_c}{V_s} \pi_2^{-\frac{n-1}{n}} + \frac{V_c}{V_s}$$

и рассматривая отдельно левую часть как $\pi_2 = f_1(x_2)$, а правую часть как $\pi_2 = f_2(x_2)$, можем записать

$$x_2 = \frac{n-1}{n} \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \pi_2^{-\frac{1}{n}}$$

После решения этого уравнения относительно π_2 получим

$$(\pi_2)_{V_1=\infty} = \left[\frac{\frac{n-1}{n} \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right)}{x_2} \right]^n. \quad (6.20)$$

Аналогичное решение правой части дает

$$(\pi_2)_{V_1=\infty} = \left(\frac{\frac{1}{n} \frac{V_c}{V_s}}{\frac{V_c}{V_s} - x_2} \right)^{\frac{n}{n-1}}. \quad (6.21)$$

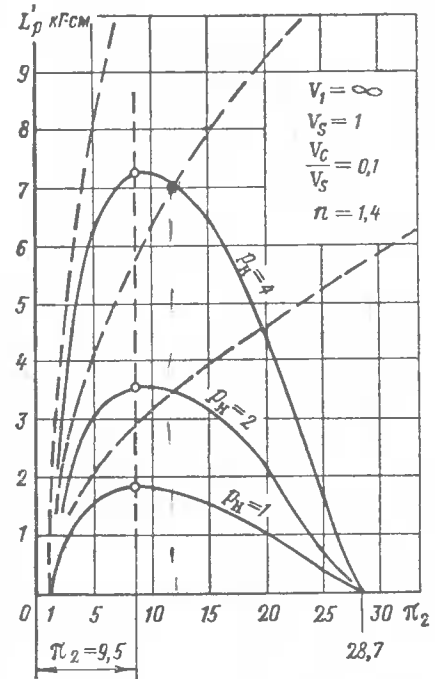
Пересечение кривых, построенных по формулам (6.20) и (6.21), дает корень уравнения (6.18), т. е. искомую величину π_2 , при которой $\frac{d(L'_p)_{V_1=\infty}}{dp_2} = 0$.

На фиг. 45, *г* и *г'* показаны индикаторные диаграммы для случая опорожнения емкости, т. е. когда компрессор работает как вакуум-насос, выталкивая газ в атмосферу, мягкий газгольдер или ресивер с постоянным давлением. В этом случае $V_2=\infty$, и задача имеет особое решение.

Анализируем изменение эквивалентов площадей циклов реального и идеального поршневого компрессора. Рассмотрим наиболее простой случай, когда компрессор засасывает газ с постоянным давлением, т. е. когда $V_1=\infty$.

Выясним изменение, $(L'_p)_{V_1=\infty}$, $(L'_{ид})_{V_1=\infty} = f(\pi_2)$ в зависимости от постоянных величин давлений всасывания p_n . Характеристики $(L'_p)_{V_1=\infty}$, $(L'_{ид})_{V_1=\infty} = f(\pi_2)$, вычисленные при давлениях всасывания $p_n=1, 2$ и 4 , представлены на фиг. 46. Здесь сплошные и пунктирные кривые относятся соответственно к L'_p и $L'_{ид}$. При подсчете характеристик было принято: $V_s=1$, $V_c/V_s=0,1$ и $n=1,4$ *. Вычисление L'_p и $L'_{ид}$ сделано соответственно по формулам (6.16) и (6.19). Предварительно по формуле (6.17) вычислено максимальное давление $p_{2\max}$ и определено $\pi_{2\max}$. Результаты вычислений сведены в табл. 12.

Рассматривая характеристики, заметим, что $(L'_p)_{V_1=\infty}$, $(L'_{ид})_{V_1=\infty} = f(\pi_2)$ изменяются прямо пропорционально величине давления всасывания p_n . Как следует из формул, экстремум $\max$ характеристики L'_p зависит от степени повышения давлений π_2 . В рассматриваемом случае с увеличением p_n пропорционально увеличивается также и p_2 , отношение p_2/p_n остается постоянным и, следовательно, максимумы эквивалентов площадей реального цикла не зависят от изменения p_n . При заданных величинах $V_c/V_s=0,1$ и $n=1,4$ экстремумы $\max f(L'_p)_{V_1=\infty}$, вычисленные с помощью формулы (6.18) или формул (6.20) и (6.21) для любой величины p_n , расположены на вертикальной линии, соответствующей $\pi_2=9,5$.



Фиг. 46. Характеристики эквивалента площади цикла для случая $V_1=\infty$, вычисленные при различных давлениях p_n .

* Понятно, что здесь и далее величина $V_c/V_s=0,1$ относится только к характеристикам реального компрессора.

Таблица 12

К построению характеристик L'_p , $L'_{нд} = f(\pi_2)$ при различных величинах p_H
 (при подсчетах принято: $V_1 = \infty$; $V_s = 1$; $\frac{V_c}{V_s} = 0,1$; $n = 1,4$)

$\frac{p_2}{p_H}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$p_H=1$					
			$\left(1+\frac{V_c}{V_s}\right)p_H$	$\frac{V_c}{V_s}p_2$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$L'_{нд}$	$\frac{L'_{нд}}{L'_p}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1	1	0	0	0	0	0	1
2	1,219	0,822	0,241	0,035	0,206	0,72	0,765	1,060
3	1,369	0,734	0,402	0,079	0,323	1,13	1,280	1,135
4	1,487	0,677	0,527	0,130	0,397	1,39	1,680	1,210
5	1,583	0,636	0,633	0,182	0,451	1,58	2,040	1,290
10	1,931	0,524	1,000	0,476	0,524	1,83	3,260	1,780
15	2,168	0,461	1,280	0,806	0,470	1,64	4,100	2,500
20	2,354	0,432	1,455	1,135	0,320	1,12	4,740	4,220
25	2,508	0,406	1,620	1,485	0,135	0,47	5,280	11,25
28,7	2,570	0,395	1,730	1,730	0	0	5,500	∞

Продолжение

$\frac{p_2}{p_H}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$p_H=2$					
			$\left(1+\frac{V_c}{V_s}\right)p_H$	$\frac{V_c}{V_s}p_2$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$L'_{нд}$	$\frac{L'_{нд}}{L'_p}$
1	2	3	10	11	12	13	14	15
1	1	1	0	0	0	0	0	1
2	1,219	0,822	0,482	0,070	0,412	1,44	1,53	1,060
3	1,369	0,734	0,804	0,159	0,646	2,26	2,56	1,135
4	1,487	0,677	1,054	0,261	0,793	2,78	3,36	1,210
5	1,583	0,636	1,266	0,364	0,902	3,16	4,08	1,290
10	1,931	0,524	2,000	0,952	1,048	3,66	6,52	1,780
15	2,168	0,461	2,560	1,612	0,940	3,28	8,20	2,500
20	2,354	0,432	2,900	2,270	0,640	2,24	9,48	4,220
25	2,508	0,406	3,240	2,970	0,270	0,94	10,56	11,25
28,7	2,570	0,395	3,460	3,460	0	0	11,00	∞

Продолжение

$\frac{p_2}{p_H}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$p_H=4$					
			$\left(1+\frac{V_c}{V_s}\right)p_H$	$\frac{V_c}{V_s}p_2$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$L'_{нд}$	$\frac{L'_{нд}}{L'_p}$
1	2	3	16	17	18	19	20	21
1	1	1	0	0	0	0	0	1
2	1,219	0,822	0,964	0,140	0,825	2,88	3,06	1,060
3	1,369	0,734	1,608	0,318	1,292	4,52	5,12	1,135
4	1,487	0,677	2,118	0,521	1,580	5,56	6,72	1,210
5	1,583	0,636	2,530	0,727	1,804	6,32	8,16	1,290
10	1,931	0,524	4,000	1,900	2,096	7,32	13,14	1,780
15	2,168	0,461	5,360	3,280	2,080	6,56	16,40	2,500
20	2,354	0,432	5,800	4,540	1,380	4,48	18,96	4,220
25	2,508	0,406	6,480	5,940	0,340	1,88	21,12	11,25
28,7	2,570	0,395	6,920	6,920	0	0	22,00	∞

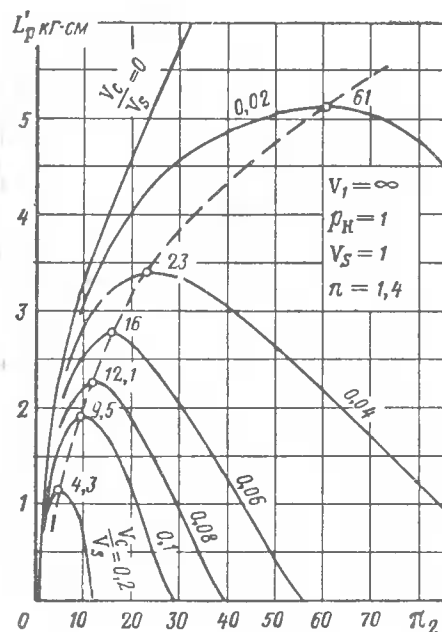
В табл. 12 (графы 9, 15 и 21) вычислены отношения $\left(\frac{L'_{нд}}{L'_p}\right)_{V_1=\infty}$. Как видно из таблицы, эта величина в начале заполнения емкости, т. е. при малых значениях π_2 , незначительно больше единицы, но уже при степени повышения давлений, равной 3, $\left(\frac{L'_{нд}}{L'_p}\right)_{V_1=\infty} = 1,135$, т. е. эквивалент площади идеального цикла больше реального на 13%. При дальнейшем увеличении π_2 это отношение резко возрастает, достигая при $\pi_{2\max}$ бесконечности. Из таблицы видно, что отношение $\left(\frac{L'_{нд}}{L'_p}\right)_{V_1=\infty}$ не зависит от величины давления p_H .

Заметим, что при экспериментальных работах характеристики удобнее строить не по степени повышения давления π_2 , а по величине давления p_2 . В этом случае начальные и конечные точки кривых не совпадут между собой, и кривые будут начинаться с давлений $p_H=1$; 2 и 4 ата, а заканчиваться давлениями $p_2=28,7$; 57,5 и 115 ата. При этом максимумы характеристик (по давлению p_2) также сдвинутся по оси абсцисс, и их экстремальные точки будут соответствовать давлениям 9,5; 19 и 38 ата при постоянной степени повышения давления для каждого случая, равной 9,5.

Характеристики $(L'_p)_{V_1=\infty} = f(\pi_2)$, вычисленные при различных величинах мертвых пространств, представлены на фиг. 47. Характеристики подсчитаны по формуле (6.16) при $\frac{V_c}{V_s}=0,2; 0,1; 0,08; 0,06; 0,04$ и $0,02$. При подсчете принято $V_s=1$, $p_H=1$ и $n=1,4$. При этих же данных на фиг. 47 построена характеристика $(L'_{нд})_{V_1=\infty} =$

$=f(\pi_2)$, вычисленная по формуле (6.19). Результаты вычислений сведены в табл. 13 и 14.

Из характеристик $(L_p)_{V_1=\infty}=f(\pi_2)$, построенных для различных значений V_c/V_s , видно, что с уменьшением величины мертвого пространства величина эквивалента площади цикла увеличивается, а экстремумы π_2 сдвигаются в сторону увеличения π_2 . Эти изменения объясняются тем, что с уменьшением V_c/V_s площадь



Фиг. 47. Характеристики эквивалента площади цикла для случая $V_1=\infty$, вычисленные при различных величинах мертвых пространств V_c/V_s .

реального цикла приближается к площади идеального цикла. По формулам (6.18) или (6.20) и (6.21) возможно определить точное значение степеней повышения давления, соответствующих максимальной величине эквивалента площади реального цикла. Наноса эти точки на характеристиках, получим кривую $\pi_{2\text{экстр}}=4,3; 9,5; 12,1; 16; 23; 61$, определяющую максимальную площадь цикла при различных величинах мертвого пространства. На фиг. 47 эта кривая показана пунктиром. С уменьшением V_c/V_s давление $p_{2\text{max}}$ также возрастает, и в случае идеального компрессора стремится к бесконечности. В табл. 13 и 14 (в графах 8, 13 и 18) приведены величины $\left(\frac{L'_{\text{ид}}}{L_p}\right)_{V_1=\infty}$, вычисленные при различных отношениях V_c/V_s реального компрессора. Как видно из таблиц, с уменьшением V_c/V_s отношение $\left(\frac{L'_{\text{ид}}}{L_p}\right)_{V_1=\infty}$ уменьшается.

К построению характеристик $L'_p=f(\pi_2)$ при различных

величинах $\frac{V_c}{V_s}$

(при подсчетах принято: $V_1=\infty$; $p_H=1$; $V_s=1$; $n=1,4$)

$\frac{p_2}{p_H}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{V_c}{V_s}=0,2$				
			$\left(1+\frac{V_c}{V_s}\right)p_H$	$\frac{V_c}{V_s}p_2$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$\frac{L'_{\text{ид}}}{L_p}$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1	1	0	0	0	0	1
2	1,219	0,822	0,264	0,071	0,193	0,676	1,132
3	1,369	0,734	0,442	0,159	0,283	1,000	1,280
4	1,487	0,677	0,583	0,258	0,325	1,140	1,475
5	1,583	0,636	0,692	0,364	0,335	1,170	1,741
6	1,668	0,600	0,800	0,480	0,320	1,120	2,090
8	1,811	0,552	0,972	0,715	0,257	0,898	3,170
10	1,931	0,524	1,120	0,952	0,168	0,587	5,440
12	2,034	0,492	1,242	1,220	0,022	0,077	47,20
12,28	2,035	0,493	1,244	1,244	0	0	∞

Продолжение

$\frac{p_2}{p_H}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{V_c}{V_s}=0,1$				
			$\left(1+\frac{V_c}{V_s}\right)p_H$	$\frac{V_c}{V_s}p_2$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$\frac{L'_{\text{ид}}}{L_p}$
1	2	3	9	10	11	12	13
1	1	1	0	0	0	0	1
2	1,219	0,822	0,241	0,035	0,206	0,72	1,060
3	1,369	0,734	0,402	0,079	0,323	1,13	1,135
4	1,487	0,677	0,527	0,130	0,397	1,39	1,210
5	1,583	0,636	0,633	0,182	0,451	1,58	1,290
6	1,668	0,600	0,735	0,240	0,495	1,73	1,351
8	1,811	0,552	0,891	0,357	0,534	1,90	1,500
10	1,931	0,524	1,000	0,476	0,524	1,83	1,780
12	2,034	0,492	1,140	0,612	0,522	1,81	2,000
15	2,168	0,461	1,280	0,806	0,470	1,64	2,500
20	2,354	0,432	1,455	1,135	0,320	1,12	3,960
25	2,508	0,406	1,620	1,485	0,135	0,47	11,25
28,70	2,570	0,395	1,730	1,730	0	0	∞

Продолжение

$\frac{p_2}{p_H}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{V_c}{V_s}=0,08$					$\frac{V_c}{V_s}=0$
			$\left(1+\frac{V_c}{V_s}\right)p_H$	$\frac{V_c}{V_s}p_2$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$\frac{L'_{нд}}{L'_p}$	$L'_{нд}$
1	2	3	14	15	16	17	18	19
1	1	1	0	0	0	0	1	0
2	1,219	0,822	0,237	0,028	0,211	0,74	1,035	0,76
3	1,369	0,734	0,402	0,064	0,338	1,18	0,085	1,28
4	1,487	0,677	0,530	0,103	0,427	1,50	1,140	1,68
5	1,583	0,636	0,639	0,146	0,493	1,72	1,185	2,04
6	1,668	0,600	0,728	0,192	0,536	1,87	1,250	2,32
8	1,811	0,552	0,887	0,286	0,601	2,11	1,355	2,84
10	1,931	0,524	1,010	0,380	0,629	2,20	1,450	3,26
12	2,034	0,492	1,130	0,487	0,643	2,25	1,610	3,64
15	2,168	0,461	1,260	0,643	0,617	2,16	1,895	4,10
20	2,354	0,432	1,425	0,910	0,515	1,80	2,561	4,74
25	2,508	0,406	1,580	1,180	0,400	1,40	3,670	5,28
30	2,653	0,377	1,790	1,495	0,295	1,03	5,620	5,80
35	2,780	0,358	1,920	1,795	0,125	0,43	14,52	6,24
38,10	2,860	0,348	2,010	2,010	0	0	∞	6,50

Таблица 14

К построению характеристик $L'_p = f(p_2)$ при различных величинах $\frac{V_c}{V_s}$
(при подсчетах принято: $V_1 = \infty$; $p_H = 1$; $V_s = 1$; $n = 1,4$)

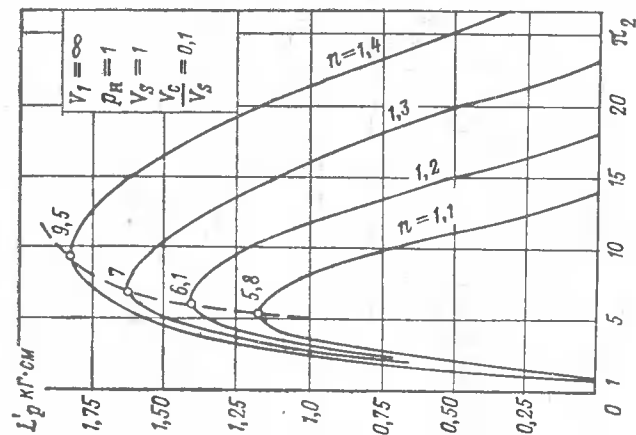
$\frac{p_2}{p_H}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{V_c}{V_s}=0,06$					$\frac{V_c}{V_s}=0$
			$\left(1+\frac{V_c}{V_s}\right)p_H$	$\frac{V_c}{V_s}p_2$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$\frac{L'_{нд}}{L'_p}$	$L'_{нд}$
1	2	3	4	5	6	7	8	
1	1	1	0	0	0	0	1	
5	1,583	0,636	0,610	0,092	0,501	1,76	1,160	
10	1,931	0,524	0,965	0,284	0,681	2,38	1,380	
15	2,168	0,461	1,290	0,492	0,798	2,80	1,465	
20	2,354	0,432	1,400	0,680	0,720	2,52	1,875	
25	2,508	0,406	1,560	0,890	0,670	2,34	2,240	
30	2,653	0,377	1,760	1,120	0,640	2,25	2,580	
40	2,850	0,352	1,961	1,551	0,410	1,44	4,520	
50	3,000	0,334	2,120	2,000	0,120	0,42	16,68	
56	3,130	0,320	2,260	2,260	0	0	∞	

Продолжение

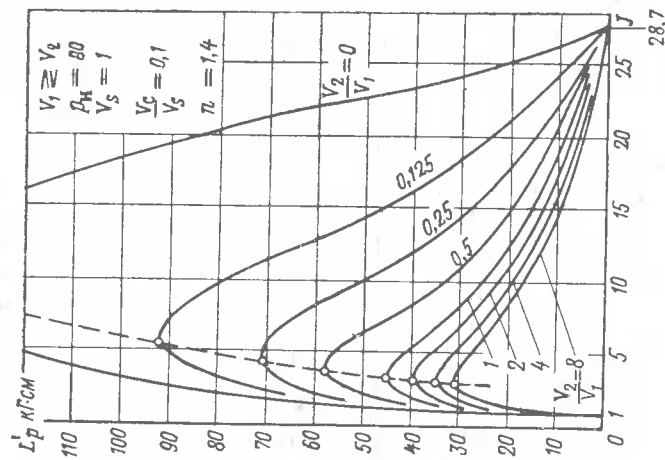
$\frac{p_2}{p_H}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{V_c}{V_s}=0,04$					$\frac{V_c}{V_s}=0$
			$\left(1+\frac{V_c}{V_s}\right)p_H$	$\frac{V_c}{V_s}p_2$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$\frac{L'_{нд}}{L'_p}$	$L'_{нд}$
1	2	3	9	10	11	12	13	
1	1	1	0	0	0	0	1	
5	1,583	0,636	0,608	0,073	0,635	1,83	1,114	
10	1,931	0,524	0,971	0,151	0,820	2,88	1,135	
15	2,168	0,461	1,210	0,324	0,886	3,10	1,325	
20	2,354	0,432	1,400	0,459	0,941	3,30	1,445	
25	2,508	0,406	1,560	0,594	0,966	3,39	1,550	
30	2,653	0,377	1,690	0,742	0,948	3,31	1,755	
40	2,850	0,352	1,920	1,035	0,845	2,94	2,215	
50	3,000	0,334	2,080	1,320	0,760	2,66	2,630	
60	3,210	0,312	2,300	1,650	0,650	2,28	3,400	
70	3,350	0,298	2,440	1,960	0,480	1,68	4,910	
80	3,470	0,282	2,570	2,280	0,290	1,02	8,490	
95,7	3,660	0,274	2,780	2,780	0	0	∞	

Продолжение

$\frac{p_2}{p_H}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{V_c}{V_s}=0,02$					$\frac{V_c}{V_s}=0$
			$\left(1+\frac{V_c}{V_s}\right)p_H$	$\frac{V_c}{V_s}p_2$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$\frac{L'_{нд}}{L'_p}$	$L'_{нд}$
1	2	3	14	15	16	17	18	19
1	1	1	0	0	0	0	1	0
5	1,583	0,636	0,592	0,036	0,556	1,94	1,052	2,04
10	1,931	0,524	0,951	0,095	0,856	3,00	1,088	3,26
15	2,168	0,461	1,185	0,161	1,024	3,58	1,145	4,10
20	2,354	0,432	1,380	0,227	1,153	4,04	1,178	4,74
25	2,508	0,406	1,530	0,298	1,232	4,31	1,220	5,28
30	2,653	0,377	1,690	0,373	1,327	4,67	1,240	5,80
40	2,850	0,352	1,885	0,520	1,365	4,81	1,351	6,53
50	3,000	0,334	2,040	0,665	1,475	5,16	1,355	7,00
60	3,210	0,312	2,260	0,825	1,435	5,05	1,530	7,75
70	3,350	0,298	2,410	0,986	1,434	5,02	1,630	8,25
80	3,470	0,282	2,510	1,155	1,365	4,81	1,800	8,65
125	3,910	0,257	2,970	1,860	1,110	3,95	2,579	10,2
150	4,180	0,240	3,240	2,280	0,960	3,36	3,300	11,1
175	4,310	0,232	3,380	2,690	0,690	2,42	4,780	11,6
200	4,520	0,221	3,590	3,170	0,420	1,47	8,350	12,3
246	4,830	0,207	3,900	3,900	0	0	∞	13,4



Фиг. 48. Характеристики эквивалента площади цикла для случаев $V_1 = \infty$, вычисленные при различных величинах показателей политроп n .



Фиг. 49. Характеристика эквивалента площади цикла, вычисленные при различных отношениях объемов напорной и опорожняемой емкостей.

Характеристики $(L_p')_{V_1=\infty} = f(\pi_2)$, вычисленные при различных величинах показателей политроп, представлены на фиг. 48. Характеристики подсчитаны для процессов с показателями $n=1,4; 1,3; 1,2$ и $1,1$. При подсчете принято $V_s=1$, $p_n=1$ и $V_c/V_s=0,1$. Результаты вычислений сведены в табл. 15.

Из характеристик $(L_p')_{V_1=\infty} = f(\pi_2)$, построенных для различных n , видно, что с увеличением показателя политропы величина эквивалента площади цикла увеличивается, а экстремум $\pi_{2\text{экстр}}$ сдвигается в сторону увеличения π_2 . Кривая экстремумов $\pi_{2\text{экстр}}=5,8; 6,1; 7; 9,5$ показана пунктиром по максимумам кривых. Заметим, что величина показателя политропы зависит от интенсивности охлаждения, следовательно, отводя большее количество тепла, возможно значительно уменьшить индикаторную работу. В графах 9, 17, 25 и 33 табл. 15 приведены числовые значения $\left(\frac{L'_{\text{ил}}}{L'_p}\right)_{V_1=\infty}$. При сравнении этих отношений, вычисленных для различных n , видно, что с уменьшением n , т. е. с увеличением теплоотвода, величина $\left(\frac{L'_{\text{ил}}}{L'_p}\right)_{V_1=\infty}$ увеличивается. Объясняется это более интенсивным уменьшением площади реального цикла, полученным в результате отклонения политропы расширения.

И, наконец, характеристики $(L_p')_{V_1 \geq V_2} = f(J)$, вычисленные для случая $V_1 \geq V_2$, представлены на фиг. 49. Напомним, что здесь $J = \frac{p_2}{p_1}$. Характеристики подсчитаны по формуле (6.4) при отношении $\frac{p_1}{V_2} = 8; 4; 2; 1; 0,5; 0,25; 0,125$ и 0 . При подсчете принято $V_s=1$; $p_n=80$; $\frac{V_c}{V_s}=0,1$ и $n=1,4$. Результаты вычислений сведены в табл. 16.

Анализируя характеристики $(L_p')_{V_1 \geq V_2} = f(J)$, построенные для различных присоединенных емкостей, заметим, что с уменьшением отношения V_2/V_1 величина эквивалента площади цикла увеличивается и максимум сдвигается в сторону увеличения π_2 . Увеличение L_p' в зависимости от уменьшения V_2/V_1 объясняется более медленным падением давления питания p_1 , поскольку величина $V_2/V_1=0$ достигается при $V_1=\infty$. Значение π_2 , соответствующее максимальной величине эквивалента площади цикла, определено по формуле (6.6). Кривая экстремумов $\pi_{2\text{экстр}}$ для различных V_2/V_1 выполнена пунктиром (см. фиг. 49). Как было показано, для случаев $V_1 \geq V_2$ и $V_1=V_2$ характеристика эквивалента площади цикла идеального компрессора также имеет максимум, величина которого определяется из формул (6.9) и (6.14).

Рассматривая характеристики, показанные на фиг. 46—49, заметим, что точки пересечения кривых с горизонталями показывают равную площадь мгновенных индикаторных диаграмм, полу-

Таблица 15
К построению характеристик $L'_p = f(\pi_2)$ при различных величинах n
(при подсчетах принято: $V_1 = \infty$; $p_H = 1$; $V_s = 1$; $\frac{V_c}{V_s} = 0,1$)

$\frac{p_2}{p_H}$	$n=1,4$							
	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) p_H \left[\right]$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{V_c}{V_s} p_2 \left[\right]$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$L'_{ид}$	$\frac{L'_{ид}}{L'_p}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	1	0	1	0	0	0	0	1
2	1,219	0,241	0,822	0,035	0,206	0,72	0,765	1,060
3	1,369	0,402	0,734	0,079	0,323	1,13	1,280	1,135
4	1,487	0,527	0,677	0,130	0,397	1,39	1,680	1,210
5	1,583	0,633	0,636	0,182	0,451	1,58	2,040	1,290
6	1,668	0,735	0,600	0,240	0,495	1,73	2,325	1,351
8	1,811	0,891	0,552	0,357	0,534	1,90	2,840	1,500
10	1,931	1,000	0,524	0,476	0,524	1,83	3,260	1,780
12	2,034	1,140	0,492	0,612	0,522	1,81	3,640	2,000
15	2,168	1,280	0,461	0,806	0,470	1,64	4,100	2,500
20	2,354	1,455	0,432	1,135	0,320	1,12	4,740	4,220
25	2,508	1,620	0,406	1,485	0,135	0,47	5,280	11,25
28,7	2,570	1,730	0,395	1,730	0	0	5,500	∞

Продолжение

$\frac{p_2}{p_H}$	$n=1,3$							
	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) p_H \left[\right]$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{V_c}{V_s} p_2 \left[\right]$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$L'_{ид}$	$\frac{L'_{ид}}{L'_p}$
1	10	11	12	13	14	15	16	17
1	1	0	0	0	0	0	0	1
2	1,174	0,192	0,850	0,030	0,162	0,705	0,750	1,065
3	1,289	0,317	0,776	0,067	0,250	1,084	1,242	1,150
4	1,378	0,415	0,725	0,110	0,305	1,320	1,631	1,235
5	1,449	0,493	0,690	0,155	0,338	1,470	1,930	1,315
6	1,512	0,562	0,660	0,204	0,358	1,550	2,220	1,430
8	1,616	0,677	0,619	0,305	0,372	1,610	2,660	1,650
10	1,701	0,771	0,587	0,413	0,358	1,550	3,020	1,940
12	1,772	0,850	0,565	0,522	0,328	1,460	3,430	2,350
15	1,868	0,955	0,537	0,694	0,260	1,130	3,740	3,310
20	1,996	1,095	0,502	0,995	0,100	0,477	4,290	8,990
22,58	2,050	1,154	0,487	1,154	0	0	4,550	∞

Продолжение

$\frac{p_2}{p_H}$	$n=1,2$							
	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) p_H \left[\right]$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{V_c}{V_s} p_2 \left[\right]$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$L'_{ид}$	$\frac{L'_{ид}}{L'_p}$
1	18	19	20	21	22	23	24	25
1	1	0	1	0	0	0	0	1
2	1,123	0,135	0,890	0,0220	0,113	0,68	0,738	1,085
3	1,201	0,221	0,833	0,0502	0,1708	1,02	1,205	1,185
4	1,260	0,286	0,794	0,0825	0,2035	1,22	1,560	1,278
5	1,307	0,338	0,765	0,1175	0,2205	1,32	1,841	1,390
6	1,348	0,383	0,742	0,1548	0,2282	1,37	2,082	1,521
8	1,414	0,455	0,708	0,2330	0,2220	1,33	2,480	1,865
10	1,468	0,515	0,682	0,3180	0,1910	1,14	2,800	2,450
12	1,531	0,584	0,654	0,4150	0,169	1,02	3,180	3,130
15	1,570	0,627	0,637	0,5420	0,085	0,51	3,420	6,710
17,76	1,615	0,675	0,620	0,6750	0	0	3,680	∞

Продолжение

$\frac{p_2}{p_H}$	$n=1,1$							
	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) p_H \left[\right]$	$\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}}$	$\frac{V_c}{V_s} p_2 \left[\right]$	$\left\{ \right\}$	L'_p	$L'_{ид}$	$\frac{L'_{ид}}{L'_p}$
1	26	27	28	29	30	31	32	33
1	1	0	1	0	0	0	0	1
2	1,065	0,072	0,939	0,0122	0,0593	0,652	0,710	1,090
3	1,105	0,115	0,906	0,0300	0,0850	0,932	1,150	1,240
4	1,134	0,147	0,881	0,0476	0,0994	1,093	1,480	1,355
5	1,157	0,173	0,864	0,0680	0,1050	1,155	1,730	1,495
6	1,177	0,195	0,850	0,0900	0,1050	1,155	1,940	1,690
8	1,208	0,229	0,829	0,1370	0,0920	1,012	2,290	2,270
10	1,233	0,256	0,810	0,1900	0,0660	0,725	2,560	3,540
12	1,253	0,278	0,797	0,2430	0,0350	0,385	2,780	7,210
13,98	1,270	0,297	0,788	0,2970	0	0	2,970	∞

ченных при различных π_2 . Таких диаграмм с равными площадями теоретически бесконечно много, но поскольку кривые не пересекаются между собой, в них нет ни одной пары мгновенных индикаторных диаграмм с равным π_2 и равной площадью, т. е. с полным совпадением геометрического контура.

К построению характеристик $L'_p = f(J)$ при различных величинах V_2/V_1
 (при подсчетах принято: $p_H = 80$; $V_s = 1$; $\frac{V_c}{V_s} = 0,1$; $n = 1,4$)

$\frac{V_2}{V_1}$	p_2	$\frac{n}{n-1} p_2$	$\frac{p_H}{p_2}$	$[[$	$[[\frac{1}{n}]]$	$[[\frac{1}{n}]]$	$(\frac{1}{n})[\frac{1}{n}]\frac{V_c}{V_s}$	$\{\}$	$[\{\}$	$[\{\}$	$[[$	L'_p	$L'_{ил}$	$\frac{L'_{ил}}{L'_p}$	p_1	J
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	
8	80	280	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	1	80	1
	82	287	0,975	0,77	0,829	1,21	0,81	0,979	0,754	0,056	16,1	16,9	1,051	64	1,28	
	84	294	0,953	0,69	0,766	1,31	0,74	0,969	0,670	0,070	20,6	22,3	1,082	48	1,75	
	85	297	0,943	0,50	0,609	1,65	0,57	0,936	0,468	0,102	30,1	32,6	1,085	40	2,13	
	86	300	0,930	0,36	0,481	2,08	0,43	0,892	0,321	0,109	32,8	36,2	1,105	32	2,68	
	87	305	0,920	0,29	0,412	2,43	0,35	0,857	0,249	0,103	31,4	37,2	1,192	24	3,62	
	88	308	0,909	0,19	0,305	3,28	0,24	0,772	0,146	0,089	27,4	35,4	1,292	16	5,50	
	89	312	0,900	0,10	0,190	5,27	0,109	0,573	0,057	0,052	16,2	28,1	1,730	8	11,15	
	89,61	313	0,894	0,035	0,091	11	0	0	0	0	0	18,5	∞	3,12	28,70	
4	80	280	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	1	80	1
	82,5	289	0,970	0,85	0,882	1,14	0,87	0,986	0,838	0,032	8,96	9,25	1,032	70	1,18	
	85	298	0,942	0,72	0,790	1,27	0,77	0,973	0,700	0,070	20,2	20,80	1,040	60	1,41	
	87,5	306	0,914	0,57	0,666	1,50	0,63	0,950	0,541	0,090	27,5	29,40	1,072	50	1,75	
	90	315	0,890	0,45	0,565	1,77	0,52	0,923	0,415	0,106	33,4	36,20	1,085	40	2,25	
	92,5	324	0,865	0,32	0,442	2,27	0,38	0,873	0,280	0,106	34,3	39,40	1,150	30	3,08	
	95	333	0,842	0,21	0,327	3,06	0,26	0,794	0,167	0,092	80,7	88,90	1,266	20	4,75	
	97,5	342	0,820	0,10	0,192	5,22	0,11	0,578	0,057	0,053	18,2	31,50	1,730	10	9,75	
	99,14	348	0,807	0,035	0,091	11	0	0	0	0	0	19,50	∞	3,45	28,70	

2	80	280	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	1	80	1
	85	297	0,941	0,82	0,869	1,15	0,85	0,985	0,805	0,048	14,2	14,55	1,020	70	1,21	
	90	315	0,890	0,67	0,752	1,33	0,73	0,967	0,647	0,081	25,5	25,80	1,021	60	1,50	
	95	333	0,844	0,53	0,635	1,58	0,59	0,942	0,499	0,098	32,3	35,00	1,085	50	1,90	
	100	350	0,800	0,40	0,519	1,93	0,47	0,907	0,362	0,108	37,8	41,70	1,105	40	2,50	
	105	368	0,762	0,28	0,411	2,44	0,35	0,856	0,240	0,111	40,9	48,20	1,180	30	3,50	
	110	384	0,727	0,18	0,293	3,42	0,22	0,758	0,136	0,085	33,0	43,40	1,315	20	5,50	
	115	405	0,695	0,09	0,178	5,63	0,09	0,537	0,048	0,048	19,5	35,60	1,820	10	11,50	
	117,9	414	0,677	0,035	0,091	11	0	0	0	0	0	23,20	∞	4,11	28,70	
1	80	280	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	1	80	1
	90	315	0,890	0,78	0,837	1,19	0,82	0,981	0,765	0,055	17,3	18,0	1,040	70	1,28	
	100	350	0,800	0,60	0,694	1,44	0,66	0,956	0,574	0,091	31,8	32,9	1,040	60	1,87	
	110	385	0,727	0,45	0,565	1,77	0,52	0,923	0,415	0,105	40,6	44,2	1,090	50	2,20	
	120	420	0,666	0,34	0,462	2,17	0,40	0,883	0,300	0,108	45,4	51,1	1,125	40	3,00	
	130	455	0,616	0,23	0,349	2,87	0,28	0,813	0,187	0,096	43,7	54,1	1,240	30	4,34	
	140	490	0,572	0,14	0,251	3,99	0,17	0,701	0,102	0,073	35,3	54,4	1,540	20	7,00	
	150	525	0,532	0,06	0,135	7,42	0,05	0,358	0,021	0,023	15,2	39,4	2,600	10	15,0	
	154,6	540	0,517	0,035	0,091	11	0	0	0	0	0	30,2	∞	5,39	28,7	
0,5	80	280	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	1	80	1
	100	350	0,800	0,70	0,774	1,29	0,75	0,971	0,630	0,070	24,5	25,9	1,058	70	1,43	
	120	420	0,666	0,50	0,609	1,64	0,57	0,936	0,468	0,102	42,9	45,8	1,072	60	2,00	
	140	490	0,572	0,36	0,481	2,08	0,42	0,892	0,322	0,106	52,0	59,2	1,140	50	2,80	
	160	560	0,500	0,25	0,371	2,70	0,30	0,830	0,204	0,104	58,1	67,7	1,165	40	4,00	
	180	630	0,444	0,16	0,276	3,63	0,20	0,737	0,122	0,081	51,0	73,0	1,430	30	6,00	
	200	700	0,400	0,10	0,192	5,21	0,10	0,579	0,057	0,048	33,6	64,4	1,920	20	10,0	
	220	770	0,364	0,046	0,110	9,10	0,02	0,190	0,008	0,012	9,2	49,3	5,370	10	22,0	
	224,4	785	0,357	0,035	0,091	11,0	0	0	0	0	0	43,9	∞	7,81	28,7	

Продолжение															
$\frac{V_2}{V_1}$	p_2	$\frac{n}{n-1} p_2$	$\frac{p_H}{p_2}$	$\left[\right]$	$\left[\right]$	$\left[\right]$	$\left[\right]$	$\left[\right]$	$\left[\right]$	$\left[\right]$	$\left[\right]$	L'_p	$L'_{ид}$	$\frac{L'_{ид}}{L'_p}$	p_1
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0,25	80	280	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	1	80	1
	120	420	0,666	1,48	0,677	1,48	0,64	0,952	0,551	0,091	38,3	40,7	1,062	70	1,73
	160	560	0,500	2,02	0,495	2,02	0,44	0,898	0,335	0,111	62,2	70,0	1,126	60	2,67
	200	700	0,400	2,71	0,371	2,71	0,30	0,829	0,207	0,101	70,8	84,5	1,190	50	4,00
	240	840	0,333	3,58	0,279	3,58	0,20	0,742	0,124	0,083	69,7	100,0	1,438	40	6,00
	280	980	0,286	4,96	0,202	4,96	0,12	0,604	0,064	0,058	56,8	100,0	1,760	30	9,35
	320	1140	0,250	7,26	0,138	7,26	0,05	0,374	0,023	0,034	38,7	88,7	2,290	20	16,00
	340	1190	0,236	9,10	0,110	9,10	0,021	0,190	0,008	0,013	15,5	77,2	4,970	15	22,70
	351,1	1260	0,227	11,0	0,091	11,0	0	0	0	0	0	70,6	∞	12,2	28,70
0,125	80	280	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	1	80,0	1
	100	350	0,800	1,20	0,833	1,20	0,815	0,980	0,760	0,055	19,2	20,3	1,055	77,5	1,29
	150	525	0,533	1,70	0,587	1,70	0,545	0,930	0,442	0,103	54,0	58,7	1,090	81,3	1,85
	250	875	0,320	2,82	0,355	2,82	0,290	0,818	0,192	0,068	85,0	105,0	1,235	58,7	4,25
	350	1250	0,229	4,24	0,236	4,24	0,159	0,676	0,085	0,073	91,7	128,5	1,410	46,2	7,55
	450	1580	0,178	6,43	0,156	6,43	0,072	0,457	0,034	0,037	59,4	128,0	2,160	34,0	13,20
	500	1750	0,160	8,34	0,120	8,34	0,032	0,266	0,014	0,018	31,5	115,5	3,660	27,6	18,10
	550	1920	0,145	10,38	0,096	10,38	0,006	0,062	0,002	0,003	7,2	111,5	15,50	21,3	25,80
	563,1	1970	0,142	11,00	0,091	11,00	0	0	0	0	0	110,5	∞	19,6	28,70

При принятом условии, т. е. при $V_s=1$ эквиваленты площадей циклов выражаются произведениями:

$$L'_p = \frac{n}{n-1} Y_p; \quad L'_{ид} = \frac{n}{n-1} Y_{ид},$$

где Y_p и $Y_{ид}$ — переменные величины, изменяющиеся в зависимости от давлений.

При вычислении по этим формулам мы абстрогировались от физической сущности задачи и интересовались только сравнительной оценкой переменных площадей. Вычисляя индикаторную работу для заданной размерности цилиндра ступени, формулы возможно записать в виде

$$L_p = \frac{n}{n-1} 10^4 V_s Y_p; \quad L_{ид} = \frac{n}{n-1} 10^4 V_s Y_{ид}.$$

Здесь размерность рабочего объема цилиндра V_s в m^3 , и формулы дают результат в $kГ \cdot м$.

Формулы потребляемой мощности запишутся

$$N_p = \frac{n L_p}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{мех}} \text{ л. с.}; \quad N_{ид} = \frac{n L_{ид}}{60 \cdot 75 \cdot \eta_{мех}} \text{ л. с.},$$

где n — число оборотов в минуту;

$\eta_{мех}$ — механический КПД компрессора.

Методика расчета

Заканчивая главу теоретического исследования работы, необходимой для совершения реальных и идеальных циклов в цилиндрах одноступенчатого компрессора, сделаем некоторые пояснения по методике расчета.

Общая постановка задачи: анализировать характеристики эквивалента площади цикла по параметрам режима, установки и компрессора.

В зависимости от случаев установки компрессора, т. е. когда $V_1 \approx V_2$, $V_1 = V_2$ или $V_1 = \infty$, по формулам (6.5), (6.11) и (6.17) вычисляются максимальные давления p_{2max} . Далее для случаев $V_1 \approx V_2$ и $V_1 = V_2$ по формуле (6.2) определяются давления p_1 и вычисляются максимальные степени повышения давления π_{2max} , а для случая, когда $V_1 = \infty$, π_{2max} , вычисляется непосредственно по заданному давлению p_H . Эти предварительные вычисления выполняются при любой постановке задачи и в следующей ниже методике расчета нет необходимости в их подробном повторении. В полученных интервалах ($\pi_2 = 1$) $\div$ π_{2max} по параметрам режима, установки и компрессора согласно формулам (6.4), (6.10) или (6.15), (6.16) вычисляются характеристики $L'_p = f(\pi_2)$. По уравнениям (6.6), (6.12) или (6.18) определяются величины $\pi_{2экстр}$, удовлетворяющие данному уравнению, и уточняются экстремумы $\max$ характеристик $L'_p = f(\pi_2)$. Далее вычисляются индикаторные

Формулы к определению индикаторной работы реального компрессора

Объем емкости	Максимальные давления режимов	Эквиваленты площадей циклов	Уравнения, определяющие величину π , соответствующую экстремальному значению эквивалентов площадей циклов
$V_1 = V_2$	$p_{2\max} = \frac{\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) p_H}{\frac{V_2}{V_1} + \left(\frac{\frac{V_c}{V_s}}{1 + \frac{V_c}{V_s}}\right)^n}$	$L'_p = \frac{n}{n-1} p_2 \left[\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \left\{ \left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right\} - \frac{n-1}{n} \right] - \frac{V_c}{V_s} \left\{ 1 - \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \frac{n-1}{n} \right\} \right]$	$\frac{dL'_p}{dp_2} = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \frac{1}{n} \left\{ \frac{n-1}{n} - \frac{1}{n} \frac{V_2}{V_1} \right\} \times$ $\times \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] - \frac{1}{n} \frac{V_2}{V_1} \times$ $\times \left\{ \frac{n-1}{n} \frac{V_2}{V_1} - \frac{1}{n} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \right\} - \frac{V_c}{V_s} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \frac{1}{n} \times$ $\times \left\{ \frac{n-1}{n} \frac{V_2}{V_1} - \frac{1}{n} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \right\} - \frac{V_c}{V_s} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \frac{1}{n} = 0$

$V_1 = V_2$	$p_{2\max} = \frac{2 p_H}{1 + \left(\frac{\frac{V_c}{V_s}}{1 + \frac{V_c}{V_s}} \right)^n}$	$L'_p = \frac{n}{n-1} p_2 \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right) \times \right.$ $\times \left[\left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{-\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \left.$ $\left. - \frac{V_c}{V_s} \left[1 - \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{\frac{n-1}{n}} \right] \right\}$	$\frac{dL'_p}{dp_2} = \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{\frac{1}{n}} \left[\frac{n-1}{n} - \right.$ $\left. - \frac{1}{n} \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{-1} \right] - \frac{V_c}{V_s} \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right)^{-\frac{1}{n}} \times$ $\times \left[\frac{n-1}{n} - \frac{1}{n} \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1\right) \right] + 1 = 0$
$V_1 = \infty$	$p_{2\max} = p_H \left(1 + \frac{V_s}{V_c}\right)^n$	$L'_p = \frac{n}{n-1} \left\{ \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) p_H \times \right.$ $\times \left[\left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] - \left.$ $\left. - \frac{V_c}{V_s} p_2 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{-\frac{n-1}{n}} \right] \right\}$	$\frac{dL'_p}{dp_2} = \frac{n-1}{n} \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right) \left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{-\frac{1}{n}} +$ $+ \frac{1}{n} \frac{V_c}{V_s} \left(\frac{p_2}{p_H}\right)^{-\frac{n-1}{n}} - \frac{V_c}{V_s} = 0$

работы и мощности, потребляемые компрессором, анализируются характеристики и делаются выводы по проекту машины.

Первая частная постановка задачи — определение мощности, потребляемой компрессором при переменном режиме работы.

В зависимости от случая установки компрессора по одной из формул (6.5), (6.11) или (6.17) вычисляется максимальное давление режима $p_{2\max}$ и определяется $\pi_{2\max}$. Полученная величина $\pi_{2\max}$ сравнивается с заданной величиной $\pi_{2\text{зад}}$. При этом должно быть удовлетворено неравенство $\pi_{2\max} > \pi_{2\text{зад}}$. При обратном знаке неравенства величина $\pi_{2\text{зад}}$ не обеспечивается при заданных или выбранных отношениях V_c/V_s и V_2/V_1 . В этом случае при поверочном расчете задача поставлена неправильно, а при проектном расчете величины V_c/V_s и V_2/V_1 следует изменить так, чтобы было получено $\pi_{2\max} > \pi_{2\text{зад}}$. Далее по одному из уравнений (6.6), (6.12) или (6.18) подбирается величина $\pi_{2\text{экстр}}$, удовлетворяющая уравнению. Полученная величина $\pi_{2\text{экстр}}$ сравнивается с заданной величиной $\pi_{2\text{зад}}$. Если $\pi_{2\text{экстр}} > \pi_{2\text{зад}}$, то при вычислении эквивалента площади цикла в одну из формул (6.4), (6.10) или (6.15), (6.16) подставляется $\pi_{2\text{зад}}$. Это ясно, если иметь в виду, что при заданном переменном режиме $\pi_{2\text{экстр}}$ никогда не будет достигнуто и, следовательно, индикаторная работа не перейдет через экстремум тах. Если $\pi_{2\text{экстр}} < \pi_{2\text{зад}}$, то в зависимости от конструктивного решения компрессора задача получит дальнейшее развитие.

Первый случай. При отсутствии в машине достаточно больших моментов маховых масс экстремум тах индикаторной работы может быть перейден только с помощью двигателя компрессора. В этом случае эквивалент площади цикла вычисляется по одной из формул (6.4), (6.10) или (6.15), (6.16) при подстановке $\pi_{2\text{экстр}}$.

Второй случай. При наличии в машине достаточно больших моментов маховых масс (например, наличие специального маховика) двигатель может быть подобран с меньшей мощностью, а экстремум тах индикаторной работы после раскрутки двигателя и компрессора перейден с помощью сил инерции маховых масс. В этом случае эквивалент площади цикла вычисляется по одной из формул (6.4), (6.10) или (6.15), (6.16) при подстановке $\pi_{2\text{зад}}$.

Вторая частная постановка задачи — определение мощности, потребляемой компрессором при постоянном режиме работы.

В зависимости от установки компрессора вычисляется давление $p_{2\max}$ и определяется $\pi_{2\max}$. Полученная величина $\pi_{2\max}$ сравнивается с величиной $\pi_{2\text{зад}}$. Далее определяется величина $\pi_{2\text{экстр}}$ и выясняются условия пускового режима. Если в пусковом режиме $\pi_{2\text{экстр}} > \pi_{2\text{зад}}$, то величина эквивалента площади цикла определяется при подстановке в формулы $\pi_{2\text{зад}}$. Если же в пусковом режиме $\pi_{2\text{экстр}} < \pi_{2\text{зад}}$, то вычисление величины L'_p следует выполнить по методике, указанной для переменного режима.

Таблица 18

Формулы к определению индикаторной работы идеального компрессора

Объем емкости	Максимальные давления режимов	Эквиваленты площадей циклов	Уравнения, определяющие величину π , соответствующую экстремальному значению эквивалентов площадей циклов
$V_1 \approx V_2$	$p_{2\max} = \left(\frac{V_1}{V_2} + 1\right) p_H$	$L'_{\text{ид}} = \frac{n}{n-1} p_2 \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right] \times$ $\times \left[\left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$	$\frac{dL'_{\text{ид}}}{dp_2} = \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{\frac{1}{n}} \left\{ \frac{1}{n} \left(\frac{n-1}{n} - 1 \right) - \right.$ $\left. - \frac{1}{n} \frac{V_2}{V_1} \left[\left(1 + \frac{V_2}{V_1}\right) \frac{p_H}{p_2} - \frac{V_2}{V_1} \right]^{-1} \right\} + \frac{V_2}{V_1} = 0$
$V_1 = V_2$	$p_{2\max} = 2p_H$	$L'_{\text{ид}} = \frac{n}{n-1} p_2 \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1 \right) \times$ $\times \left[\left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1 \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$	$\frac{dL'_{\text{ид}}}{dp_2} = \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1 \right)^{\frac{1}{n}} \times$ $\times \left[\frac{n-1}{n} - \frac{1}{n} \left(2 \frac{p_H}{p_2} - 1 \right)^{-1} \right] + 1 = 0$
$V_1 = \infty$	$p_{2\max} = \infty$	$L'_{\text{ид}} = \frac{n}{n-1} p_H \left[\left(\frac{p_2}{p_H} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]$	$\frac{dL'_{\text{ид}}}{dp_2} \neq 0$

Выведенные в главе формулы $p_{2\text{ макс}}$, L_p , $L_{\text{ил}}$ и уравнения $\frac{dL_p'}{dp_2}$, $\frac{dL_{\text{ил}}'}{dp_2}$ приведены в табл. 17 и 18.

При рассмотрении одноступенчатых компрессоров имелось в виду значительное отличие реальных циклов от идеальных и при изложении методики расчета формулы эквивалентов площадей идеальных циклов не приведены. Как указывалось, приближенный расчет по этим формулам может быть сделан только при малых значениях π_2 и V_c . В большинстве современных машин эти величины велики, и формулы эквивалентов площадей идеальных циклов, а также и уравнения, определяющие величину π , соответствующую экстремальному значению этих циклов, имеют ограниченное применение.

Глава седьмая

МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТОЧЕК ГЕРМЕТИЗАЦИИ В ХАРАКТЕРИСТИКАХ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ (РЕДУКЦИОННЫХ) КЛАПАНОВ

Основные обозначения, принятые в VII главе

- A_0, A_1, A_2, B_0 — коэффициенты геометрических размеров сильфона;
- a_1, b_1 — радиусы соответственно до внешней и до внутренней заделки мембраны;
- a, c — постоянные экспериментальные коэффициенты характеристики материала клапана, полученные при $\uparrow p$;
- a', c' — постоянные экспериментальные коэффициенты характеристики материала клапана, полученные при $\downarrow p$ (коэффициенты статической гистерезисной характеристики);
- b — ширина седла клапана;
- $d_0, d_{\text{ср}}, d_1$ — соответственно внутренний, средний и наружный диаметры седла клапана;
- d — диаметр проволоки пружины;
- $D_{\text{ср. п}}, D_{\text{ср. с}}$ — средние диаметры соответственно пружины и сильфона;
- G — модуль сдвига;
- h_0 — толщина стенки сильфона в месте внутреннего радиуса;
- $W_{\text{пр}}$ — прогиб мембраны от силы пружины;
- $W_{\text{г}}$ — прогиб мембраны от давления газа, действующего на собственную поверхность мембраны;
- $W_{\text{г.з}}$ — прогиб мембраны от давления газа, действующего на поверхность внутренней заделки;
- $P_{\text{г}}$ — переменная сила от давления газа (рабочей среды);
- $P_{\text{уп}}$ — переменная сила, создающая уплотнение в паре седло—клапан;
- $P_{\text{уп.н.т}}$ — необходимая сила герметизации пары седло—клапан, соответствующая $p_{\text{н.т}}$ при $\uparrow p$ (в общем случае ордината характеристики герметизации при $\uparrow p$);
- $P_{\text{уп.к.т}}$ — необходимая сила герметизации пары седло—клапан, соответствующая $p_{\text{к.т}}$ при $\downarrow p$ после получения $p_{\text{н.т}}$ или после посадки клапана без удара (в общем случае ордината статической гистерезисной характеристики герметизации);
- $P_{\text{уп.к.т.д}}$ — необходимая сила герметизации пары седло—клапан, соответствующая $p_{\text{к.т}}$ при $\downarrow p$ после посадки клапана с резким ударом (в общем случае ордината динамической гистерезисной характеристики герметизации);
- $P_{\text{пр1}}$ — монтажная сила пружины в схеме клапана прямого действия;
- $P_{\text{пр2}}$ — монтажная сила пружины в схеме клапана прямого действия с усиленной силовой характеристикой;

$R_{прз}$ — монтажная сила пружины сильфона в схеме клапана обратного действия;

$R_{прз'}$ — монтажная сила пружины клапана в схеме клапана обратного действия;

R_c — монтажная сила сильфона, имеющая знак плюс при монтажном сжатии и знак минус при монтажном растяжении сильфона;

P — нагрузка на внутреннюю заделку мембраны от силы пружины или от силы газа;

p — давление в магистрали или в наполняемой емкости;

$p_{н.о}$ — давление, изменяющееся от нулевого манометрического давления до давления, соответствующего началу открытия клапана;

$p_{н.т}$ — давление, соответствующее началу травления при $\uparrow p$;

$p_{к.т}$ — давление, соответствующее концу травления при $\downarrow p$ после получения $p_{н.т}$ или после посадки клапана без удара;

$p_{к.т}$ — давление, соответствующее концу травления при $\downarrow p$ после посадки клапана с резким ударом;

$p_{н.п}$ — давление, соответствующее началу подъема разъемного стакана;

$p_{н.к}$ — давление, соответствующее началу касания бурта разъемного стакана о бурт оправки клапана;

$p_{н.о}$ — давление, соответствующее началу открытия клапана;

$p_{п.о}$ — давление, соответствующее полному открытию клапана;

$q_{уд}$ — удельное давление в паре седло—клапан;

R_b — внутренний радиус сильфона;

s — толщина мембраны;

α — угол уплотнения сильфона;

Δf — ход подвижного торца сильфона (прогиб пружины сильфона, увеличение монтажной длины пружины клапана) до момента касания бурта клапана;

$\Delta R_{прз}$ — сила усиления пружины сильфона, полученная в результате дополнительного сжатия на величину Δf ;

$\Delta R_{прз'}$ — сила ослабления пружины клапана, полученная в результате увеличения монтажной длины на величину Δf ;

ΔR_c — сила, необходимая для сжатия сильфона на величину Δf ;

$\theta_{н.т}$ — коэффициент качества герметизации клапана при $\uparrow p$;

$\theta_{к.т}$ — коэффициент качества герметизации клапана при $\downarrow p$;

$\theta_{(н.т)2,1}$; $\theta_{(н.т)3,1}$; $\theta_{(н.т)3,2}$ — сравнительные коэффициенты качества герметизации клапанов при $\uparrow p$;

$\theta_{(к.т)2,1}$; $\theta_{(к.т)3,1}$; $\theta_{(к.т)3,2}$ — сравнительные коэффициенты качества герметизации клапанов при $\downarrow p$;

μ — коэффициент Пуассона;

φ_1 — угол сближения характеристик $R_{уп}$ и $R_{уп. н.т.}$;

φ_2 — угол сближения характеристик $R_{уп}$ и $R_{уп. к.т.}$;

φ_3 — угол сближения характеристик $R_{уп}$ и $R_{уп. к.т.}$.

Нижние индексы

г — отмечает газ или любую другую рабочую среду;

к.т — указывает, что величина отнесена к концу травления;

н.п — указывает, что величина относится к началу подъема разъемного стакана;

н.к — указывает, что величина относится к началу касания бурта разъемного стакана;

н.о — указывает, что величина относится к началу открытия клапана;

н.т — указывает, что величина отнесена к началу травления;

п.о — указывает, что величина относится к полному открытию клапана;

пр — показывает, что величина относится к пружине;

с — показывает, что величина относится к сильфону;

ср — показывает среднее значение величины;

уд — отмечает удельную силу;

уп — показывает, что сила действует на уплотнение клапана.

Теория герметизации самодействующих клапанов до настоящего времени не получила надлежащего развития. Работы, опубликованные в области этого вопроса, ограничиваются рекомендациями эмпирических зависимостей и изложением техники эксперимента, проведенного на пружинных клапанах, выполненных по простейшим конструктивным схемам. Распространенные конструкции самодействующих клапанов не удовлетворяют требованиям, предъявляемым к герметизации, и эксплуатация их приводит к искажению рабочих характеристик или в лучшем случае к затратам дополнительного энергетического ресурса, необходимого для пополнения потерь.

Развитие автономных пневмогидравлических автоматических устройств в своем выполнении во многих случаях представляющих различную комбинацию клапанов и золотников, а также автоматических устройств, работающих в коммуникациях пневмогидросистем с ценными газами, настоятельно диктует необходимость изучения вопросов герметизации.

В настоящей главе излагается теоретическое исследование герметизации предохранительных и редуцирующих клапанов, работающих с периодическим существенно длительным закрытием. Рассматриваются самодействующие малоподъемные плоские пружинные клапаны открытого типа, т. е. с выпуском рабочей среды или непосредственно в атмосферу, или в полость с атмосферным давлением. Теория построена на сравнении располагаемых силовых характеристик, получаемых в результате действия различных пружинных механизмов, с граничными характеристиками, обеспечивающими герметизацию давления рабочей среды в уплотняющем поясе пары седло—клапан.

При этом сравнении определяются особые точки характеристик, которые отражают основное требование, предъявляемое к предохранительным клапанам, а именно: *максимальное сокращение интервала между началом травления газа и началом открытия клапана*. Выводятся рабочие формулы, позволяющие численно сравнить качество герметизации клапанов, выполненных по различным конструктивным схемам, приводится конструктивное решение рекомендуемого предохранительного клапана, рассматриваются рабочие характеристики, а также даются некоторые рекомендации по проектированию.

Сочетание располагаемых силовых характеристик, получаемых при работе клапанов с различными пружинными механизмами, с граничными характеристиками герметизации газа (рабочей среды) в уплотняющем поясе рассматривается впервые. Выведенные теоретические зависимости опираются на экспериментальный материал, полученный при испытаниях предохранительных клапа-

нов, устанавливаемых в пневмосистемах высокого давления и работающих совместно с воздушными поршневыми компрессорами, рассмотренными в восьмой главе. Выведенные теоретические зависимости подкрепляются также экспериментальным материалом, изложенным в литературе¹.

Силовые характеристики клапана прямого действия

Рассмотрим схему и характеристики клапана, показанные на фиг. 50, а (схема 1). Это один из наиболее простых механизмов клапана прямого действия, т. е. клапан, в котором сила от давления газа противоположна по знаку силе пружины.

Определим давления в магистрали, при достижении которых будет получено начало и конец травления газа в паре седло—клапан; величины сил, действующих на клапан в момент начала и конца травления и углы сближения герметизирующих характеристик с располагаемой силовой характеристикой.

Уравнение равновесия сил, действующих на клапан, имеет вид

$$P_{пр1} = 0,785 d_0^2 p_{0-н.о} + P_{уп}, \quad (7.1)$$

где $P_{пр1}$ — монтажная сила пружины в кгГ;

d_0 — внутренний диаметр седла клапана в см;

$p_{0-н.о}$ — переменное давление газа в магистрали, изменяющееся от нулевого манометрического давления до давления, соответствующего началу открытия клапана в атм;

$P_{уп}$ — переменная сила, создающая уплотнение в паре седло—клапан в кгГ.

Далее переменное давление газа в магистрали и переменная сила, создающая уплотнение в паре седло—клапан, будет принимать частные значения и понятия:

$\uparrow p$ — увеличивающееся давление;

$\downarrow p$ — уменьшающееся давление;

$P_{н.т}$ — давление, соответствующее началу травления газа при $\uparrow p$;

$P_{н.о}$ — давление, соответствующее началу открытия клапана;

$P_{п.о}$ — давление, соответствующее полному открытию клапана;

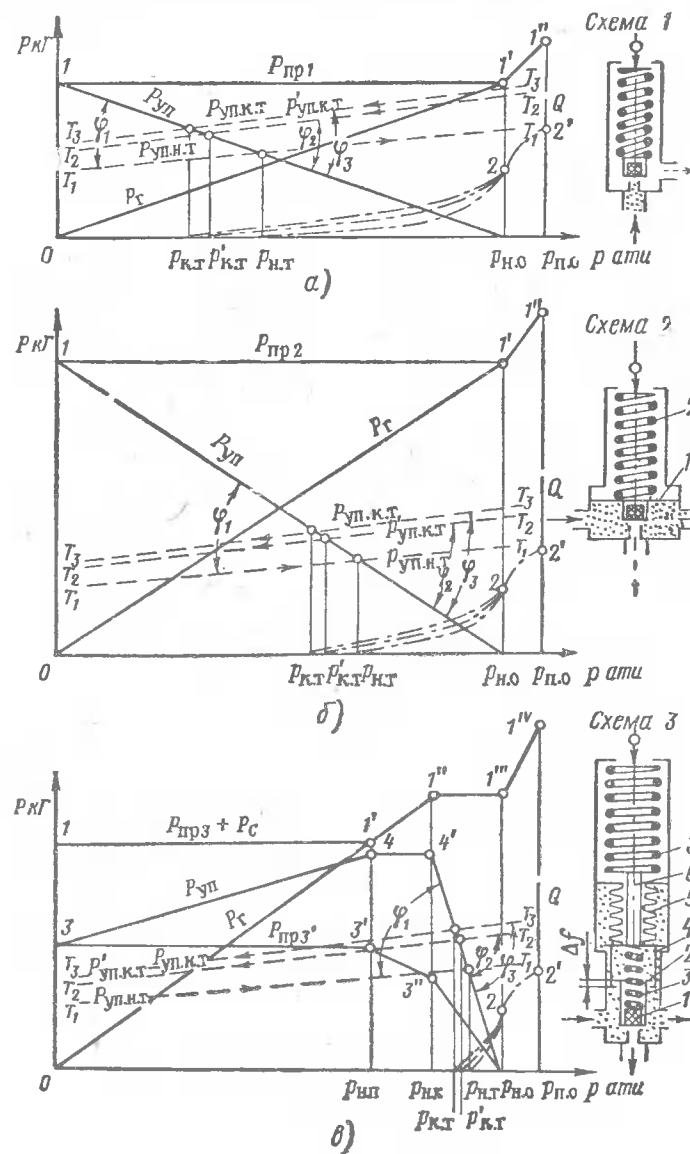
$P_{уп.н.т}$ — необходимая сила герметизации пары седло—клапан, соответствующая давлению $P_{н.т}$ при $\uparrow p$. (В общем случае ордината характеристики герметизации при $\uparrow p$).

Кроме этого, при сравнении схем будут введены индексы «1», «2» и «3» в зависимости от номера схемы.

Рассматривая силовые характеристики предохранительных клапанов, будем считать, что давление в магистрали велико и реду-

¹ П. И. Киселев, Основы уплотнений в арматуре высокого давления Энергоиздат, 1950.

В. В. Аранович, М. С. Слободкин, Арматура регулирующая и запорная, Машгиз, 1953.



Фиг. 50. Характеристики $P_{пр}$, $P_{г}$, $P_{уп.н.т}$, $P'_{уп.к.т}$, $P_{уп.к.т}$ и Q , построенные в зависимости от давления в магистрали.

а — характеристики и схема клапана прямого действия, б — характеристики и схема клапана прямого действия с усиленной силовой характеристикой, в — характеристики и схема клапана обратного действия.

→ — вход и выход газа высокого давления,
 --- — выход газа сдвинутого или стравленного через клапан,
 —○— монтажная сила пружины,
 — полость клапана, заполненная газом высокого давления.

цирование его происходит с выходом газа в атмосферу. При этих условиях нет необходимости учитывать атмосферное давление на клапан p_n , так как величина силы от этого давления ничтожно мала. Имея это в виду, в левой части равенства (7.1) член $0,785 d_1^2 p_n$ не учтен. При записи аналогичных равенств для других схем это будет иметься в виду без дополнительных пояснений. При малых рабочих давлениях и сравнительно больших диаметрах седла клапана в формулы следует вводить член, учитывающий силу противодействия, и вычисления выполнять с подстановкой давлений в абсолютных атмосферах. Заметим также, что при $p_{н.о}$ сила $P_{уп}$ равна нулю, следовательно, точку $p_{н.о}$ можно рассматривать как точку, определяющую границу между действием давления на площадь окружности внутреннего диаметра седла d_0 и как точку, когда давление действует на площадь окружности наружного диаметра седла d_1 . Здесь и далее имеется в виду первый случай, т. е. давление действует на площадь, ограниченную окружностью с диаметром d_0 . Характеристики, показанные на фиг. 50, построены для различных схем пружинных клапанов при условии равенства величины $p_{н.о}$.

Рассматривая работу клапана, выполненного по схеме 1, обратимся к характеристикам фиг. 50, а. Примем силу пружины со знаком минус и условно отложим ее в положительном квадранте осей координат. Сила пружины, показанная линией 1—1', остается постоянной до $p_{н.о}$. При $\uparrow p$ сила давления газов $P_g = 0,785 d_0^2 p_{0-н.о}$ увеличивается по линии 0—1', а уплотняющая сила $P_{уп}$ уменьшается по линии 1— $p_{н.о}$, достигая нуля в точке $p_{н.о}$. Очевидно, что при определенной величине $P_{уп}$ или, что все равно, при определенной величине удельного давления нарушается герметичность в уплотняющей паре седло—клапан и начинается травление газа. Необходимая величина удельного давления зависит от многих параметров, но главные из них — давление в магистрали, характеристика материала клапана и ширина посадочного пояса. В литературе¹ приведена эмпирическая формула для определения необходимого удельного давления в зависимости от этих параметров

$$q_{уд} = \frac{a + cp}{\sqrt{b}}, \quad (7.2)$$

где $q_{уд}$ — необходимое удельное давление в паре седло—клапан в кг/см^2 ;

a и c — постоянные экспериментальные коэффициенты характеристики материала клапана, полученные при $\uparrow p$;

p — давление в магистрали в ати ;

b — ширина седла клапана в см .

Формула (7.2) получена при испытании плоских клапанов на насыщенном и перегретом паре. Клапаны имели ширину уплотняющей поверхности от 1,5 до 5 мм при внутреннем диаметре

¹ См. сноску на стр. 196.

седла, равном во всех случаях 23 мм. Формула действительна для давления в магистрали до 150 ати , при больших давлениях линейная зависимость характеристик герметизации переходит в затухающую кривую. Заметим, что при значительном изменении твердости материала в зависимости от температуры окружающей среды коэффициенты характеристики материала клапана изменяются.

После умножения $q_{уд}$ на площадь уплотняющей поверхности седла получим необходимую силу герметизации пары седло—клапан в моменты начала травления газа при $\uparrow p$

$$P_{уп. н.т} = \pi d_{ср} \sqrt{b(a + cp)}, \quad (7.3)$$

здесь $d_{ср}$ — средний диаметр седла клапана в см .

Зависимость $P_{уп. н.т} = f(p)$ на фиг. 50, а показана пунктирной линией $T_1—T_1$. Разность ординат между располагаемой силой $P_{уп}$ и минимально необходимой силой $P_{уп. н.т}$ показывает при малых давлениях избыток силы $P_{уп}$, а при больших давлениях — недостаток. Перпендикуляр, опущенный из точки пересечения линейных характеристик $P_{уп}$ и $P_{уп. н.т}$ определяет давление в магистрали, при котором начинается травление газа при $\uparrow p$. Эта точка на оси абсцисс соответствует давлению $p_{н.т}$. С точки $p_{н.т}$ по мере уменьшения $P_{уп}$ травление увеличивается и при $p_{н.о}$ достигает наибольшей величины. На фиг. 50, а кривая травления иллюстрирована пунктирной линией $p_{н.т}—2$. С момента потери удельного давления уравнение (7.1) теряет свой смысл, так как с давления $p_{н.о}$ между седлом и клапаном образуется микрощель, клапан под действием силы газа резко открывается и с давления $p_{н.о}$ до давления $p_{п.о}$ происходит полный перепуск газа, иллюстрированный на фигуре линией 2—2'. При открытии клапана пружина дополнительно сжимается, увеличивая силу по линии 1'—1". В этом случае в зависимости от эффективности действия реакции струи газа на плоскость клапана, определяемой (при равных давлениях) геометрическим контуром и величиной торцевой площади оправки клапана, $p_{п.о}$ может быть больше, равно или меньше давления $p_{н.о}$. На фиг. 50, а, б, в показаны случаи, когда $p_{п.о} > p_{н.о}$.

Вопрос о воздействии силы реакции струи газа на плоскость клапана и вопрос об определении размеров пары седло—клапан в зависимости от давления изложены в литературе¹. Здесь эти вопросы не рассмотрены.

Величину герметизирующей силы $P_{уп. н.т}$, при которой с $\uparrow p$ начинается травление газа, а также давление, соответствующее началу травления $p_{н.т}$, можно определить аналитически, если вычислить координаты точки пересечения характеристик $P_{уп}$ и $P_{уп. н.т}$.

¹ Энциклопедический справочник машиностроения, Машгиз, 1947, т. I, книга первая стр. 425.

Т. Ф. Кондратьева, Определение размеров предохранительных клапанов для сосудов, работающих под давлением газа, «Химическое машиностроение», 1959, № 4.

Согласно (7.1) и (7.3) запишем

$$\left. \begin{aligned} 0,785 d_0^2 p_{н.т} + P_{уп. н.т} - P_{пр1} &= 0, \\ \pi d_{ср} c \sqrt{b} p_{н.т} - P_{уп. н.т} + \pi d_{ср} a \sqrt{b} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7.4)$$

Ордината точки пересечения прямых (7.4), т. е. сила $P_{уп. н.т}$, имеет вид

$$P_{уп. н.т} = \frac{\pi d_{ср} c \sqrt{b} P_{пр1} + 0,785 d_0^2 \pi d_{ср} a \sqrt{b}}{\pi d_{ср} c \sqrt{b} + 0,785 d_0^2}.$$

Имея в виду, что сила пружины в интервале давлений $p_{0-н.о}$ постоянна, возможно подставить ее значение $P_{пр1} = 0,785 \cdot d_0^2 p_{н.о}$ и после преобразований получить окончательный вид формулы, определяющей силу $P_{уп. н.т}$, выраженную через $p_{н.о}$

$$P_{уп. н.т} = \frac{\pi d_{ср} d_0^2 \sqrt{b} (a + c p_{н.о})}{d_0^2 + 4 d_{ср} c \sqrt{b}}. \quad (7.5)$$

Абсцисса точки пересечения прямых (7.4), т. е. давление $p_{н.т}$ выражается

$$p_{н.т} = \frac{P_{пр1} - \pi d_{ср} a \sqrt{b}}{0,785 d_0^2 + \pi d_{ср} c \sqrt{b}}.$$

Подставляя значение $P_{пр1}$, после преобразований получим окончательную формулу для определения давления $p_{н.т}$, выраженного через $p_{н.о}$:

$$p_{н.т} = \frac{d_0^2 p_{н.о} - 4 d_{ср} a \sqrt{b}}{d_0^2 + 4 d_{ср} c \sqrt{b}}. \quad (7.6)$$

По формулам (7.5) и (7.6) соответственно вычисляются необходимая сила герметизации пары седло—клапан и давление начала травления при $\uparrow p$.

В том случае, когда клапан открылся полностью или когда через микрощель клапана началось травление газа, необходимая сила герметизации при $\downarrow p$ имеет значительно большую величину. Объясняется это тем, что в этом случае нужно не только создать необходимое уплотнение в паре седло—клапан, но также прекратить истечение газа и отжать конденсат с поверхности уплотнения.

При $\downarrow p$ следует рассматривать два случая гистерезисных характеристик герметизации.

Первый случай, когда посадка клапана произошла в результате медленного падения давления в магистрали и клапан посажен на седло без удара.

Второй случай, когда посадка клапана произошла в результате резкого падения давления в магистрали и клапан посажен на седло с резким ударом. Последний случай возможен только при полном открытии клапана.

В дополнение к ранее принятым обозначениям введем следующие обозначения и дадим более подробные понятия гистерезисных характеристик герметизации:

$p_{к.т}$ — давление, соответствующее концу травления при $\downarrow p$ после получения $p_{н.т}$ или после посадки клапана без удара;

$p'_{к.т}$ — давление, соответствующее концу травления при $\downarrow p$ после посадки клапана с резким ударом;

$P_{уп. к.т}$ — необходимая сила герметизации пары седло—клапан, соответствующая $p_{к.т}$ при $\downarrow p$ после получения $p_{н.т}$ или после посадки клапана без удара (в общем случае ордината статической гистерезисной характеристики герметизации);

$P'_{уп. к.т}$ — необходимая сила герметизации пары седло—клапан, соответствующая $p_{к.т}$ при $\downarrow p$ после посадки клапана с резким ударом (в общем случае ордината динамической гистерезисной характеристики герметизации).

Зависимости $P_{уп. к.т} = f(p)$ и $P'_{уп. к.т} = f(p)$ на фиг. 50, а показаны соответственно пунктирными линиями $T_3 - T_3$ и $T_2 - T_2$. Перпендикуляры, опущенные из точек пересечения характеристик $P_{уп. к.т}$ и $P'_{уп. к.т}$ с характеристикой $P_{уп. н.т}$, определяют давления в магистрали, при которых заканчивается травление газа. На оси абсцисс эти точки обозначены соответственно $p_{к.т}$ и $p'_{к.т}$.

Для случая $\downarrow p$, когда клапан не был открыт, но было получено давление $p_{н.т}$ или когда клапан был открыт и опущен на седло без удара, линейные уравнения запишутся:

$$\left. \begin{aligned} 0,785 d_0^2 p_{к.т} + P_{уп. к.т} - P_{пр1} &= 0, \\ \pi d_{ср} c' \sqrt{b} p_{к.т} - P_{уп. к.т} + \pi d_{ср} a' \sqrt{b} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7.7)$$

Здесь a' и c' — постоянные экспериментальные коэффициенты характеристики материала клапана, полученные при $\downarrow p$ (коэффициенты статической гистерезисной характеристики). После совместного решения уравнений (7.7) сила $P_{уп. к.т}$ окончательно получит вид

$$P_{уп. к.т} = \frac{\pi d_{ср} d_0^2 \sqrt{b} (a' + c' p_{н.о})}{d_0^2 + 4 d_{ср} c' \sqrt{b}}, \quad (7.8)$$

а давление $p_{к.т}$ вид

$$p_{к.т} = \frac{d_0^2 p_{н.о} - 4 d_{ср} a' \sqrt{b}}{d_0^2 + 4 d_{ср} c' \sqrt{b}}. \quad (7.9)$$

Случай $\downarrow p$ после полного открытия клапана и посадки его на седло с резким ударом не является расчетным, поскольку числовые значения $P'_{уп. к.т}$ и $p'_{к.т}$ лежат соответственно между $P_{уп. н.т}$, $P_{уп. к.т}$ и $p_{н.т}$, $p_{к.т}$.

Рассматривая формулы (7.6) и (7.9), заметим, что с увеличением ширины седла b и коэффициентов материала a , c и a' , c'

величины $p_{н.т}$ и $p_{к.т}$ уменьшаются, т. е. герметичность клапана сдвигается в сторону меньших давлений.

Оценка качества клапана в смысле достижения точки герметизации при давлении возможно близким к давлению $p_{н.о}$ может быть представлена следующими коэффициентами:

$$\theta_{н.т} = \frac{P_{д.т}}{P_{н.о}}, \quad \theta_{к.т} = \frac{P_{к.т}}{P_{н.о}}. \quad (7.10)$$

Наконец, последний параметр, который следует оценивать конструктору при проектировании клапанов, это величины углов φ_1 , φ_2 и φ_3 , т. е. углов между располагаемой силовой характеристикой $P_{уп}$ (см. фиг. 50) и характеристиками герметизации $P_{уп.н.т}$, $P'_{уп.к.т}$, $P_{уп.к.т}$. Имея в виду, что характеристики $P_{уп.н.т}$, $P'_{уп.к.т}$ и $P_{уп.к.т}$ только идеализированы прямой линией, фактически (вследствие некоторого разброса точек) они представляют полосу конечной ширины и резкость подхода их к характеристике $P_{уп}$ зависит от величины углов, оценка которых определяет точность между совпадением экспериментальных и расчетных величин $p_{н.т}$, $p_{к.т}$, $p_{к.т}$.

При малых углах вследствие различных неизбежных дефектов на уплотняющей поверхности пары седло—клапан травление из-под клапана при $\uparrow p$ может начаться несколько раньше, чем это определяется формулой (7.6), и наоборот, при $\downarrow p$ — закончится несколько позже, чем это определяется формулой (7.9). С увеличением φ_1 , φ_2 и φ_3 сближение рассматриваемых прямых идет более интенсивно, избыток располагаемой силы при $\uparrow p$ убывает, а при $\downarrow p$ нарастает с большой скоростью, и в этом случае экспериментальные величины $p_{н.т}$, $p'_{к.т}$ и $p_{к.т}$ выявляются наиболее четко и при многократных замерах поддерживаются стабильно. При $\varphi > \varphi'$, например, применительно к характеристикам $P_{уп}$ и $P_{уп.н.т}$ возможно записать

$$\left[\frac{d\left(\frac{P_{уп}}{P_{уп.н.т}}\right)}{dt} \right]_{\varphi} > \left[\frac{d\left(\frac{P_{уп}}{P_{уп.н.т}}\right)}{dt'} \right]_{\varphi'}.$$

Следовательно, при проектировании механизма клапана конструктор должен стремиться получить возможно большие углы между располагаемой силовой характеристикой $P_{уп}$ и характеристиками герметизации $P_{уп.н.т}$, $P'_{уп.к.т}$, $P_{уп.к.т}$. Найдем выражение угла φ_1 .

Из уравнений (7.4) возможно непосредственно записать формулу, определяющую тангенс угла между двумя пересекающимися прямыми, т. е. характеристикой $P_{уп}$ и характеристикой $P_{уп.н.т}$

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \frac{\pi d_{ср} c \sqrt{b} + 0,785 d_0^2}{1 + 0,785 d_0^2 \pi d_{ср} c \sqrt{b}},$$

после преобразований получим окончательно

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \frac{0,785 (d_0^2 + 4 d_{ср} c \sqrt{b})}{1 - 2,47 d_0^2 d_{ср} c \sqrt{b}}. \quad (7.11)$$

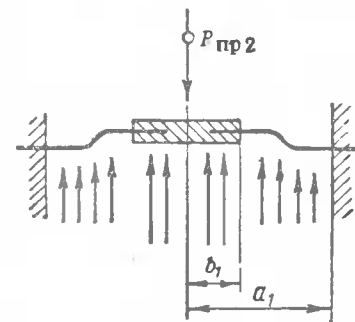
Характеристики герметизации не параллельны между собой, угол φ_1 меньше углов φ_2 и φ_3 , и в вычислении углов сближения гистерезисных характеристик нет необходимости. Из формулы (7.11) видно, что угол не зависит от регулировки клапана, т. е. от давления $p_{н.о}$.

Заканчивая рассмотрение схемы 1, заметим, что в схеме клапана прямого действия по мере увеличения давления в магистрали сила $P_{уп}$ уменьшается. Следовательно, в силу самого принципа работы механизма травление в паре седло—клапан начнется значительно раньше, чем будет достигнуто давление $p_{н.о}$. Несмотря на подкупающую простоту этой схемы, указанный недостаток существенен тем более, если учесть явление гистерезиса в характеристиках травления, наблюдаемого при посадке клапана. Это обстоятельство заставляет искать новые схемы клапанов, частично или полностью устраняющих указанный недостаток.

Клапан прямого действия с усиленной силовой характеристикой

Сокращение интервала между давлением, соответствующим началу (концу) травления газа в паре седло—клапан, и давлением, соответствующим началу открытия клапана, возможно получить, усилив силовую характеристику, т. е., увеличив угол между силовой характеристикой и осью абсцисс. В этом случае при прочих равных условиях, т. е. при том же материале клапана, геометрии седла и величине $p_{н.о}$, давления $p_{н.т}$, $p'_{к.т}$ и $p_{к.т}$ будут значительно приближены к давлению $p_{н.о}$ и интервал между ними и давлением $p_{н.о}$ сокращен.

Схема и характеристики клапана прямого действия с усиленной располагаемой силовой характеристикой показаны на фиг. 50, б (схема 2). Здесь давление газов действует на мембрану 1, прогиб которой уравновешивается пружиной 2. Схема заделки круглой плоской мембраны показана на фиг. 51; внешний край ее оперт и зашпелен, внутренний край зашпелен. В результате давления газа мембрана испытывает равномерную нагрузку на собственную поверхность и на поверхность внутренней заделки. Эта суммарная сила должна быть воспринята пружиной. Имея в виду, что в пределах упругой деформации изменение силы пропорцио-



Фиг. 51. Схема заделки плоской мембраны в клапане прямого действия с усиленной силовой характеристикой.

нально прогибу мембраны, уравнение равновесия сил возможно записать через уравнение прогибов:

$$W_{\text{пр}} = W_{\text{г}} + W_{\text{г.з}}, \quad (7.12)$$

где $W_{\text{пр}}$ — прогиб мембраны от силы пружины;
 $W_{\text{г}}$ — прогиб мембраны от давления газа, действующего на собственную поверхность мембраны;
 $W_{\text{г.з}}$ — прогиб мембраны от давления газа, действующего на поверхность внутренней заделки.

Формула прогиба круглой плоской мембраны от равномерной нагрузки давлением газа на собственную поверхность согласно справочнику¹ имеет вид

$$W_{\text{г}} = \frac{3p_{0-\text{н.о}}(1-\mu^2)}{16 \cdot E \cdot s^3} \left[a_1^4 + 3b_1^4 - 4a_1^2b_1^2 - 4a_1^2b_1^2 \ln \frac{a_1}{b_1} + \right. \\ \left. + 16 \frac{a_1^2b_1^4}{a_1^2 - b_1^2} \left(\ln \frac{a_1}{b_1} \right)^2 \right], \quad (7.13)$$

где $p_{0-\text{н.о}}$ — давление газа в *ати*;
 μ — коэффициент Пуассона;
 E — модуль продольной упругости в *кг/см²*;
 s — толщина пластинки в *см*;
 a_1 — радиус до внешней заделки мембраны в *см*;
 b_1 — радиус до внутренней заделки мембраны в *см*.

Прогиб мембраны от нагрузки на жесткую внутреннюю заделку, от силы пружины или от силы давления газа:

$$W_{\text{пр. г.з}} = \frac{3P(1-\mu^2)}{4\pi E s^3} \left[a_1^2 - b_1^2 - 4 \frac{a_1^2b_1^2}{a_1^2 - b_1^2} \left(\ln \frac{a_1}{b_1} \right)^2 \right], \quad (7.14)$$

где P — нагрузка на внутреннюю заделку мембраны от силы пружины или от силы газа в *кг*.

Заменяя в (7.14) P через $P_{\text{пр2}}$ или $P_{\text{г}}$, соответственно получим $W_{\text{пр}}$ или $W_{\text{г.з}}$. Подставляя выражения прогибов в (7.12), после преобразования запишем

$$P_{\text{пр2}} = 0,785 \left[\frac{a_1^4 + 3b_1^4 - 4a_1^2b_1^2 - 4a_1^2b_1^2 \ln \frac{a_1}{b_1} + 16 \frac{a_1^2b_1^4}{a_1^2 - b_1^2} \left(\ln \frac{a_1}{b_1} \right)^2}{a_1^2 - b_1^2 - 4 \frac{a_1^2b_1^2}{a_1^2 - b_1^2} \left(\ln \frac{a_1}{b_1} \right)^2} \right] \times \\ \times p_{0-\text{н.о}} + P_{\text{г}}.$$

Сила пружины должна преодолеть не только силу давления газов, но также создать уплотняющую силу $P_{\text{уп}}$. Подставляя вместо силы

¹ Энциклопедический справочник машиностроения, Машгиз, 1947, т. I. книга вторая, стр. 264, 270.

$P_{\text{г}}$ ее выражение через давление газа $P_{\text{г}} = 0,785 [(2b_1)^2 - d_1^2] p_{0-\text{н.о}}$ и суммируя в правую часть равенства силу $P_{\text{уп}}$, после преобразований, получим окончательно уравнение равновесия сил, действующих на клапан

$$P_{\text{пр2}} = 0,785 \left\{ \frac{a_1^4 + 3b_1^4 - 4a_1^2b_1^2 - 4a_1^2b_1^2 \ln \frac{a_1}{b_1} + 16 \frac{a_1^2b_1^4}{a_1^2 - b_1^2} \left(\ln \frac{a_1}{b_1} \right)^2}{a_1^2 - b_1^2 - 4 \frac{a_1^2b_1^2}{a_1^2 - b_1^2} \left(\ln \frac{a_1}{b_1} \right)^2} + \right. \\ \left. + [(2b_1)^2 - d_1^2] \right\} p_{0-\text{н.о}} + P_{\text{уп}}, \quad (7.15)$$

здесь d_1 — наружный диаметр седла клапана в *см*.

Силовые характеристики клапана, выполненного по схеме 2, аналогичны характеристикам клапана, выполненного по схеме 1. Различие заключается только в том, что в результате применения мембраны монтажная сила пружины, показанная на фиг. 50, б линией 1—1', значительно больше. С увеличением $P_{\text{пр2}}$ увеличивается также располагаемая сила, создающая давление на уплотняющем поясе пары седло—клапан, т. е. сила $P_{\text{уп}}$. В этом случае при равных $p_{\text{н.о}}$ точки пересечения характеристики $P_{\text{уп}}$ (линия 1— $p_{\text{н.о}}$) с характеристиками $P_{\text{уп. н.т}}$, $P'_{\text{уп. н.т}}$ и $P_{\text{уп. к.т}}$ (линии $T_1—T_1$, $T_2—T_2$, $T_3—T_3$) сдвигаются вправо и величины $p_{\text{н.т}}$, $p'_{\text{н.т}}$ и $p_{\text{к.т}}$ обеспечиваются при большем давлении в магистрали.

Сила $P_{\text{уп. н.т}}$, а также давление $p_{\text{н.т}}$ определяются при вычислении координат точки пересечения характеристики $P_{\text{уп}}$ с характеристикой $P_{\text{уп. н.т}}$. Согласно (7.15) и (7.3) запишем

$$\left. \begin{aligned} 0,785 A p_{\text{н.т}} + P_{\text{уп. н.т}} - P_{\text{пр2}} &= 0, \\ \pi d_{\text{ср}} c \sqrt{b} p_{\text{н.т}} - P_{\text{уп. н.т}} + \pi d_{\text{ср}} a \sqrt{b} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (7.16)$$

Здесь A — член, заключенный в фигурных скобках формулы (7.15).

Ордината точки пересечения прямых (7.16), т. е. сила $P_{\text{уп. н.т}}$ получит вид

$$P_{\text{уп. н.т}} = \frac{\pi d_{\text{ср}} c \sqrt{b} P_{\text{пр2}} + 0,785 A \pi d_{\text{ср}} a \sqrt{b}}{\pi d_{\text{ср}} c \sqrt{b} + 0,785 A}.$$

Выразим $P_{\text{уп. н.т}}$ через $p_{\text{н.о}}$. Имея в виду, что при $p_{\text{н.о}}$ сила $P_{\text{уп}} = 0$, формула (7.15) примет вид $P_{\text{пр2}} = 0,785 A p_{\text{н.о}}$, тогда после подстановки и преобразований получим окончательно

$$P_{\text{уп. н.т}} = \frac{\pi d_{\text{ср}} A \sqrt{b} (a + c p_{\text{н.о}})}{A + 4 d_{\text{ср}} c \sqrt{b}}. \quad (7.17)$$

Абсцисса точки пересечения прямых (7.16), т. е. давление $p_{н.т}$ получит вид

$$p_{н.т} = \frac{P_{пр2} - \pi d_{срa} \sqrt{b}}{0,785A + \pi d_{срc} \sqrt{b}}.$$

Делая подстановку выражения $P_{пр2}$, окончательно запишем

$$p_{н.т} = \frac{Ap_{н.о} - 4d_{срa} \sqrt{b}}{A + 4d_{срc} \sqrt{b}}. \quad (7.18)$$

Координаты пересечения статической гистерезисной характеристики, т. е. величины $P_{уп.к.т}$ и $p_{к.т}$ определяются из формул (7.17) и (7.18) при подстановке в них коэффициентов материала клапана a' и c' , полученных при $\downarrow p$.

Здесь, кроме определения коэффициентов качества герметизации собственной схемы, вычисляемых по формулам (7.10), возможно сделать сравнительную оценку герметизации клапанов, выполненных по схеме 1 и 2

$$\theta_{(н.т)2,1} = \frac{P_{н.т2}}{P_{н.т1}}, \quad \theta_{(к.т)2,1} = \frac{P_{к.т2}}{P_{к.т1}}. \quad (7.19)$$

Формула для определения угла φ_1 , т. е. угла сближения характеристик $P_{уп}$ и $P_{уп.н.т}$, согласно (7.16) получит вид

$$\varphi_1 = \arctg \frac{0,785(A + 4d_{срc} \sqrt{b})}{1 - 2,47Ad_{срc} \sqrt{b}}. \quad (7.20)$$

Так же, как и при рассмотрении схемы 1, $P_{уп.н.т} < P'_{уп.к.т} < P_{уп.к.т}$, $P_{н.т} > P'_{к.т} > P_{к.т}$, $\varphi_1 < \varphi_2 < \varphi_3$ и в определении $P'_{уп.к.т}$, $P_{к.т}$, φ_2 и φ_3 нет необходимости.

Итак, в результате применения мембраны или в общем случае дополнительной площади, воспринимающей давление газа, получено $p_{н.т2} > p_{н.т1}$, $p'_{к.т2} > p'_{к.т1}$ и $p_{к.т2} > p_{к.т1}$. Именно эта задача и была поставлена перед конструктором. Однако улучшение герметичности клапана, достигнутое за счет увеличения угла наклона характеристики $P_{уп}$, привело к чрезмерно большой избыточной силе, действующей на клапан при малых давлениях в магистрали. В результате действия этой силы увеличенное удельное давление (при пластичном материале клапана) приводит к значительной остаточной деформации в уплотняющем поясе, связанной с нарушением регулировки, увеличенным износом и сокращенным сроком службы агрегата. Устраняя этот недостаток, конструктор вынужден применять более жесткий материал клапана, т. е. подымать характеристики $P_{уп.н.т}$, $P'_{уп.к.т}$ и $P_{уп.к.т}$ и в какой-то степени уменьшать величины $p_{н.т}$, $p'_{к.т}$ и $p_{к.т}$. При изготовлении клапана из жесткого материала, например из легированной стали, повышаются технологические требования и вводятся резко ограниченные допуски на несоосность и непараллельность рабочих плоскостей. Это не

дает удовлетворительного решения поставленной задачи и ставит конструктора перед необходимостью искать новые схемы клапанов, устраняющие указанный недостаток.

Силовые характеристики клапана обратного действия

Дальнейшее сокращение интервала между давлением, соответствующим началу (концу) травления газа в паре седло—клапан, при одновременном уменьшении величины сил, действующих на клапан при малых давлениях в магистрали, возможно получить при выполнении механизма клапана по схеме обратного действия. При этой схеме угол между располагаемой силовой характеристикой и осью абсцисс близок к 90° и величины давлений $p_{н.т}$, $p'_{к.т}$ и $p_{к.т}$ максимально приближаются к давлению $p_{н.о}$. При этой схеме силы, действующие на клапан при малых давлениях в магистрали, по своей величине не намного превышают силы, необходимые для герметизации, и в этом случае остаточная деформация и износ уплотняющего пояса клапана сравнительно незначительны, и срок эксплуатации агрегата увеличен.

На фиг. 50, в показана схема и характеристики клапана обратного действия (схема 3). Здесь сила от давления газа суммируется с силой пружины клапана, и с возрастанием давления в магистрали сила $P_{уп}$ не уменьшается, как это было замечено при рассмотрении схем 1 и 2, а увеличивается. Такая работа клапана дает принципиально новое качество конструкции, поскольку при этой схеме возможно получить начало травления, близкое к величине $p_{н.о}$.

Коротко остановимся на описательной части рассматриваемой схемы. Клапан 1 прижат к седлу пружины 3. Монтажная сила этой пружины при малых давлениях в магистрали обеспечивает необходимую величину уплотняющей силы $P_{уп}$. С увеличением давления в магистрали клапан дополнительно прижимается силой газов и $P_{уп}$ увеличивается. Когда давление в магистрали преодолевает монтажную силу основной пружины 3, начнется сжатие сильфона 5, связанного через вставку 6 с пружиной. При сжатии сильфона поднимается разъемный стакан 4, бурт которого при давлении в магистрали, близкому к $p_{н.о}$, выбирает зазор Δf и, касаясь бурта оправки клапана 2, открывает клапан 1 от седла.

Рассмотрим основные уравнения равновесия сил для схемы 3. В дополнение к ранее принятым обозначениям давления в магистрали введем:

$p_{н.п}$ — давление, соответствующее началу подъема разъемного стакана;

$p_{н.к}$ — давление, соответствующее началу касания бурта разъемного стакана о бурт оправки клапана.

Когда давление в магистрали мало, сила от давления газа недостаточна для преодоления монтажной силы пружины сильфона и $P_{пр3}$ воспринимается упором и пружиной 3' клапана. В этом слу-

чае первое уравнение равновесия сил, действующих на клапан в интервале давлений $p_{0-n.п.}$, имеет вид

$$P_{прз'} + 0,785d_1^2 p_{0-n.п.} = P_{уп}. \quad (7.21)$$

Как видно из уравнения, здесь в отличие от предыдущих схем сила от давления газа суммируется с силой пружины клапана $P_{прз'}$. Уравнение действительно на участке $0 - p_{н.п.}$, т. е. от нулевого манометрического давления до величины давления, соответствующей началу подъема разъемного стакана или, что все равно, началу сжатия сиффона. До $p_{н.п.}$ сила пружины клапана $P_{прз'}$ и сила пружины сиффона, суммированная с монтажной жесткостью сиффона $P_{прз} + P_c$, постоянны. Величина их на фиг. 50, в показана соответственно линиям 3—3' и 1—1'. Сила $P_{уп}$ возрастает по линии 3—4, пропорционально увеличению давления в магистрали, т. е. силе P_r . Когда давление в магистрали достигнет величины $p_{н.п.}$, сиффон начнет прогибаться, сила $P_{пр} + P_c$ увеличится по прямой 1'—1'', а сила $P_{прз'}$ уменьшится по прямой 3'—3''. Уменьшение $P_{прз'}$ вызывается увеличением монтажной длины пружины, получаемой вследствие прогиба сиффона. С момента увеличения монтажной длины пружины клапана характеристика $P_{уп}$ получит точку перегиба 4 и далее возрастание ее по прямой 4—4' будет происходить с меньшей интенсивностью. Когда подвижный торец сиффона пройдет путь Δf , бурт разъемного стакана коснется бурта оправки клапана. Силы, соответствующие началу касания клапана, на характеристиках отмечены точками 1'', 4' и 3''.

Второе уравнение равновесия сил, действующих на клапан в интервале давлений $p_{н.п.-н.к.}$, имеет вид

$$P_{прз'} - \Delta P_{прз'} + 0,785d_1^2 p_{н.п.-н.к.} = P_{уп}, \quad (7.22)$$

где $\Delta P_{прз'}$ — переменная сила ослабления пружины клапана, получаемая в результате увеличения монтажной длины на величину Δf .

Величина $\Delta P_{прз'}$ может быть определена из формулы

$$\Delta P_{пр} = \Delta f \frac{Gd^4}{8D_{ср}^3 i}, \quad (7.23)$$

где Δf — ход подвижного торца сиффона (прогиб пружины сиффона, увеличение монтажной длины пружины клапана) до момента касания бурта клапана;

G — модуль сдвига кг/см^2 ;

d — диаметр проволоки пружины;

$D_{ср}$ — средний диаметр пружины;

i — число рабочих витков пружины.

В уравнении (7.22) при $p_{н.п.}$ величина $\Delta P_{прз'} = 0$ и в этом случае формула принимает вид (7.21).

С давления $p_{н.п.}$ сила пружины сиффона увеличивается по прямой 1'—1'' и в интервале давлений $p_{н.п.-н.к.}$ для пружины сиффона справедливо третье уравнение равновесия сил:

$$P_{прз} + \Delta P_{прз} + P_c + \Delta P_c = 0,785 D_c^2 p_{н.п.-н.к.} + P_{прз'} - \Delta P_{прз'}, \quad (7.24)$$

где $\Delta P_{прз}$ — сила усиления пружины сиффона, полученная в результате дополнительного сжатия на величину Δf . Величина этой силы определяется формулой (7.23);

P_c — монтажная сила сиффона в кг . Сила имеет знак плюс при монтажном сжатии и знак минус при монтажном растяжении сиффона;

ΔP_c — сила, необходимая для сжатия сиффона на величину Δf , в кг ;

D_c — средний диаметр сиффона в см .

Силы P_c и ΔP_c могут быть определены из характеристики сиффона или подсчитаны по эмпирической формуле

$$P_c, \Delta P_c = \Delta f B h_0^k,$$

где $B h_0^k$ — жесткость сиффона, выраженная коэффициентом B , показателем степени k и толщиной стенки сиффона h_0 . Величины B и k применительно к различным геометрическим параметрам сиффонов приводятся в нормальных. Силы P_c и ΔP_c могут быть определены также по формуле

$$P_c, \Delta P_c = \frac{\Delta f E h_0}{i_c (1 - \mu^2)} \left(A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B_0 \frac{h_0^2}{R_B} \right),$$

где h_0 — толщина стенки сиффона в месте внутреннего радиуса в мм ;

A_0, A_1, A_2, B_0 — коэффициенты геометрических размеров сиффона. (Определяются из графиков¹);

α — угол уплотнения, т. е. угол внутреннего подгиба гофры сиффона в радианах;

R_B — внутренний радиус сиффона в мм ;

i_c — число рабочих гофр сиффона.

Имея в виду, что при $p_{н.п.}$ в уравнении (7.24) $\Delta P_{прз} = 0$, $\Delta P_c = 0$ и $\Delta P_{прз'} = 0$, получим

$$p_{н.п.} = \frac{P_{прз} + P_c - P_{прз'}}{0,785 D_c^2}. \quad (7.25)$$

Давление, соответствующее началу касания бурта оправки клапана, равно

$$p_{н.к.} = \frac{P_{прз} + \Delta P_{прз} + P_c + \Delta P_c - P_{прз'} + \Delta P_{прз'}}{0,785 D_c^2}. \quad (7.26)$$

¹ В. И. Феодосьев, Упругие элементы точного приборостроения. Оборонгиз, 1949.

Когда выберется зазор Δf и плоскость бурта стакана коснется бурта оправки клапана, $P_{\text{прз}}$ будет внутренней силой, тогда с давления более $p_{\text{н.к}}$ уравнения (7.22), (7.24), а также формулы (7.25), (7.26) теряют физический смысл и рассматриваемая схема будет подобна схеме 2.

Начиная с давления $p_{\text{н.к}}$, характеристика $P_{\text{прз}} + P_c$ получит точку перегиба I''' и далее, т. е. на участке $p_{\text{н.к-н.о}}$, останется постоянной.

Четвертое уравнение равновесия сил, действующих на клапан в интервале давлений $p_{\text{н.к-н.о}}$, имеет вид

$$P_{\text{прз}} + \Delta P_{\text{прз}} + P_c + \Delta P_c = 0,785 (D_c^2 - d_1^2) p_{\text{н.к-н.о}} + P_{\text{уп}}. \quad (7.27)$$

Здесь при $p_{\text{н.о}}$ величина $P_{\text{уп}} = 0$ и тогда $p_{\text{н.о}}$ определится из формулы

$$p_{\text{н.о}} = \frac{P_{\text{прз}} + \Delta P_{\text{прз}} + P_c + \Delta P_c}{0,785 (D_c^2 - d_1^2)}. \quad (7.28)$$

Рассматривая работу механизма более строго, сделаем следующее замечание. В интервале давлений $p_{\text{н.к-н.о}}$ возможны два случая работы пружины сильфона или точнее изменение характеристики $P_{\text{прз}} + P_c$:

1. Материал клапана в момент прижатия к седлу имеет малую упругую деформацию (сталь, латунь), тогда при изменении давления от $p_{\text{н.к}}$ до $p_{\text{н.о}}$ пружина сильфона получит малый дополнительный прогиб и практически характеристика $P_{\text{прз}} + P_c$ на участке $I''' - I''''$ будет параллельна оси абсцисс, т. е.

$$\Sigma P = P_{\text{прз}} + \Delta P_{\text{прз}} + P_c + \Delta P_c = \text{const.}$$

2. Материал клапана в момент прижатия его к седлу имеет большую упругую деформацию (кожа, резина), тогда при увеличении давления от $p_{\text{н.к}}$ до $p_{\text{н.о}}$ пружина сильфона получит больший дополнительный прогиб и характеристика пружины на участке $I''' - I''''$ будет возрастать. В этом случае

$$\Sigma P = P_{\text{прз}} + \Delta P_{\text{прз}} + P_c + \Delta P_c + \Delta \bar{P}_{\text{прз}} + \Delta \bar{P}_c,$$

где $\Delta \bar{P}_{\text{прз}}$ и $\Delta \bar{P}_c$ — дополнительные прогибы пружины и сильфона, полученные в результате хода, затраченного на преодоление упругой деформации материала клапана. Величины этих прогибов конструктору неизвестны.

Употребленные выражения «малый дополнительный прогиб» и «больший дополнительный прогиб» следует понимать относительно, так как больший дополнительный прогиб ничтожно мал и практически для всех материалов следует считать

$$\Sigma P = P_{\text{прз}} + \Delta P_{\text{прз}} + P_c + \Delta P_c = \text{const.}$$

т. е. в интервале давлений $p_{\text{н.к-н.о}}$ характеристику пружины и сильфона принимать постоянной. При этом условии можно получить формулу (7.28), а также сделать следующие выводы.

В интервале давления $p_{\text{н.к-н.о}}$ располагаемую силовую характеристику, показанную на фиг. 50, в линии 3—4—4'— $p_{\text{н.о}}$, пересекут характеристики герметизации $P_{\text{уп. н.т}}$, $P'_{\text{уп. к.т}}$ и $P_{\text{уп. к.т}}$ (линии $T_1 - T'_1$, $T_2 - T'_2$ и $T_3 - T'_3$).

Определим координаты точки пересечения этих характеристик. Согласно (7.27) и (7.3) запишем

$$\left. \begin{aligned} 0,785 (D_c^2 - d_1^2) p_{\text{н.т}} + P_{\text{уп. н.т}} - \Sigma P &= 0, \\ \pi d_{\text{ср}} c \sqrt{b} p_{\text{н.т}} - P_{\text{уп. н.т}} + \pi d_{\text{ср}} a \sqrt{b} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (7.29)$$

где

$$\Sigma P = P_{\text{прз}} + \Delta P_{\text{прз}} + P_c + \Delta P_c.$$

После совместного решения уравнений ордината точки пересечения прямых, т. е. сила $P_{\text{уп. н.т}}$, получит вид

$$P_{\text{уп. н.т}} = \frac{\pi d_{\text{ср}} c \sqrt{b} \Sigma P + 0,785 (D_c^2 - d_1^2) \pi d_{\text{ср}} a \sqrt{b}}{\pi d_{\text{ср}} c \sqrt{b} + 0,785 (D_c^2 - d_1^2)}.$$

Как и в предыдущих преобразованиях, ΣP в интервале давлений $p_{\text{н.к-н.о}}$ постоянна, и тогда возможно заменить ее выражение через давление $p_{\text{н.о}}$. При $p_{\text{н.о}}$ величина $P_{\text{уп}} = 0$ и согласно (7.27) $\Sigma P = 0,785 (D_c^2 - d_1^2) p_{\text{н.о}}$. Подставляя это выражение, после преобразований окончательно получим

$$P_{\text{уп. н.т}} = \frac{\pi d_{\text{ср}} (D_c^2 - d_1^2) \sqrt{b} (a + c p_{\text{н.о}})}{(D_c^2 - d_1^2) + 4 d_{\text{ср}} c \sqrt{b}}. \quad (7.30)$$

Абсцисса точки пересечения прямых (7.29), т. е. давление $p_{\text{н.т}}$ получит вид

$$p_{\text{н.т}} = \frac{\Sigma P - \pi d_{\text{ср}} a \sqrt{b}}{0,785 (D_c^2 - d_1^2) + \pi d_{\text{ср}} c \sqrt{b}}.$$

Заменяя ΣP через $p_{\text{н.о}}$, после преобразований запишем

$$p_{\text{н.т}} = \frac{(D_c^2 - d_1^2) p_{\text{н.о}} - 4 d_{\text{ср}} a \sqrt{b}}{(D_c^2 - d_1^2) + 4 d_{\text{ср}} c \sqrt{b}}. \quad (7.31)$$

Для вычисления $P_{\text{уп. к.т}}$ и $p_{\text{к.т}}$ в формулы (7.30) и (7.31) следует подставить коэффициенты a' и c' .

Здесь, так же как и при рассмотрении схем 1 и 2, кроме определения коэффициентов качества герметизации собственной схемы, можно сделать сравнительную оценку качества герметизации кла-

панов, выполненных по рассмотренным схемам. Аналогично (7. 19) запишем

$$\begin{aligned}\theta_{(н.т)3,1} &= \frac{P_{н.т3}}{P_{н.т1}}, & \theta_{(к.т)3,1} &= \frac{P_{к.т3}}{P_{к.т1}}, \\ \theta_{(н.т)3,2} &= \frac{P_{н.т3}}{P_{н.т2}}, & \theta_{(к.т)3,2} &= \frac{P_{к.т3}}{P_{к.т2}}.\end{aligned}\quad (7.32)$$

Формула, определяющая угол φ , т. е. угол сближения характеристик $p_{уп}$ и $p_{уп. н.т}$, согласно (7. 29) получит вид

$$\varphi_1 = \arctg \frac{0,785 [(D_c^2 - d_1^2) + 4d_{ср}c\sqrt{b}]}{1 - 2,47 (D_c^2 - d_1^2) d_{ср}c\sqrt{b}}. \quad (7.33)$$

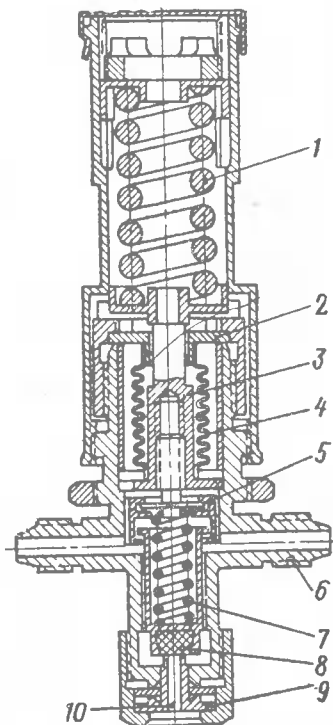
При вычислении по формулам (7. 32) и (7. 33) численно показываются очевидные преимущества рассмотренной схемы, заключающиеся в возможности при максимальном угле φ_1 получить $p_{н.т}$, $p'_{к.т}$ и $p_{к.т}$ по величинам, близким к давлению $p_{н.о}$.

Заканчивая рассмотрение действия пружинных механизмов в малоподъемных плоских клапанах открытого типа, следует вкратце ознакомиться с конструктивным решением одного из предохранительных клапанов, выполненного по схеме 3*. Компоновочный разрез и внешний вид этого клапана, предназначенного для стравливания воздуха или нейтрального газа, показаны на фиг. 52 и 53. Магистраль высокого давления присоединяется к штуцерам стального (2Х13) корпуса 6. Клапан 8, изготовленный из полиамидной смолы 68 с твердостью НВ 13 (ВТУ ГХПК М-617—55), прижат пружиной 7 (ОВС) к стальному (2Х13) седлу 9. Как указывалось, монтажная сила пружины 7 клапана при малых давлениях в магистрали обеспечивает необходимую величину уплотняющей силы $P_{уп}$, т. е. необходимое удельное давление в паре седло—клапан. С повышением давления в магистрали бронзовый двухслойный сильфон 4 (БС 18.9.0,2×2 $\frac{13}{13}$) сжимается, а латунная вставка 3 (ЛС59-1) и разъемный стакан 5 (1Х13) поднимаются, сжимая пружину 1 (50ХФА). При выборе зазора бурт разъемного стакана резко отрывает клапан от седла, стравливая давление газа через отверстие 10. Герметизация полости клапана, находящегося под давлением, надежно обеспечивается медным (МЗ) обтюратором 2, к бурту которого и к вставке 3 припаян (ПОС-40) сильфон 4.

Клапан устанавливается в воздушной коммуникации поршневого компрессора АҚ-150 и при наполнении 8-литровой емкости в условиях нормальной температуры окружающей среды регулируется на давление, соответствующее полному открытию клапана $p_{н.о} = 170 \pm 2$ ати. При длительной эксплуатации в окружающей сре-

де с температурой, изменяющейся в пределах от +60 до -50°, указанная регулировка нарушается и после гарантийного срока, предусматривающего 500 открытий и закрытий, лежит в пределах $p_{н.о} = 170^{+20}_{-8}$. При положительных температурах окружающей среды при $\uparrow p$ герметичность гарантируется до 150 ати, а при $\downarrow p$ после 150 ати. (Здесь не учтен гистерезис в характеристиках герметизации). При отрицательных температурах окружающей среды при $\uparrow p$ и $\downarrow p$ вследствие возможного обледенения кромки седла допускается случайное нарушение герметичности, определяемое травлением воздуха в количестве 10 см³/сек, приведенных к 1 ата. Приведенные данные герметичности клапана следует рассматривать как гарантийные, обеспечивающиеся на протяжении всего ресурса работы агрегата и, следовательно, имеющие некоторый запас.

Представляют интерес данные точного эксперимента, при котором на



Фиг. 52. Предохранительный клапан, выполненный по схеме обратного действия.

1—пружина сильфона, 2—медный обтюратор, 3—латунная вставка, 4—бронзовый сильфон, 5—разъемный стакан, 6—корпус клапана, 7—пружина клапана, 8—полиамидный клапан, 9—стальное седло, 10—выходное отверстие



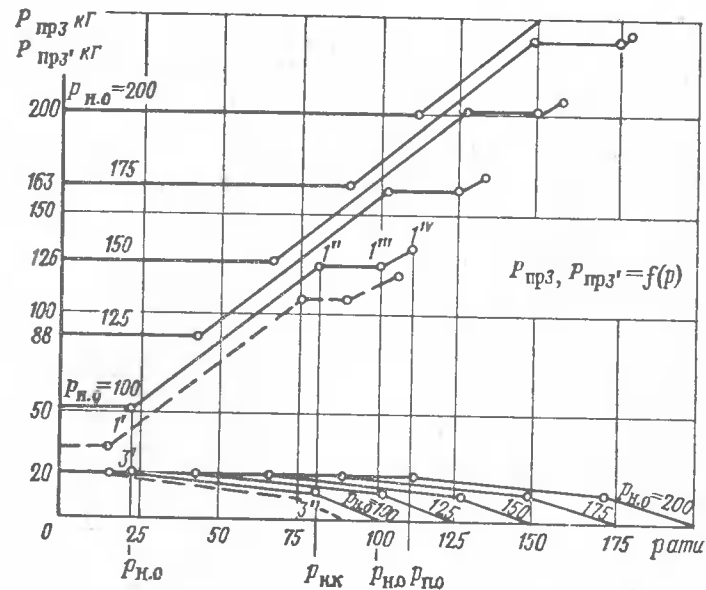
Фиг. 53. Внешний вид предохранительного клапана, выполненного по схеме обратного действия.

партии агрегатов, испытанных при нормальной температуре окружающей среды, получены следующие усредненные давления: $p_{н.о} = 175$ ати, $p_{н.т} = 165$ ати, $p_{к.т} = 160$ ати. Эти данные получены при испытании полиамидного клапана, работающего по стальному седлу с внут-

* Б. М. Рыжов, Авторское свидетельство № 108103, Класс 47g², 202, Приоритет 18 июля 1956 г.

ренным диаметром 3,5 мм и шириной посадочного пояса 0,5 мм. Обработка контактируемых поверхностей пары седло—клапан выполнена по 10-му классу чистоты.

В заключение рассмотрим изменение характеристик пружин, получаемых при различных регулировках клапана обратного действия. На фиг. 54 эти характеристики показаны для регулировок $p_{н.о}=100, 125, 150, 175$ и 200 ати. При этом монтажные силы пружины сильфона, вычисленные по преобразованной формуле (7.28), соответственно равны 51, 88, 126, 163 и 200 кГ, а монтажная сила пружины клапана для всех регулировок остается постоянной и равной 20 кГ. Для регулировки $p_{н.о}=100$ ати, $P_{прз}$ изменяется по линии



Фиг. 54. Характеристики $P_{прз}, P_{прз'} = f(p)$, вычисленные для клапана обратного действия.

51—1'—1''—1'''—1^{IV}, выше этой линии лежат характеристики для регулировок $p_{н.о}=125, 150, 175$ и 200 ати. Для регулировок $p_{н.о}=100$ ати, $P_{прз'}$ изменяется по линии 20—3'—3''—100, правее этой линии лежат характеристики для более высоких регулировок.

На примере характеристики $p_{н.о}=100$ ати напомним, что точки 1' и 3' соответствуют началу подъема разъемного стакана или началу сжатия сильфона; точки 1'' и 3'' — началу касания бурта клапана и, наконец, точки 1''' и 100 — потери удельного давления в паре седло—клапан. В интервале давлений $p_{н.о}—p_{п.о}$ клапан открыт полностью, пружина сильфона дополнительно сжата по линии 1'''—1^{IV}, а пружина клапана осталась внутренней силой. Характе-

ристики, нанесенные пунктирными линиями, при заданных пружинах определяют минимально возможную регулировку клапана. Этой регулировке должно удовлетворить равенство $P_{прз} + P_c = \eta P_{прз'}$, где величина коэффициента превышения η зависит от инерционной перегрузки, получаемой в результате вибрации мест крепления клапана. В данном случае коэффициент η принят равным 2.

Более подробное описание конструктивных решений, техники эксперимента и прикладной теории герметизации клапана может явиться самостоятельной работой, здесь мы ограничились только общими замечаниями.

Глава восьмая

РАЗВИТИЕ ВОЗДУШНЫХ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН С ПРИВОДОМ ОТ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Основные обозначения, принятые в VIII, IX, X и XI главах

$M_{кр}$ — крутящий момент на валу компрессора (тормозной момент на валу электродвигателя);

I — сила тока;

N_1, N_2 — мощности, соответственно подведенные к электродвигателю и на валу электродвигателя;

p_n, p_0 — атмосферное давление соответственно на высоте и у земли;

p — давление в наполняемой емкости;

p_m — давление масла, подведенное к фланцу компрессора;

Q — циркуляционный расход масла;

q — количество масла, выброшенного из последней ступени компрессора;

t_1, t_2, t_3 — температуры выходных штуцеров соответственно I, II и III ступеней компрессора;

t_k, t_a — температуры соответственно головки I ступени компрессора и корпуса электродвигателя;

τ — время наполнения емкости.

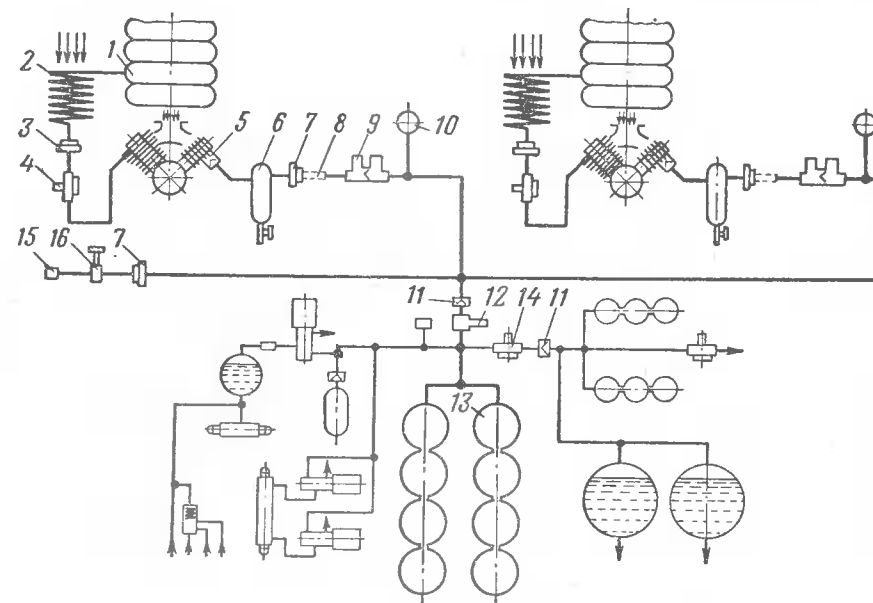
Возрастание скоростей современных летательных аппаратов ведет к резкому повышению температуры обшивки, увеличению нагрузок на поверхностях управления, посадочных приспособлений и других внешних подвижных устройств аппарата. Если агрегаты гидравлической коммуникации, приводящие в движение различные подвижные устройства, способны обеспечить необходимое давление в силовых исполнительных цилиндрах, то высокая температура в отсеках начинает угрожать опасностью взрыва рабочей жидкости, ограничивая тем самым перспективное развитие гидросистем и решая вопрос в пользу пневмосистем с рабочей средой: воздух или нейтральный газ.

Воздушная коммуникация летательного аппарата

Воздушная коммуникация современного летательного аппарата обеспечивает работу большого числа различных механизмов и устройств: подъем и выпуск шасси, управление тормозами, запуск двигателя, передвижение ленты перепуска, герметизация люков, управление кранами антиобледенителя, передвижение кресел летчиков, расцепление механизма штурвала, катапультирование, управление кранами аварийного слива, обслуживание спецприборов, гидроак-

кумуляторов, баков, управление различными створками, люками и т. д. — таков далеко не полный перечень потребителей энергии сжатого воздуха, комплекс которых определяет тактические данные летательного аппарата.

На фиг. 55 показана одна из наиболее простых схем воздушной коммуникации, в которой поршневые компрессоры получают наддув от осевых компрессоров ТРД. Рассмотрение этой схемы и озна-



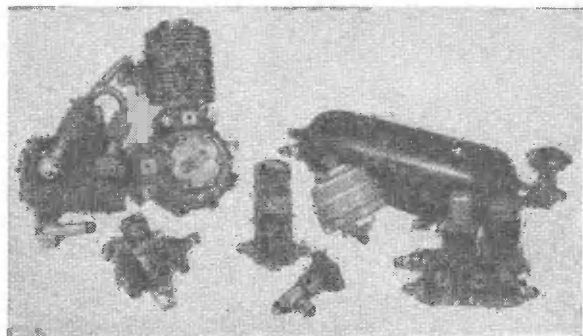
Фиг. 55. Схема воздушной коммуникации летательного аппарата.

1—ступень компрессора ТРД, 2—холодильник, 3 и 7—воздушные фильтры, 4 и 14—воздушные редукторы, 5—поршневой компрессор, 6—маслоотделитель, 8—сопротивление, 9—автомат давления, 10—манометр, 11—обратный клапан, 12—предохранительный клапан, 13—емкость летательного аппарата, 15—присоединительный штуцер, 16—запорный кран.

комление с приведенными числовыми термодинамическими величинами дает возможность представить также и другие упрощенные или усложненные варианты схем. В рассматриваемой схеме утолщенными линиями показана разводка магистралей воздушной коммуникации повышенного давления, компрессорные машины которой вырабатывают потенциальную энергию воздуха и аккумулируют ее в централизованной балонной емкости. Воздух, сжатый до давления 150 ати, в зависимости от назначения потребителя редуцируется до 40—100 ати и распределяется далее к потребителям. Если коммуникация пониженного давления, т. е. система, разведенная после редуцирования, является частным решением и она может усложняться или упрощаться в зависимости от степени механизации летательного аппарата, то коммуникация повышенного давления

отработана как типовая для всех разновидностей летательных аппаратов.

Воздушная коммуникация повышенного давления подключается к одной из последних ступеней 1 компрессора ТРД, давление в которой в зависимости от высоты изменяется в пределах 10—0,75 *ата*. Воздух, проходя холодильник 2, охлаждается и, понижая температуру с 200 до 90°, после очистки от возможных механических засорений в фильтре 3, подводится к редуктору 4, где, расширяясь, дополнительно охлаждается и под давлением 1,3—0,7 *ата* при температуре 40—70° подается в первую ступень поршневого компрессора 5. Сжатый в компрессоре воздух выталкивается в магистраль,



Фиг. 56. Агрегаты воздушной коммуникации: поршневой компрессор; воздушный редуктор; предохранительный клапан; запорный кран; воздушный фильтр; маслоотделитель; автомат давления.

проходит маслоотделитель 6, фильтр 7, сопротивление 8, автомат давления 9, обратный 11 и предохранительный 12 клапаны и аккумулируется в баллонной емкости 13, откуда периодически или постоянно поступает через редуктор 14 к потребителям.

Компрессор приводится от агрегатной коробки ТРД и обеспечивает подкачку емкости в условиях земли и полета до давления 150 *ати*. В целях экономии ресурса двигателя предварительное заполнение емкости до давления 100—120 *ати* производится перед полетом от передвижной аэродромной компрессорной станции через магистраль с присоединительным штуцером 15, запорным краном 16 и фильтром 7. Аналогичные схемы выполняются в невысотном варианте, в этом случае отпадает необходимость в наддуве и компрессор засасывает воздух непосредственно из атмосферы. На фиг. 56 приведена фотография двухцилиндрового поршневого компрессора и агрегатов воздушной коммуникации.

Рассматривая поршневую компрессорную машину как основной агрегат пневмосистемы летательного аппарата, мы опускаем подробное изложение описательной части конструкции, стараясь показать ее в развитии, связанном с изменяющимися техническими

требованиями к ней и вопросами доводки, поставленными перед конструктором в процессе экспериментальных стендовых и аэродромных испытаний.

Поршневые компрессоры летательных аппаратов — это машины малой производительности с большим числом оборотов. В основном это компрессоры без специальных межступенчатых холодильников с малым объемом межступенчатых трубопроводов или с передачей газа непосредственно через поршневой клапан. Отличие конструкции авиационного компрессора от конструкции стационарного назначения следует видеть не только в ее малогабаритной компоновке, но и в том, что первая, имея значительно большую тепловую нагрузку, должна обеспечить надежную работу в широком интервале температур окружающей среды. Этот интервал температур настолько широк, что в результате действия температур окружающей среды и тем более при наличии в машине собственных трансформаций тепла возможны фазовые превращения смазывающей жидкости и конденсата, находящегося в компримируемом газе. Например, при охлаждении компрессора воздухом, температура которого согласно современным требованиям предусматривается в пределах 150—200°, из смазывающей жидкости возможно выделение легких фракций и при перегреве компрессора образование взрывчатой смеси. При работе компрессора в условиях отрицательных температур, достигающих —60° и ниже, и тем более при периодических остановках компрессора в среде с этой температурой в результате конденсации влаги и образования льда возможно примерзание звеньев механизма, нарушение работы автоматических устройств и, наконец, полная закупорка магистралей.

Портативность конструкций, широкий диапазон нагрузочных режимов и автоматизация компрессорных установок позволяют рекомендовать применение компрессоров в различных других отраслях техники (наземный и водный транспорт, сельскохозяйственные и строительные машины, технологические линии производственных процессов, компрессионные холодильные машины, установки для перекачивания нейтральных газов и т. д.).

Компрессоры воздушного охлаждения с межступенчатой передачей газа через поршневые клапаны

Рассмотрение современных поршневых компрессоров летательных аппаратов следует начать с семейства одноцилиндровых дифференциальных двухступенчатых машин воздушного охлаждения с передачей газа через поршневой клапан. Такой прием передачи газа дает возможность значительно упростить конструкцию компрессора, поскольку в этом случае сокращается число клапанов и отпадает необходимость в межступенчатом трубопроводе, нарушение герметизации которого снижает производительность. При наличии одного клапана между ступенями сопротивление при перемещении газа уменьшается и достигается полное совпадение по времени процесса выталкивания с процессом всасывания. Однако применение поршневого клапана исключает возможность между-

пенчатого охлаждения, сопряжено с увеличением мертвого пространства в последующей ступени, а главное, на нормальную работу клапана влияют собственные силы инерции, возникающие в результате возвратно-поступательного движения поршня. В рассматриваемом классе машин малой размерности было возможно удовлетворительно отработать узел поршневого клапана и получить надежную работу на протяжении гарантийного срока эксплуатации. Эти машины получили индексы АК-50, АК-75 и ПК-100, в которых числа показывают рабочее давление, создаваемое компрессором.



Фиг. 57. Одноцилиндровый двухступенчатый компрессор ПК-100.

Вверху—штуцер для приема воздуха из ступени компрессора ТРД, внизу—штуцер выхода воздуха из второй ступени компрессора.

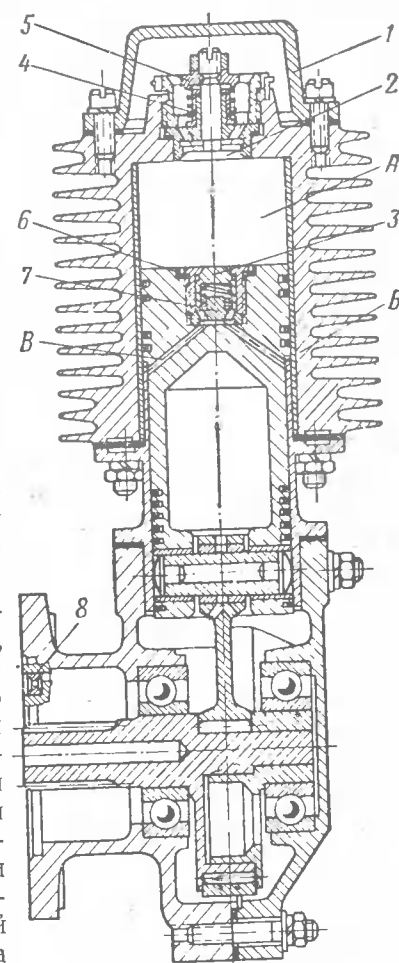
Компрессор ПК-100 (фиг. 57) с дифференциальными цилиндрами I и II ступеней, диаметры которых соответственно 42 и 42—38 мм, при ходе поршня 30 мм и номинальном числе оборотов 2000 в минуту обеспечивает наполнение 8-литровой емкости до давления 100 атм не более чем за 25 мин. Данные переменного режима соответствуют гарантийной производительности 1,92 м³/час или 32 л/мин, приведенной к 1 атм.

Компрессоры выполнены по подобным конструктивным схемам и отличаются только частными конструктивными решениями, размерностью ступеней и выходными параметрами. Рассмотрим последнюю модификацию конструкции, а именно — конструкцию компрессора ПК-100, показанную на фиг. 58. Воздух из ступени компрессора ТРД подается через редуктор к штуцеру герметического колпака 1, далее через клапан 2 засасывается в полость А

I ступени, сжимается в ней и через поршневой клапан 3 выталкивается в полость Б II ступени. После сжатия во II ступени воздух через нагнетательный клапан выталкивается в баллонную емкость.

Рассмотрим наиболее оригинальные конструктивные решения в компоновке компрессора. Коленчатый вал (12ХН3А), составленный из ведущей и ведомой половин, воспринимает крутящий момент через эксцентрично расположенные цилиндрические поверхности. Продольная фиксация половин вала определяется расположением торцовых плоскостей внешних обойм шарикоподшипников в картере (АЛ5). Величина продольного люфта ограничивается 0,2—0,5 мм. Беговая дорожка игольчатого подшипника цементирована на глубину 0,5—0,8 мм и обработана по 9-му классу чистоты. Шатун компрессора изготовлен из стали 12ХН3А.

Цилиндровая группа смонтирована из стального (38ХА) стакана, закрепленного на половинах картера, и собственного алюминиевого (АЛ5) цилиндра с запрессованной стальной (38ХА) гильзой. Уплотнение этих узлов достигается стальной (20А) омедненной (50—60 мк) и освинцованной (20—40 мк) прокладкой. Такое покрытие обеспечивает надежную герметизацию без существенной остаточной деформации. Регулирование объема мертвого пространства во второй ступени осуществляется набором паронитовых (УВ-10) прокладок на картере компрессора, суммарная толщина которых определяет торцовый зазор между нижним торцом поршня и торцом стакана, а в I ступени — подбором толщины уплотнительной прокладки, устанавливаемой между стаканом и собственным цилиндром. Взаимное влияние прокладок усложняет монтаж и рассматривается как недостаток конструкции. Величины торцовых зазоров I и II ступеней соответственно 0,08—0,12 и 0,1—0,15 мм.



Фиг. 58. Конструкция компрессора ПК-100.

1—герметичный колпак для приема воздуха из ступени компрессора ТРД, 2—всасывающий клапан, 3—поршневой клапан, 4—упорный стакан, 5—упорная тарелка, 6—контрольный стакан, 7—упор клапана, 8—масляный жиклер. А—полость I ступени, Б—полость II ступени, В—канал в поршне.

Представляет интерес конструктивная разработка механизма всасывающего клапана I ступени (см. фиг. 58). Здесь стальной (38ХА) стакан 4 центрируется по внешней цилиндрической поверхности направляющей бронзового (БрАЖН10-4-4) седла. При такой схеме клапана упорная тарелка 5 соприкасается с торцом стакана, предотвращая тем самым возникновение наклепа на торцевой поверхности направляющей и зажим клапана (40ХНМА).

Клапан в поршне по отношению к I ступени рассматривается как выпускной, а по отношению ко II — как впускной. Рассматривая этот узел, следует обратить внимание на способ контровки седла клапана. При решении контровочного устройства требовалось сохранить или, в крайнем случае, незначительно увеличить величину мертвого пространства в I ступени. Достигнуто это применением латунного стакана 6, дно которого прижато к дуралюминovому (Д1-Т) поршню, а обечайка раскернена на зажим и поршень. Такая конструкция обеспечивает надежную контровку клапана. Стальной (38ХА) упор 7 прижат непосредственно к поршню. Монтаж под упор уплотнительных упругих прокладок в первые часы работы приводит к ослаблению крепления, нарушению герметичности и снижению производительности компрессора.

Следует остановиться на положении наклонных клапанов В, соединяющих полость поршневого клапана с полостью второй ступени. Как видно из фиг. 58, оси этих каналов расположены ниже торцевой поверхности второй ступени. Величина этого смещения равна 3 мм, что составляет 10% от величины хода поршня. В результате такого смещения воздух во второй ступени сжимается несколько больше, чем воздух, остающийся в каналах и в полости поршневого клапана. При изменении движения поршня (т. е. при движении к НМТ II ступени) воздух сначала расширяется из собственного мертвого пространства II ступени и только после хода поршня, соответствующего смещению каналов, к этому пространству подключается объем полости поршневого клапана. Этот конструктивный прием дает возможность несколько увеличить индикаторный объем всасывания II ступени, повлиять на увеличение индикаторного объема всасывания первой ступени и в результате повысить коэффициент наполнения цилиндра, т. е. производительность компрессора. Расположение выходов поршневых каналов имеет оптимальное значение, при приближении их оси к торцевой поверхности II ступени эффект отсечки полости поршневого клапана уменьшается и, наоборот, при чрезмерном их удалении от торцевой поверхности может нарушиться процесс передачи газа между ступенями.

Десять поршневых колец, расположенных на двух поясах дифференциального поршня, изготовлены из чугуна ХНВ с твердостью $HV\ 241 \div 269$ ($d=3,9-3,7$). Одно нижнее кольцо работает как маслосбрасывающее. Высота колец 1,5 мм. Уплотнительные кольца имеют проточку шириной 0,5 мм, а маслосбрасывающие фаску, снятую под углом 15° на высоте кольца 1,3 мм. Упругость верхних уплотнительных колец при сжатии до зазора в замке

0,07—0,15 мм определяется по прибору Тоledo силой 0,5—0,8 кг. Упругость нижних уплотнительных колец и маслосбрасывающего кольца при сжатии до указанного зазора определяется силой 0,4—0,7 кг.

Компрессор смазывается маслом, применяемым на двигателе летательного аппарата. Масла МК, МС, МЗС, турбинное Л, трансформаторное с 0,05—0,1% добавкой стеариновой кислоты — марки масел наиболее распространенных при эксплуатации компрессора. Масло под давлением 2—7 атм с температурой $50-70^\circ$ подводится к жиклеру ($d=1,5$ мм), запрессованному в крепежном фланце компрессора. Барботаж масла обеспечивает смазку зеркала цилиндра и трущихся поверхностей скольжения. Во фланце картера предусмотрены два маслосливных и два суфлирующих отверстия. При монтаже компрессора на агрегатную коробку двигателя в зависимости от расположения этих отверстий определяется отклонение оси цилиндра. Величина отклонения оси цилиндра от вертикального положения (в плоскости фланца) допускается на угол не более 90° . Увеличение этого угла связано с повышением выброса масла из последней ступени компрессора и с появлением опасности гидравлического удара.

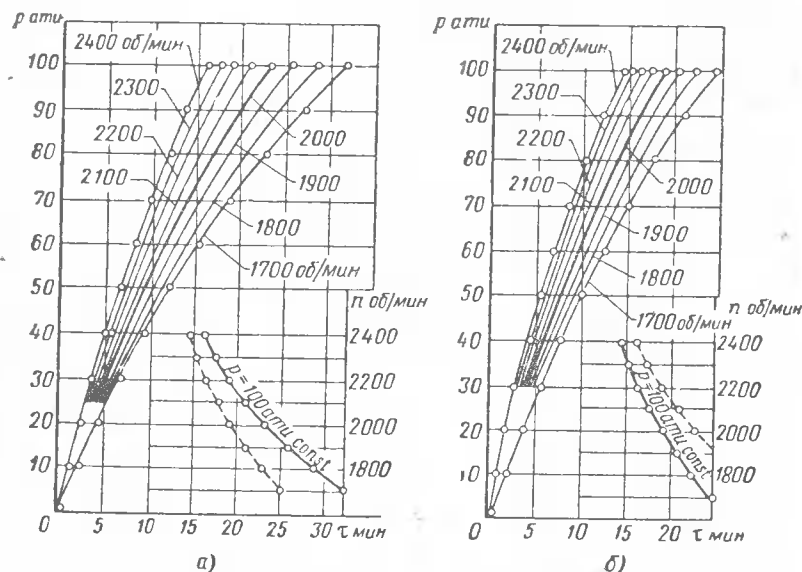
В условиях земли и полета цилиндр компрессора обдувается воздухом со скоростью 30 м/сек¹ при площади сечения потока 40 см². В высотном варианте установки в I ступень компрессора подводится воздух с давлением не более 1,5 атм при температуре не выше 30° . При установке на поршневом двигателе наддув компрессора возможен только в том случае, когда карбюратор расположен после нагнетателя двигателя. При расположении карбюратора до нагнетателя компрессор эксплуатируется без наддува. В этом случае герметический колпак на всасывании заменяется специальным фетровым фильтром. Компрессор рассчитан на 100-часовой ресурс работы, имеет габаритные размеры 257×146×84 мм и сухой вес 3 кг.

На фиг. 59 показаны экспериментальные характеристики $p=f(\tau)$, т. е. изменение давления на 8-литровой емкости в зависимости от времени работы компрессора ПК-100. Характеристики сняты при работе в условиях земли с нормальной температурой окружающей среды при всасывании атмосферного воздуха с давлением 1 атм. Заметим, что в процессе длительной работы компрессора время наполнения емкости несколько изменяется. Это изменение времени зависит от эффективности работы поршневых колец. Так, в новом механизме компрессора, прошедшем только кратковременную обкатку, кольца не приработаны по всей окружности, и в этом случае пропуск газа и время наполнения емкости увеличены. В процессе дальнейшей работы компрессора приработка колец улучшается, и время наполнения емкости сокра-

¹ Здесь и далее не рассматриваются специальные случаи установки компрессора, при которых количество воздуха для обдува цилиндров задается в весовом выражении.

щается. Далее наступает износ колец, потеря удельного давления и вследствие этого увеличение времени наполнения.

На фиг. 59, а показаны экспериментальные характеристики, снятые с компрессора непосредственно после обкатки; на фиг. 59, б — характеристики, снятые после 100-часовой работы компрессора. При сравнении графиков, например, на характеристиках, снятых при 2000 об/мин, видно некоторое сокращение времени наполнения после 100-часовой работы компрессора.



Фиг. 59. Экспериментальные характеристики изменения давления в 8-литровой емкости в зависимости от времени работы компрессора ПК-100.

а—сняты до длительных испытаний, б—сняты после 100 часов работы.

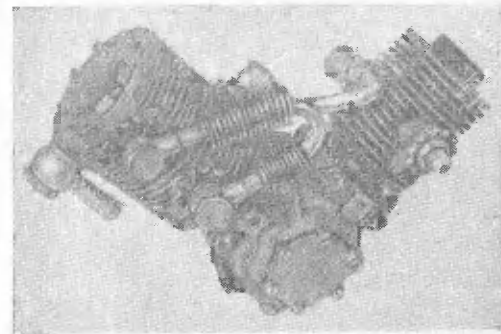
Заметим также, что время наполнения емкости не изменяется обратно пропорционально оборотам. С уменьшением оборотов, т. е. с уменьшением скорости поршня, пропуск газа, а следовательно, и время наполнения увеличиваются несколько больше, чем в обратной зависимости. На фиг. 59, а, у правой оси ординат, это иллюстрируется сплошной кривой. Характеристика показывает изменение времени наполнения 8-литровой емкости до давления 100 ат в зависимости от оборотов компрессора. Пунктирной кривой показана аналогичная характеристика, снятая после 100-часовой работы компрессора. На фиг. 59, б, наоборот, сплошная кривая характеризует изменение времени наполнения емкости в зависимости от оборотов после 100-часовой работы компрессора, а пунктирная линия до длительной работы.

Не следует сравнивать экспериментальные характеристики производительности с гарантийными характеристиками. Последние

обеспечиваются в течение всего ресурса работы и их числовые значения несколько увеличены.

Компрессоры воздушного охлаждения с передачей газа через межступенчатые трубопроводы

Развитие механизации летательных аппаратов приводит к необходимости увеличения потенциальной энергии воздуха, обеспечивающей быстрое действие различных автоматических устройств и механизмов. Увеличение ресурса работы рабочего давления и производительности при одновременном снижении межступенчатых температур компримируемого газа — основное направление, намечающееся в конструировании авиационных поршневых компрессоров. Компрессоры АК-150 с индексами Н, НК, Д и др. — основные модификации, наиболее полно удовлетворяют требованиям, поставленным современной техникой. Буквенные индексы указывают на некоторые различия в габаритах и конструкции, обусловленные частными случаями установки; принципиальное конструктивное решение, размерность ступеней и термодинамические параметры компрессоров — одинаковы¹.



Фиг. 60. Двухцилиндровый трехступенчатый компрессор АК-150Н.

Выполнение компрессора с дифференциальными поршнями, межступенчатыми трубопроводами² и сниженными степенями повышения давлений в ступенях привело к уменьшению тепловой напряженности цилиндровых групп и дало возможность эксплуатировать компрессор при сравнительно малоэффективном обдуве.

Остановимся на одном из наиболее распространенных вариантов компрессора, выпускаемого под индексом АК-150Н. Внешний вид этого ПК показан на фиг. 60. Компрессор с дифференциальными цилиндрами I, II и III ступеней, диаметры которых соответственно 46, 46—40, 38—35 мм, при ходе поршней 28 мм и номи-

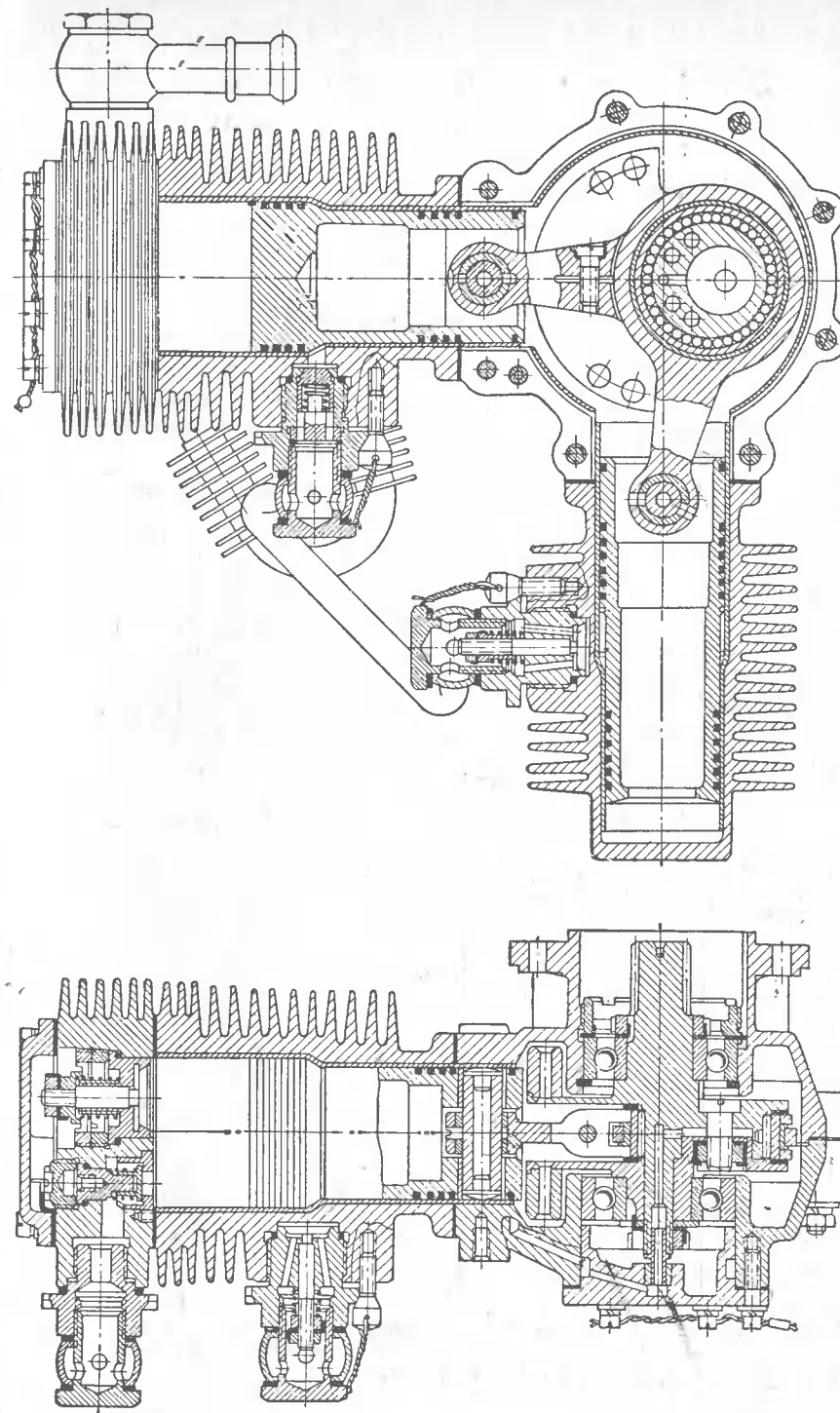
¹ В настоящее время ресурс рассматриваемых компрессоров увеличен и в соответствии с этим компрессоры получили индексы АК-150М, МК, и др.

² Здесь мы отличаем машины с передачей газа через межступенчатые трубопроводы от машин с передачей газа через межступенчатые холодильники. У последних объемы холодильников по сравнению с присоединяемыми индикаторными объемами всасывания и выталкивания велики, и, как было показано во второй главе, индикаторные диаграммы этих машин имеют принципиально отличные геометрические контуры.

нальном числе оборотов 2000 в минуту обеспечивает наполнение 8-литровой емкости от нулевого манометрического давления до давления 150 *ати*, или подкачку 30-литровой емкости от давления 120 *ати* до давления 150 *ати* не более чем за 30 *мин*. Данные переменного режима соответствуют гарантийной производительности 2,4 $\text{м}^3/\text{час}$ или 40 $\text{л}/\text{мин}$ (приведенной к 1 *ата*), полученной при всасывании атмосферного воздуха с давлением 1 *ата*. Максимальное число оборотов компрессора — 2300 в минуту.

На фиг. 61 показана конструкция компрессора АК-150Н. Рассмотрим некоторые конструктивные решения. Ведущая и ведомая половины коленчатого вала (12ХН3А), соединенные на эксцентрично расположенных цилиндрических поверхностях, стянуты между собой по главной оси и по оси мотылевой шейки. Фиксация вала осуществляется на переднем подшипнике. Силы инерции первого порядка уравновешены противовесами, в оправе которых залит свинец (С2). Нижняя головка стального (38ХА) шатуна III ступени с запрессованной бронзовой (БрОФ7-02) втулкой скользит по стальной (ШХ15) обойме игольчатого подшипника мотылевой шейки. Нижняя головка стального (12ХН3А) шатуна I и II ступеней обжимается на этой обойме винтом, стягивающим стержень шатуна.

Рассмотрим некоторые особенности цилиндровой группы. Расположение ступеней компрессора в дифференциальной схеме построения цилиндр—поршень дает неоспоримое преимущество в смысле хорошего отвода тепла, главным образом, через массив поршня. Однако эта схема при малой размерности ступеней компрессора неизбежно приводит к чрезмерно большим объемам мертвых пространств, достигающих за счет торцовых и диаметральных зазоров величины более 15% от рабочего объема ступени. Необходимость сокращения мертвого объема ступени заставляет конструктора уменьшать торцовые и диаметральные зазоры до предельно возможных величин. Так, в рассматриваемом компрессоре величины торцовых зазоров в I, II и III ступенях соответственно равны 0,1—0,15; 0,05—0,1; 0,04—0,08 *мм*. Регулировка торцовых зазоров осуществляется виакетовыми прокладками, монтируемыми на картере и под головкой цилиндра. С внешней стороны прокладок имеются срезы для введения «щупа» при монтаже компрессора. Поршень I и II ступеней монтируется в цилиндр с диаметральными зазорами по большему и меньшему диаметрам, соответственно равным 0,22—0,277 и 0,17—0,227 *мм*, а поршень III ступени — с зазорами соответственно 0,14—0,197 и 0,19—0,247 *мм*. Здесь меньшие значения относятся к нижним поясам поршней, передающим боковую силу *N*. Такие диаметральные зазоры дают возможность уменьшить величину мертвых пространств в ступенях компрессора, а для предотвращения надиров, наблюдаемых при обедненной смазке, трущиеся поверхности поршней в поясах, свободных от поршневых колец, графитируются. После обезжиривания, травления, осветления, промывки и сушки на поверхности поршней пульверизатором наносится слой



Фиг. 61. Конструкция компрессора АК-150Н.

графито-колоидального препарата с примесью глифтадевой эмали и скипидара.

Гильза (38ХА) I и II ступеней запрессована с натягом 98—175 мк по большому и меньшему диаметрам, а гильза III ступени с натягом 98—175 мк по большому диаметру и 88—165 мк — по меньшему. Герметизация запрессованных поверхностей достигается применением бакелитового лака или специального лака 302. Этими составами, высыхающими без доступа воздуха, поверхность гильзы покрывается перед запрессовкой в цилиндр (АЛ4), нагретый до температуры 220°.

Для уменьшения сопротивления выпускной клапан (2Х13) I ступени, работающий по бронзовому седлу с уплотняющим поясом шириной 1 мм, выполнен пластинчатым. Конструктивная схема всасывающего клапана I ступени подобна схеме клапана компрессора ПК-100. Высота подъема выпускного и всасывающего клапанов соответственно равна 0,7—1 и 0,9—1 мм.

В результате снижения степени повышения давлений в ступенях компрессора было возможно число уплотнительных колец на поршне I и II ступеней уменьшить до 8 (вместо 9 в компрессоре ПК-100). На поршне III ступени монтируется 12 уплотнительных колец. Остальные кольца выполнены с фаской и в зависимости от вязкости применяемого масла монтируются как маслосбрасывающие или как маслonaгнетающие. Кольца изготовлены из чугуна ХНВ с твердостью НВ 241—285. Высота колец 1,5 мм. Зазор в замке при рабочем состоянии колец равен 0,05—0,12 мм. При изготовлении допускается непараллельность рабочих плоскостей 0,01 мм. Основные данные колец приведены в табл. 19.

Таблица 19

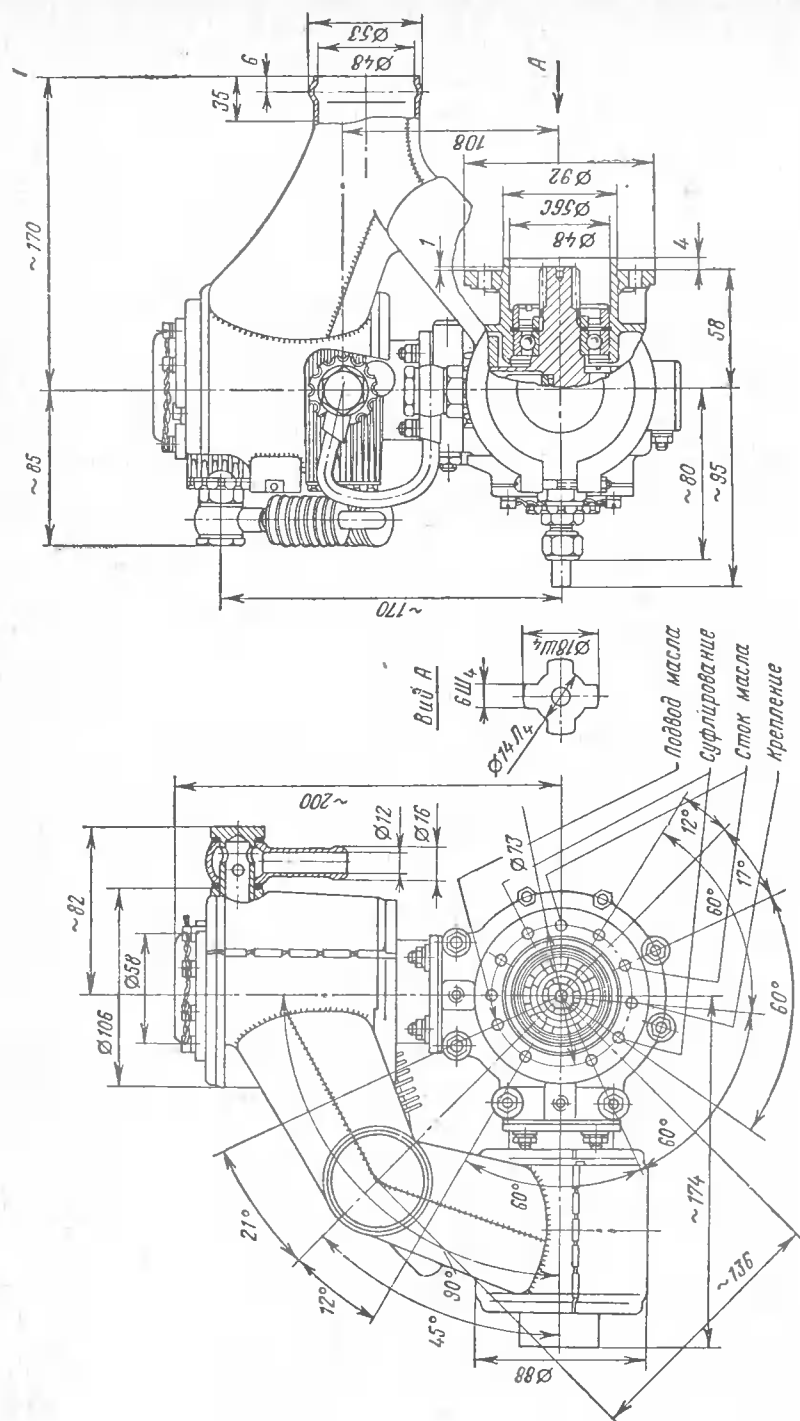
Основные данные поршневых колец семейства компрессоров АК-150

Диаметр кольца мм	Зазор в замке при свободном состо- янии кольца ¹ мм	Упругость кольца кг	Назначение кольца
46	4,4—5	1,5—2,2	Уплотнительное
40	3,9—4,4	1,3—1,8	"
38	3,8—4,3	0,9—1,3	"
35	3,5—4,1	1,1—1,6	"
40	3,9—4,4	1,2—1,8	Масляное
38	3,8—4,3	0,8—1,3	"
35	3,5—4,1	1—1,5	"

¹ Зазор в замке при свободном состоянии кольца замерен перпендикулярно плоскости разреза. Упругость кольца определена при сосредоточенной нагрузке и при опоре в одной точке.

Механизм компрессора смазывается маслом, поступающим из магистрали двигателя летательного аппарата. Масло, подведенное под давлением 2—5,5 атм, проходит через отверстие во втулке, вмонтированной между передней и задней половиной картера. Уплотнение втулки достигается резиновыми (3826с ТУ МХП) прокладками, а уплотнение картеров шелковой ниткой ($d=0,05$ мм), проложенной на пасте «герметик» между плоскостями стыкуемых картерных фланцев. Масло, подведенное к задней крышке картера компрессора, через плавающую бронзовую (БрАЖ9-4) втулку поступает в центральное сверление в коленчатом вале. Далее под действием центробежных сил масло вытесняется через игольчатый подшипник нижних головок шатунов и барбатируется на зеркала цилиндров. Температура подводимого масла в зависимости от режима работы двигателя изменяется от 40 до 80°. Периодически (не более 10 мин) допускается повышение температуры до 100°. В зависимости от двигателя, на котором устанавливается компрессор, употребляются следующие сорта масел: 75%-ная смесь масла МС-20 (ГОСТ 1013—49) с трансформаторным (ГОСТ 982—53) или масло МТ16П (ГОСТ 6360—52). Эти масла с сравнительно большей вязкостью надежно удерживаются на зеркалах цилиндров и обильно закачиваются плунжерным действием колец в ступени компрессора. При этих сортах наблюдается увеличенный выброс масла из ступеней и в целях сокращения выброса масляные поршневые кольца монтируют так, чтобы острая кромка кольца была направлена от камеры ступени. В этом случае кольца работают как маслосбрасывающие. Употребляемое чистое (без присадок) трансформаторное масло или масло МК-8«Л» (ГОСТ 6457—53), значительно менее вязкие; эти масла, попадая на зеркало цилиндра, легко сдуваются воздухом, пропущенным из ступени компрессора. При этих сортах выброс масла из компрессора незначителен, смазка поршней обеднена и при перегревах цилиндрической группы на образующих поверхностях поршней могут возникать очаги сухого трения и местные надиры. При эксплуатации компрессора на этих маслах масляные поршневые кольца монтируются острой кромкой в сторону ступени и работают как маслonaгнетающие.

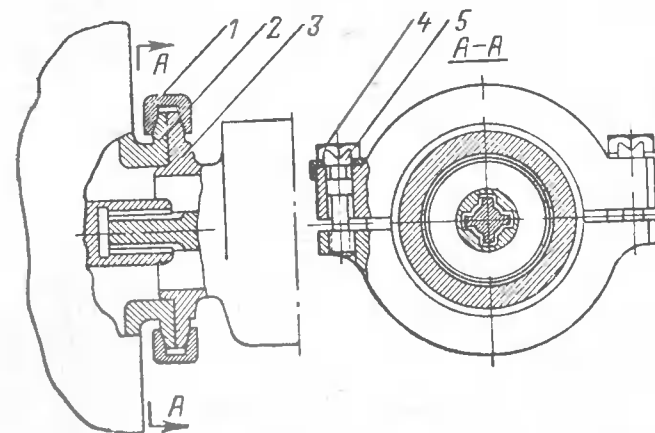
Остановимся на некоторых особенностях крепления ПК в агрегатной коробке двигателя летательного аппарата. Габаритно-установочный чертеж компрессора АК-150Н с дефлектором показан на фиг. 62. Во фланце компрессора имеется одиннадцать отверстий, шесть из них ($d=6,5$ мм) предназначены для крепления, одно ($d=1,5$ мм) для подвода масла и по два ($d=8$ мм) для слива масла и для суфлирования картера компрессора с дренажированной полостью агрегатной коробки. В зависимости от расположения сливных и суфлирующих отверстий определяется наклон цилиндров при установке компрессора. Биссектриса угла развала цилиндров может быть отклонена в сторону цилиндра I и II ступеней на угол не более 31°, а в сторону цилиндра III ступени не более 19°. Превышение этих углов приводит к переполнению



Фиг. 62. Габаритно-установочный чертеж компрессора АК-150Н с дефлектором.

картера маслом и увеличенному выбросу масла из компрессора. При эксплуатации компрессора в соответствии с техническими условиями выброс масла из III ступени при противодавлении воздуха 10 атм составляет 0,8—40 г/час. Меньшая величина относится к маслам с малой вязкостью, при этом выбросе обеспечивается нормальная работа уплотнительных колец всех ступеней.

Величина наклона компрессора ограничивается также и расположением межступенчатых трубопроводов (см. фиг. 60). Установка с углами наклона более указанных величин может привести к скоплению конденсата в межступенчатых трубопроводах и замерзанию его при стоянке компрессора в условиях отрицательных



Фиг. 63. Крепление компрессора клиновидным хомутом.
1—клиновидный хомут, 2—фланец агрегатной коробки, 3—фланец компрессора, 4—стяжной винт, 5—контрольная шайба.

температур окружающей среды. При соблюдении монтажных углов наклона конденсат стекает в сторону ступеней, и тепло, полученное при сжатии газа, обеспечивает оттаивание ледяных пробок в первые минуты работы компрессора.

В тех случаях, когда монтаж на болты или шпильки агрегатной коробки двигателя затруднителен или невозможен, предусмотрен вариант крепления компрессора на коническом фланце (фиг. 63). Фланец агрегатной коробки 2 и фланец картера компрессора 3 стягиваются двумя половинами стального (38ХА или Х17Н2) хомута 1. На внутренней поверхности хомута имеется клиновидная расточка с уклоном 15° на каждую сторону. Два винта 4, законтренные шайбами 5, обеспечивают надежное крепление.

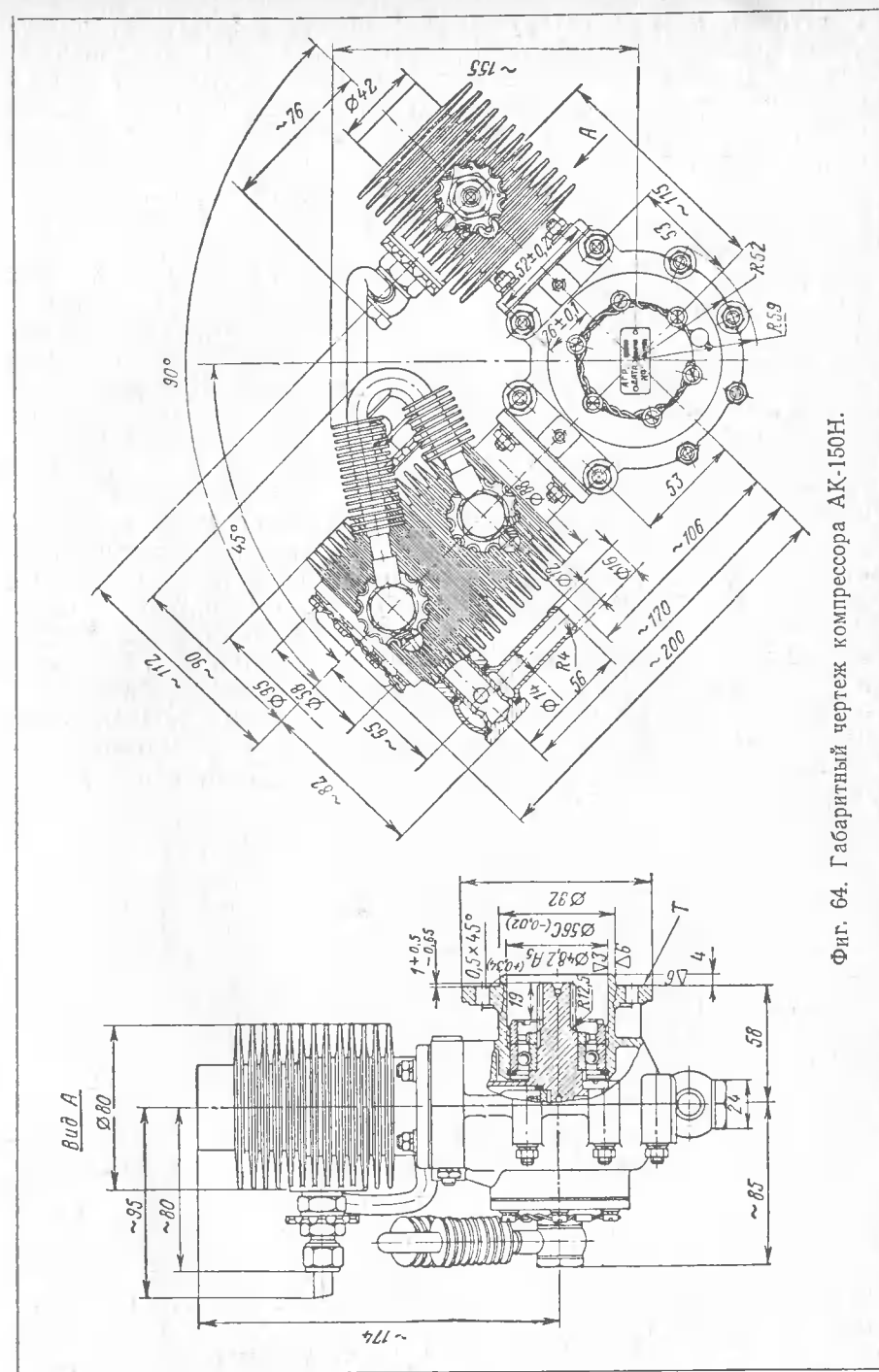
Воздух для обдува цилиндров компрессора в зависимости от установки двигателя забирается из диффузора двигателя или из диффузора летательного аппарата. Количество воздуха зависит от давления в диффузоре. Так, в полете при использовании скоростного напора временный объем воздуха, поступающего

к входному патрубку дефлектора, равен 74 л/сек, что при внутреннем диаметре патрубка 48 мм соответствует скорости 41 м/сек. Такой обдув обеспечивает длительную работу компрессора. При работе двигателя в условиях земли количество воздуха уменьшается до 19 л/сек (~10 м/сек). В этом случае допускается работа компрессора в течение 5 мин. При минимальном числе оборотов двигателя в условиях земли (в зависимости от расположения диффузионного заборного патрубка) обдув компрессора или полностью прекращается, или при разряжении в диффузоре в трубопроводе обдува цилиндров начинается обратный ток воздуха. В этих случаях для разгрузки компрессора открывают кран маслоотстойника, часть магистрали высокого давления соединяется с атмосферой, и компрессор работает без противодавления в течение длительного времени. Габаритный чертеж компрессора АК-150Н показан на фиг. 64.

Давление наддува, подводимое в I ступень компрессора, в зависимости от высоты изменяется в пределах 0,7—1,3 ата. Температура подводимого воздуха равна 40°. При кратковременных периодических этапах работы, время которых не превышает 30 мин, температура подводимого воздуха может быть увеличена до 60°.

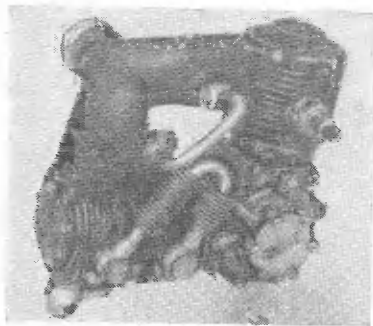
В условиях эксплуатации компрессора подкачка централизованной емкости летательного аппарата чередуется с работой компрессора на холостом ходу. При достижении давления в емкости 155^{+5}_{-10} ати автомат воздушной коммуникации соединяет часть магистрали высокого давления с атмосферой, и компрессор работает при противодавлении холостого хода, величина которого равна 15 ати. При этом режиме работа компрессора гарантируется в течение 500 час. Компрессор эксплуатируется в окружающей среде с температурой от минус до плюс 60°. В окружающей среде с температурой ниже —30° запуск компрессора производится при подаче подогретого масла до 40°. Мощность, потребляемая компрессором, не более 3,5 л. с. Сухой вес без дефлектора 5,8 кг. Сухой вес со сварным дефлектором, изготовленным из алюминиевого сплава АМцА-М, 6,25 кг.

Остановимся на некоторых особенностях сборки компрессоров. Компрессор с индексом НК собирается с шестью маслосбрасывающими поршневыми кольцами. При такой сборке снижен выброс масла и получена возможность эксплуатации компрессора на маслах с повышенной вязкостью. Компрессор с индексом Д собирается с дефлектором, входной патрубок которого направлен в сторону, противоположную крепежному фланцу. Это дает возможность устанавливать компрессор на передней стенке агрегатной коробки и значительно упростить конструкцию трубопровода обдува цилиндров. Компрессор с индексом Д2 имеет патрубок дефлектора, расположенный примерно параллельно плоскости цилиндров. Компрессор с индексом С имеет расположение межступенчатых трубопроводов на стороне крепежного фланца. Компрессор с индексом В собирается с фетровым фильтром



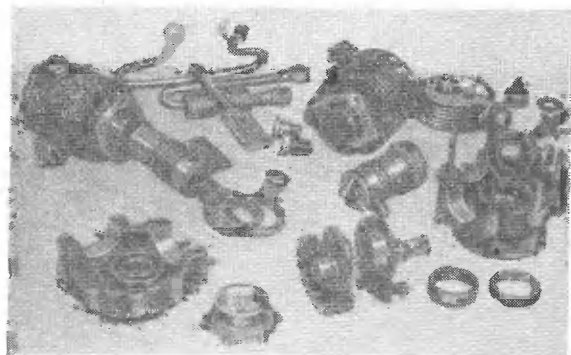
Фиг. 64. Габаритный чертеж компрессора АК-150Н.

I ступени и эксплуатируется без наддува, засасывая воздух непосредственно из отсека двигателя летательного аппарата. Здесь отмечены только отличительные особенности сборки компрессоров с указанными индексами и имеется в виду, что остальной монтаж точно соответствует рассмотренному компрессору с индексом Н или компрессору с индексом НК. Внешний вид с дефлектором и детали этих компрессоров показаны на фиг. 65 и 66.



Фиг. 65. Компрессор АК-150Н с дефлектором.

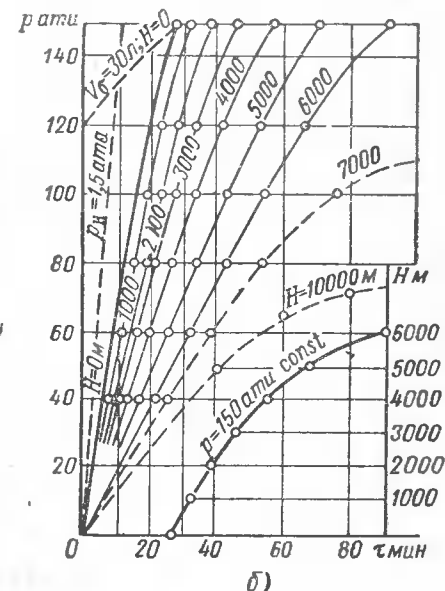
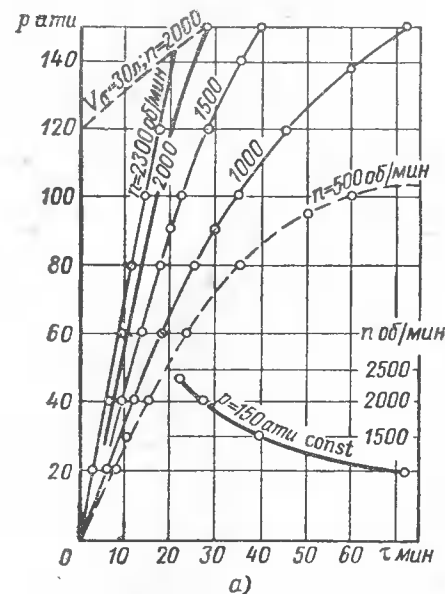
Несколько отличный монтаж межступенчатых трубопроводов имеют компрессоры, предназначенные для перекачки нейтральных газов, углекислоты или устанавливаемые в коммуникациях компрессионных холодильных агрегатов. Например, для перекачки нейтральных газов межступенчатые трубопроводы соединяются с питающей емкостью, и после перепуска газа наполнение емкости компрессором начинается при подключении емкости питания к III ступени. В этом случае компрессор работает как одноступенчатый. При снижении давления в питающей емкости до величины, при которой перекачка становится малоэффективной, питающая емкость подключается ко II ступени, и компрессор работает как двухступенчатый. Наконец, питающая емкость подключается к I ступени, и компрессор сжимает газ тремя ступенями.



Фиг. 66. Детали компрессора АК-150Н.

Проиллюстрируем некоторые характеристики, снятые при экспериментальных работах с компрессорных машин семейства АК-150. Заметим, что все монтажные разновидности этой семьи, имея одинаковую разномерность, при работе без наддува в усло-

виях земли обеспечивают одинаковые характеристики. Некоторые незначительные различия в сопротивлении на всасывании у высотных машин с герметическим колпаком и у невысотных машин с фетровым фильтром, как показывает опыт, не оказывают существенного влияния на основные параметры. Рассматриваемые ниже характеристики компрессора АК-150Н будут относиться также и к другим компрессорам этой семьи, собранным в высотном или невысотном исполнении. В тех случаях, когда измеряемые параметры зависят от условий сборки, в тексте сделаны соответствующие замечания.



Фиг. 67. Экспериментальные характеристики компрессора АК-150Н: а) $p=f(\tau)$ —изменение давления в 8-литровой емкости, как функция, времени работы компрессора (характеристики сняты при различных оборотах), б) $p=f(\tau)$ —изменение давления в 8-литровой емкости, как функция времени работы компрессора (характеристики сняты на различных высотах).

Приведенные экспериментальные характеристики сняты при следующих общих условиях: компрессор работает в условиях земли при нормальной температуре окружающей среды: воздух для обдува цилиндров компрессора подается к дефлектору в объеме, равном 74 л/сек. Температура обдувающего воздуха равна 40°; температура воздуха, засасываемого компрессором из атмосферы или ресивера, равна 20—30°. Частные условия эксперимента далее указываются при описании рассматриваемых характеристик.

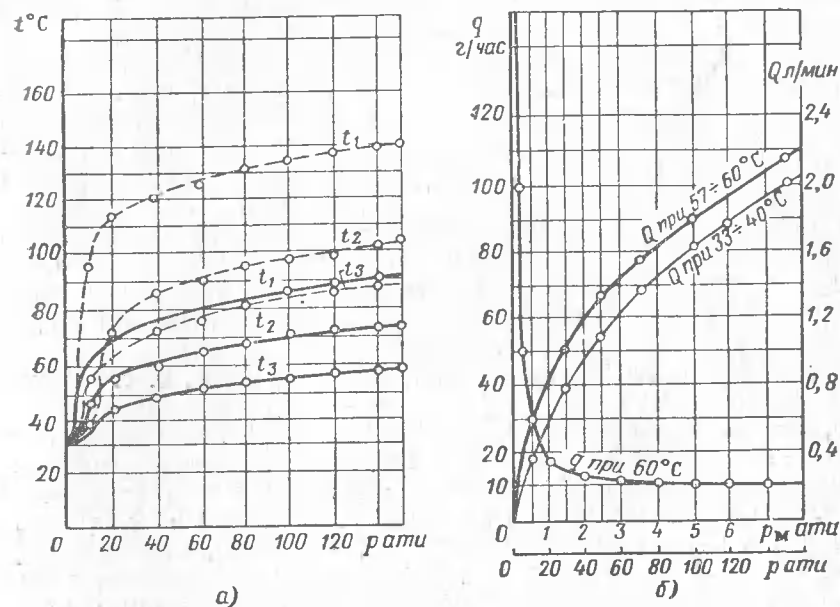
Экспериментальные характеристики $p=f(\tau)$, т. е. изменение давления на выходе в зависимости от времени наполнения 8-литровой емкости, показаны на фиг. 67, а. Характеристики сняты при различных оборотах компрессора АК-150Н в условиях земли при

всасывании атмосферного воздуха с давлением 1 *ата*. Здесь, так же как и при испытаниях компрессора ПК-100, вследствие влияния внешних пропусков время наполнения емкости не изменяется обратно пропорционально числу оборотов. Эта зависимость иллюстрируется кривой $\tau=f(n)$, построенной у правой оси ординат. В левом, верхнем, углу фигуры пунктиром показана кривая $p=f(\tau)$, полученная при подкачке 30-литровой емкости с давления 120 *ати* до 150 *ати*. В этом случае подкачка емкости длительное время происходит при высоких давлениях с увеличенными внешними пропусками воздуха из ступеней, и время подкачки 30-литровой емкости по сравнению с временем наполнения 8-литровой емкости изменяется не в прямой зависимости от объема емкости.

Экспериментальные характеристики $p=f(\tau)$, снятые с компрессора АК-150Н при наполнении 8-литровой емкости, показаны на фиг. 67, б. Характеристики сняты при засасывании компрессором воздуха из ресивера при давлениях $p_H=1,0332; 0,9164; 0,8105; 0,7148; 0,6284; 0,5507; 0,4809; 0,4185$ и $0,2694$ *ата*, что имитирует высоты $H=0, 1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000, 7000$ и $10\,000$ *м*. У правой оси ординат показана характеристика, иллюстрирующая изменение времени наполнения емкости до давления 150 *ати* в зависимости от высоты. Из графиков видно, что при увеличении высоты кривые $p=f(\tau)$ сначала асимптотически подходят к рабочему давлению 150 *ати*, а при дальнейшем увеличении высоты давление 150 *ати* не достигается. Эффективность достижения давления зависит от величины мертвых пространств в ступенях. Компрессоры, имеющие увеличенные мертвые пространства, не обеспечивают высоту. Это обстоятельство приводит к необходимости наддува компрессора и поддержания на больших высотах давления всасываемого воздуха, близкого к 1 *ата*. С левой стороны от характеристики $H=0$ показана кривая $p=f(\tau)$, полученная при наддуве 1,5 *ата*. Такой наддув (при условии одинакового съема тепла) ведет к возрастанию межступенчатых температур и увеличенной вероятности выпадения осадков из смазывающей жидкости. Максимальная величина наддува, допускаемая в эксплуатации, не превышает давления 1,3 *ата*.

На фиг. 68, а показаны экспериментальные характеристики $t=f(p)$, снятые с компрессора АК-150Н при наполнении 8-литровой емкости. Это изменение температур (как функция рабочего давления) измерено термопарами, присоединенными к выходным штуцерам ступеней. Характеристики дают общее представление о прогреве металлоконструкции, их не следует сравнивать с характеристиками температур газа в ступенях компрессора, для замера которых необходимо применять специальные датчики, изолированные от металла. Температуры выходных штуцеров ниже температур газа в ступенях компрессора, и их изменение не пропорционально изменению температур газа. Объясняется это взаимным влиянием ступеней, т. е. передачей тепла от более нагретой ступени к менее нагретой.

Сплошными линиями на фиг. 68, а показаны характеристики, снятые при температуре обдувающего воздуха 30°. Воздух подведен к входному патрубку дефлектора со скоростью 41 *м/сек*, что соответствует временному объему 74 *л/сек*. С температуры 30° начинается прогрев металлоконструкции. Остановимся в общих чертах на тепловой трансформации. В первые минуты работы, т. е. в пусковой период, степени повышения давлений в ступенях подчиняются неравенству $\pi_1 > \pi_2 > \pi_3$. Следовательно, в первую очередь



Фиг. 68. Экспериментальные характеристики компрессора АК-150Н.

а) $t_1, t_2, t_3=f(p)$ — изменение температур выходных штуцеров соответственно I, II и III ступеней как функция давления в наполняемой емкости, б) $Q=f(p_M)$ — изменение циркуляционного расхода масла как функция давления масла, подведенного к фланцу компрессора, $q=f(p)$ — изменение выброса масла из III ступени компрессора как функция противодавления воздуха.

начинается прогрев I ступени с одновременной передачей тепла к менее нагретому металлу. С повышением давлений в ступенях нагреваются II и далее III ступень. После выравнивания давлений в ступенях, т. е. с момента начала рабочего периода, степени повышения давлений перераспределяются и в зависимости от этого, а также и от эффективности охлаждения каждой ступени устанавливается температура нагрева. В данном случае, как видно из характеристик, максимальную температуру имеет выходной штуцер I ступени, ее величина при давлении воздуха в наполняемой емкости 150 *ати* достигает 90°.

Пунктирными линиями показаны экспериментальные характеристики, снятые при той же температуре обдувающего воздуха, но

при этом скорость воздуха, подведенного к входному патрубку дефлектора, вдвое снижена, т. е. равна 20 м/сек. Как видно из характеристик, в этом случае температура, измеренная на выходном штуцере I ступени, достигает 140°. Длительная работа на таком режиме может привести к выпадению осадков из смазывающей жидкости, нарушению герметичности в клапанах и снижению производительности.

Наконец, последний график иллюстрации семейства компрессоров АК-150 — это масляные характеристики, снятые с компрессора АК-150Н при 2000 оборотах в минуту и показанные на фиг. 68, б. Компрессор смазывался маслом МК-22. Все масляные кольца монтировались с направлением острой кромки от степени и работали как маслосбрасывающие. Характеристики $Q=f(p_m)$, т. е. изменение циркуляционного расхода масла в зависимости от давления масла, подведенного к фланцу компрессора, сняты при температурах масла 57—60 и 33—40°. Из кривых видно, что при давлениях масла, предусмотренных техническими условиями, т. е. в пределах 2—5,5 ати циркуляционный расход при температуре 57—60° изменяется от 1,2 до 1,8 л/мин и при температуре 33—40° от 1 до 1,7 л/мин. Аналогичные характеристики получены также и при других сортах масел, вязкость которых равна вязкости масла МК-22 при указанных температурах.

Интересно рассмотреть характеристику $q=f(p)$, т. е. изменение выброса масла, измеренного на выходе из III ступени компрессора, в зависимости от противодавления воздуха. Характеристика снята при температуре подведенного масла 60°. В интервале противодавления воздуха от 20 до 150 ати выброс масла изменяется незначительно и только при малых давлениях (ниже 10 ати) выброс масла резко возрастает, достигая, например, при давлении 5 ати величины более 120 Г/час. В условиях эксплуатации, когда в магистрали вмонтирован автомат давления, клапанные механизмы которого на холостом ходу компрессора поддерживают давление не ниже 15 ати, выброс масла не превышает 40 Г/час. При разрыве трубопровода и потере давления в магистрали снижение выброса масла достигается специальным сопротивлением, поддерживающим противодавление на выходе из компрессора.

Компрессоры жидкостного охлаждения с передачей газа через межступенчатые холодильники

На скоростях полета, близких к числу $M=1$ и тем более выше этого числа, забор встречного потока воздуха сопряжен со значительным трением и неизбежным повышением температуры. Подвод подогретого воздуха для охлаждения компрессора малоэффективен, и в этом случае целесообразнее сделать отбор воздуха из холодильной установки летательного аппарата или устанавливать компрессор с жидкостным охлаждением. В последнем случае в качестве охлаждающей жидкости может быть применено, например, топли-

во двигателя, температура которого вследствие большой массы в процессе полета изменяется незначительно. В зависимости от условий установки для охлаждения компрессоров могут применяться также и другие жидкости. Ниже рассматриваются конструкции компрессорных машин жидкостного охлаждения, предназначенные для установки на агрегатные коробки ТРД. Рассматриваемые компрессоры испытывались при охлаждении водой.

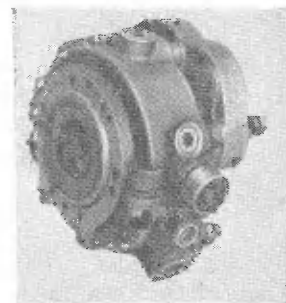
Внешний вид шестицилиндрового четырехступенчатого воздушного плунжерного компрессора 480А с межступенчатыми жидкостными холодильниками показан на фиг. 69.

Компрессор с тремя цилиндрами I ступени диаметром 28 мм и цилиндрами II, III и IV ступеней с диаметрами соответственно равными 28, 17 и 10 мм при величине рабочего хода плунжеров 11 мм и номинальном числе оборотов 6000 в минуту обеспечивает наполнение 8-литровой емкости от нулевого манометрического давления до давления 150 ати не более чем за 20 мин.

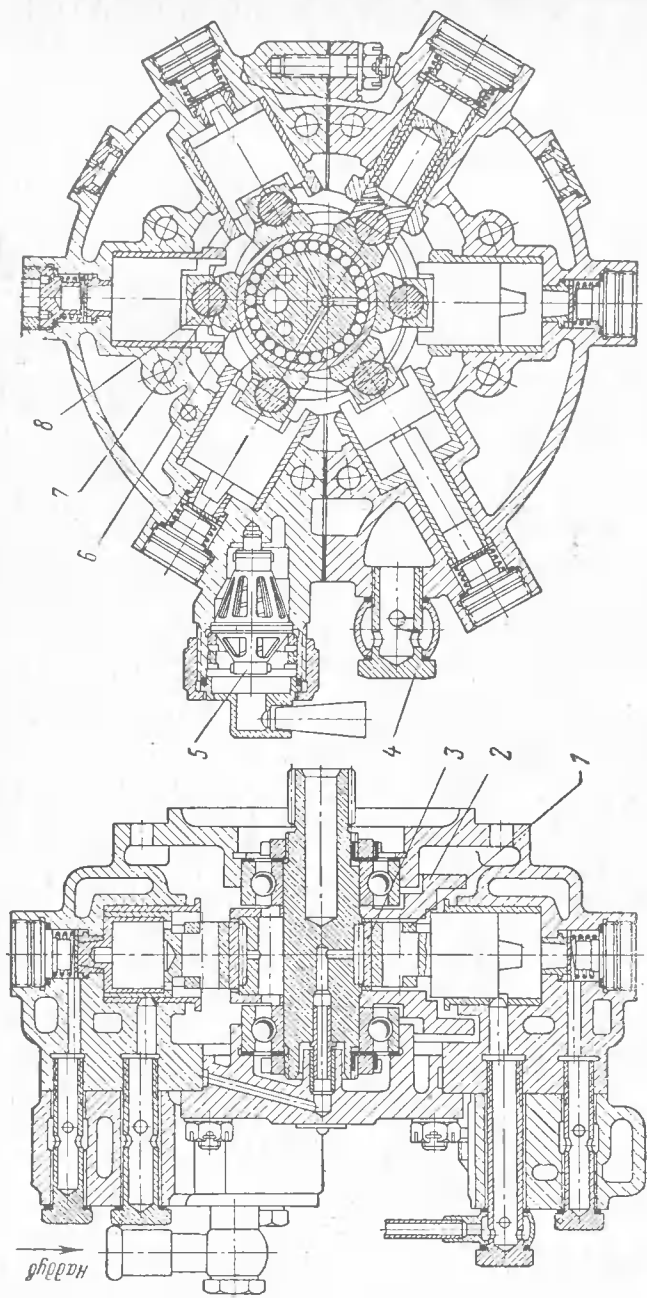
Полный ход плунжеров 14 мм. Данные переменного режима работы компрессора соответствуют гарантийной производительности 3,6 м³/ч или 60 л/мин (приведенной к 1 ата). Производительность подсчитана при условии всасывания атмосферного воздуха с давлением 1 ата.

Конструкция компрессора 480А иллюстрирована на фиг. 70. Воздух из ступеней компрессора ТРД подводится через редуктор к входному штуцеру ПК и далее через окна в цилиндрах засасывается в I и последующие ступени. Схема компрессора с всасывающими окнами дает возможность получить сравнительно простое конструктивное решение. Однако это связано с необходимостью увеличения хода плунжеров на величину «высоты» всасывающего окна и затратой индикаторной работы на дополнительное расширение газа.

Представляет интерес приводной кривошипно-сухарный механизм, габариты которого по сравнению с кривошипно-шатунным механизмом значительно уменьшены. По обояме (ШХ15) игольчатого подшипника мотылевой шейки коленчатого вала (12ХН3А) скользят бронзовые (ВБ-24) сухари 6, на цилиндрические поверхности которых опираются пальцы (ШХ15) 7, охваченные ниже центральной оси вилками плунжеров (38ХА) 8. С каждой стороны пальца имеются цилиндрические расточки, образующие часть окружности, центр которой совпадает с осью мотылевой шейки коленчатого вала. В эти расточки вставлены кольца (12Х2Н4А) 1, с помощью которых удерживаются все пальцы и сухари. Продольный люфт колец ограничивается торцовыми поверхностями противовесов (12ХН3А) 2. При вращении механизма бронзовые сухари



Фиг. 69. Шестицилиндровый четырехступенчатый компрессор 480А.

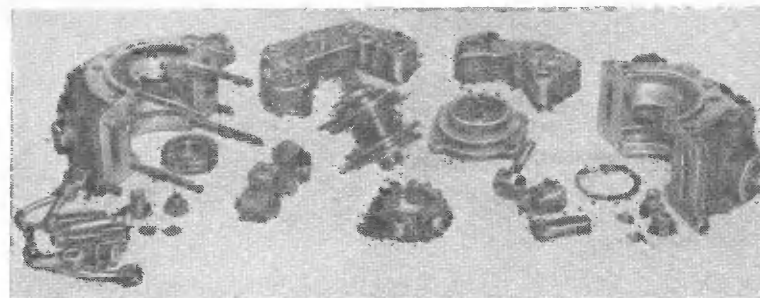


Фиг. 70. Конструкция компрессора 480А.

1—кольцо, 2—противовес, 3—обойма подшипника, 4—штуцер подвода воды, 5—терморегулятор, 6—бронзовый сухарь, 7—палец плунжера, 8—вилка плунжера.

скользят по обойме игольчатого подшипника 3, совершая качательное и возвратно-поступательное движение относительно соответствующих осей цилиндров, при этом их собственная ось симметрии всегда проходит через ось мотылевой шейки коленчатого вала. При вращении механизма плунжерные пальцы совершают возвратно-поступательное движение по осям соответствующих цилиндров и качательное движение относительно собственной продольной оси, причем ось симметрии пальцев (в поперечном сечении) всегда проходит через ось мотылевой шейки.

Вода, подводимая к штуцеру 4, омывает поверхности цилиндров и холодильников, обеспечивая охлаждение компрессора. Регулирование подачи воды в зависимости от ее температуры, определяемой режимом компрессора и температурой окружающей среды, осу-



Фиг. 71. Детали компрессора 480А.

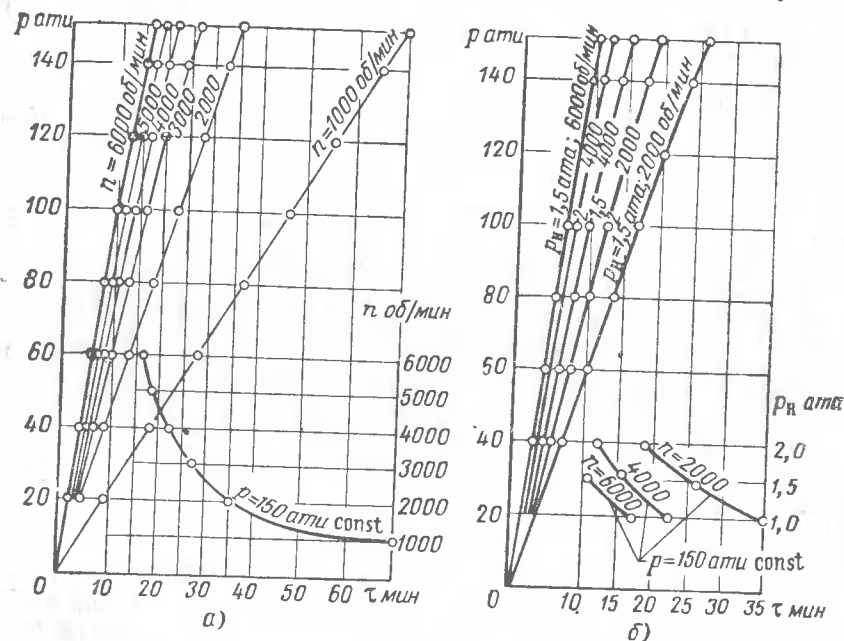
ществляется терморегулятором 5. Биметаллическая пружина терморегулятора, скручиваясь, изменяет проходное сечение на выходе, увеличивая или уменьшая проток охлаждающей жидкости. Масло МК-22, подведенное к фланцу компрессора под давлением 2—5 ати, проходит через сверления в картере и подводится в центральное отверстие коленчатого вала. На фиг. 71 показаны детали компрессора 480А.

Рассмотрим некоторые параметры, полученные при экспериментальных испытаниях компрессора 480А. Характеристики $p = f(\tau)$, показанные на фиг. 72, сняты на различных числах оборотов в условиях земли при засасывании компрессором атмосферного воздуха с давлением 1 ати. Компрессор охлаждался водой, подаваемой под давлением 10—11 ати, что соответствовало расходу 70 л/мин. Температура масла, подведенного под давлением 1,8—2 ати, поддерживалась в пределах 50—70°. Изменение времени наполнения 8-литровой емкости до давления 150 ати в зависимости от числа оборотов компрессора, т. е. кривая $\tau = f(n)$ на графике показана у правой оси ординат.

При том же объеме наполняемой емкости, тех же условиях охлаждения и смазки на фиг. 72, б построены характеристики $p = f(\tau)$, снятые при различных числах оборотов и различных давлениях на входе в I ступень компрессора. Изменение времени напол-

нения 8-литровой емкости до давления 150 ати в зависимости от давления наддува, т. е. кривые $\tau = f(p_H)$ на графике построены у правой оси ординат для 2, 4 и 6 тысяч оборотов в минуту.

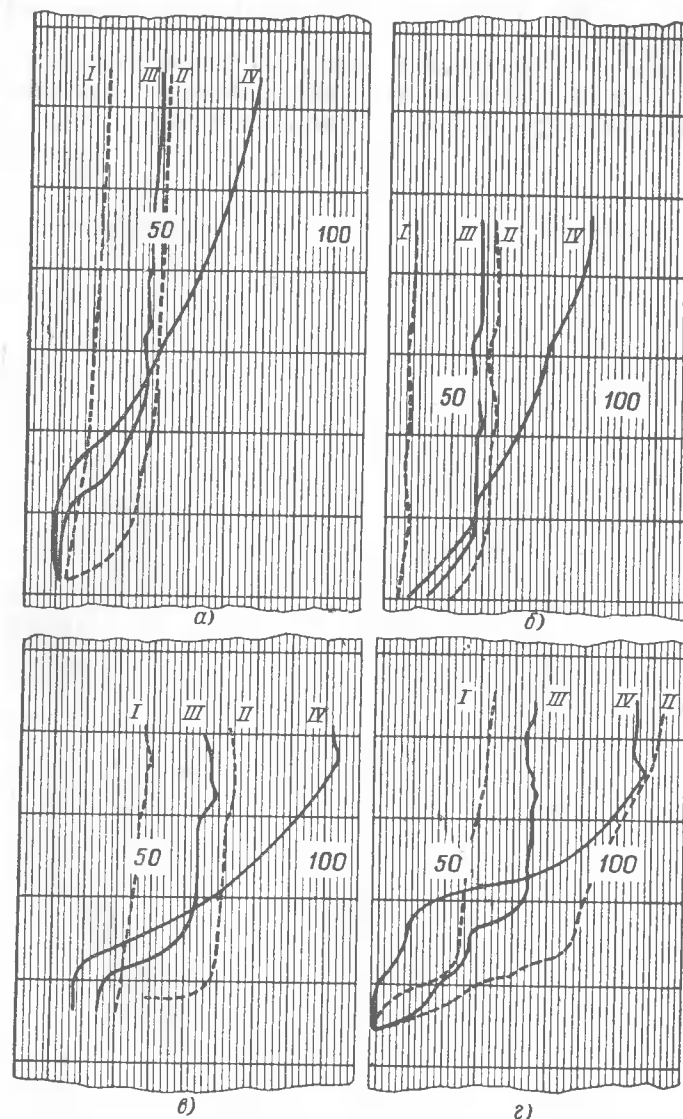
При снятии рассмотренных характеристик одновременно производилось измерение температур на выходных штуцерах I, II, III и IV ступеней компрессора. Осциллограммы температур записывались на ленте электронного потенциометра ЭПП-09. Результаты



Фиг. 72. Экспериментальные характеристики компрессора 480А.

а) $p=f(\tau)$ — изменение давления в 8-литровой емкости как функция времени работы компрессора (характеристики сняты при различных оборотах), б) $p=f(\tau)$ — изменение давления в 8-литровой емкости как функция времени работы компрессора (характеристики сняты при различных давлениях наддува).

записи показаны на фиг. 73. Начало кривых соответствует нулевому манометрическому давлению в 8-литровой емкости, конец — давлению, равному 150 ати. Температурные кривые, снятые на 2000 об/мин при давлении наддува 1,5 и 2 ата и снятые на 4000 об/мин при давлении наддува 1,5 ата, показывают закономерность в распределении температур по ступеням. Минимальную температуру имеет I ступень, далее температуры увеличиваются последовательно в III, II и IV ступенях. Несколько иначе распределяется температура при работе компрессора при 6000 об/мин с наддувом 1,5 ата. Как видно из графиков, максимальная температура 112° получена во II ступени. Здесь, так же как и при рассмотрении температурных характеристик, снятых на компрессоре АК-15Н, изменение температуры прогрева металлоконструкции не следует сравнивать с температурами газа в ступенях компрессора.

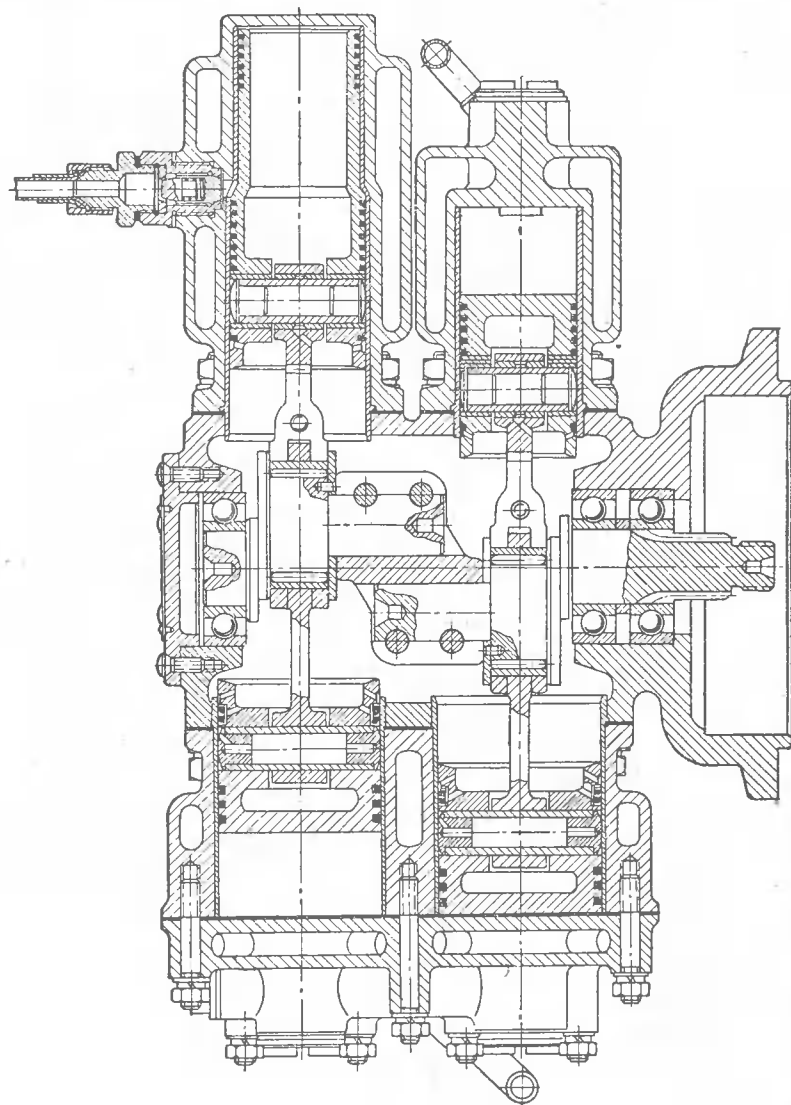


Фиг. 73. Осциллограммы температур выходных штуцеров компрессора 480А.

а — давление наддува $p_H = 1,5$ ата, $n = 2000$ об/мин, б — $p_H = 2$ ата, $n = 2000$ об/мин, в — $p_H = 1,5$ ата, $n = 4000$ об/мин, г — $p_H = 1,5$ ата, $n = 6000$ об/мин.

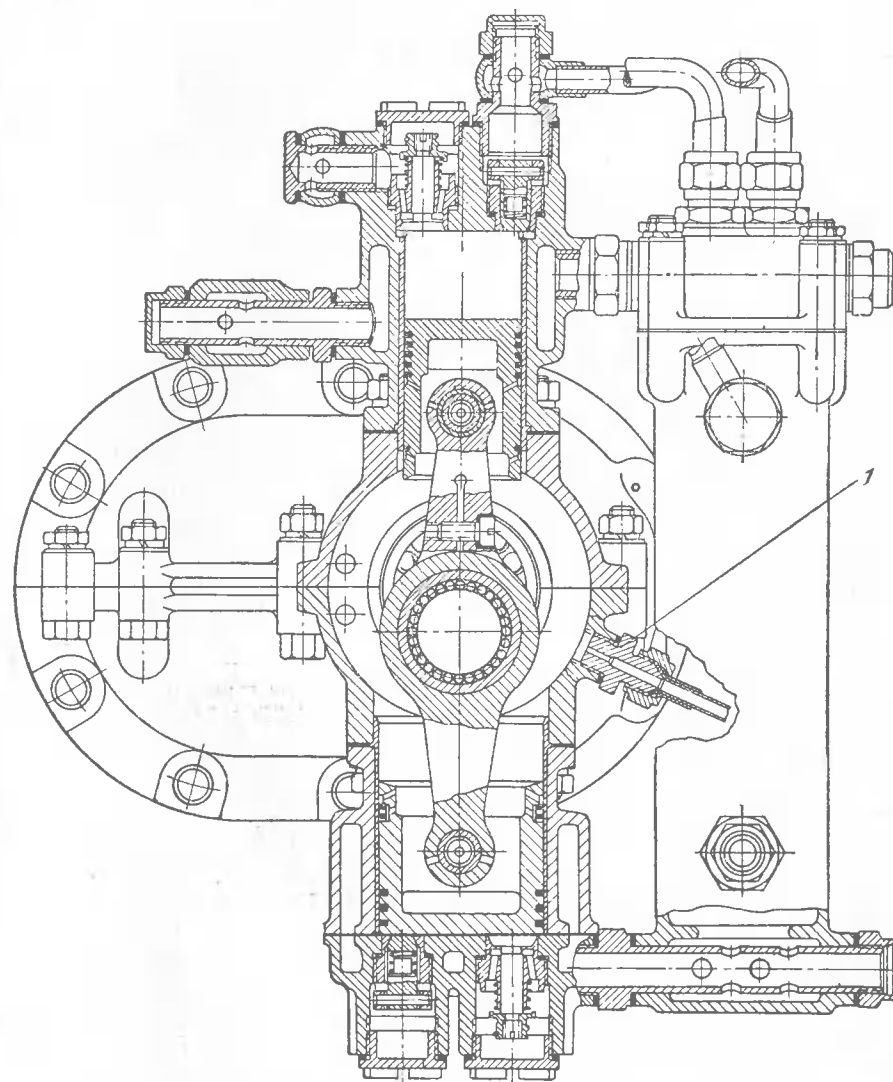
Конструкция двухрядного четырехцилиндрового трехступенчатого воздушного поршневого компрессора жидкостного охлаждения с межступенчатыми холодильниками, получившего индекс 207, показана на фиг. 74.

Компрессор с двумя цилиндрами I ступени диаметром 56 мм и цилиндрами II и III ступеней с диаметрами соответственно 40 и 42—46 мм (дифференциальный) при ходе поршней 30 мм и номи-



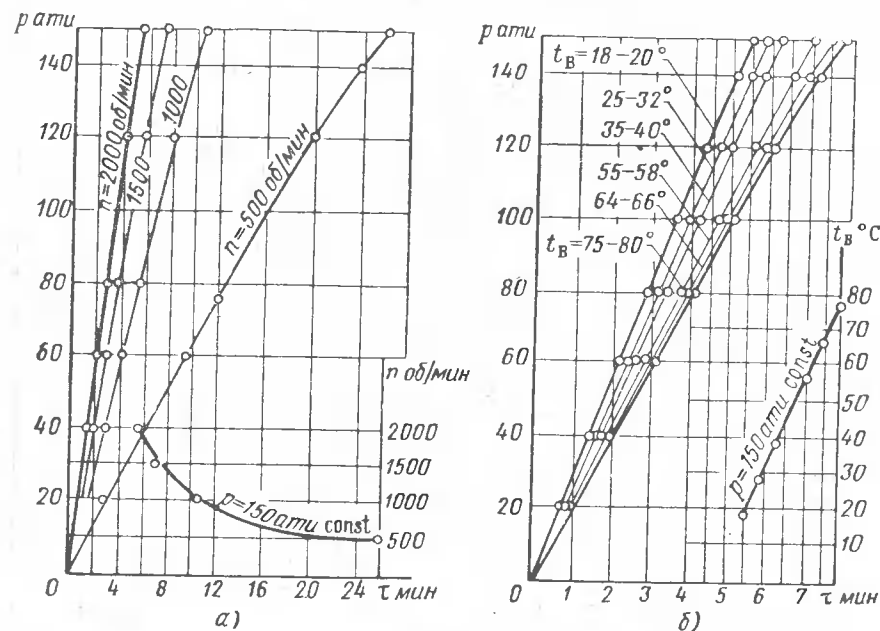
Фиг. 74. Конструкция четырехцилиндрового

нальном числе оборотов 2000 в минуту обеспечивает наполнение 8-литровой емкости от нулевого манометрического давления до давления 150 ати не более чем за 7 мин. Данные переменного режима работы соответствуют гарантийной производительности 10 м³/час или 167 л/мин, приведенной к 1 ата. Производительность подсчитана по условиям земли при всасывании атмосферного воздуха с давлением 1 ата.



трехступенчатого компрессора 207.

Конструкция компрессора ясна из чертежа (см. фиг. 74), применяемые материалы аналогичны ранее рассмотренным компрессорным машинам и здесь нет необходимости в подробном изложении этих вопросов. Заметим только, что клапаны компрессора изготовлены из стали 40ХНМА, а наружные и внутренние шатуны соответственно из стали 40ХНМА и бронзы БрЖ9-4. Компрессор эксплуатируется на масле МК-22, которое под давлением 0,3—0,5 ати, при температуре не более 90° подводится к штуцеру 1 и далее барбатируется на трущиеся поверхности механизма. Если невозмож-

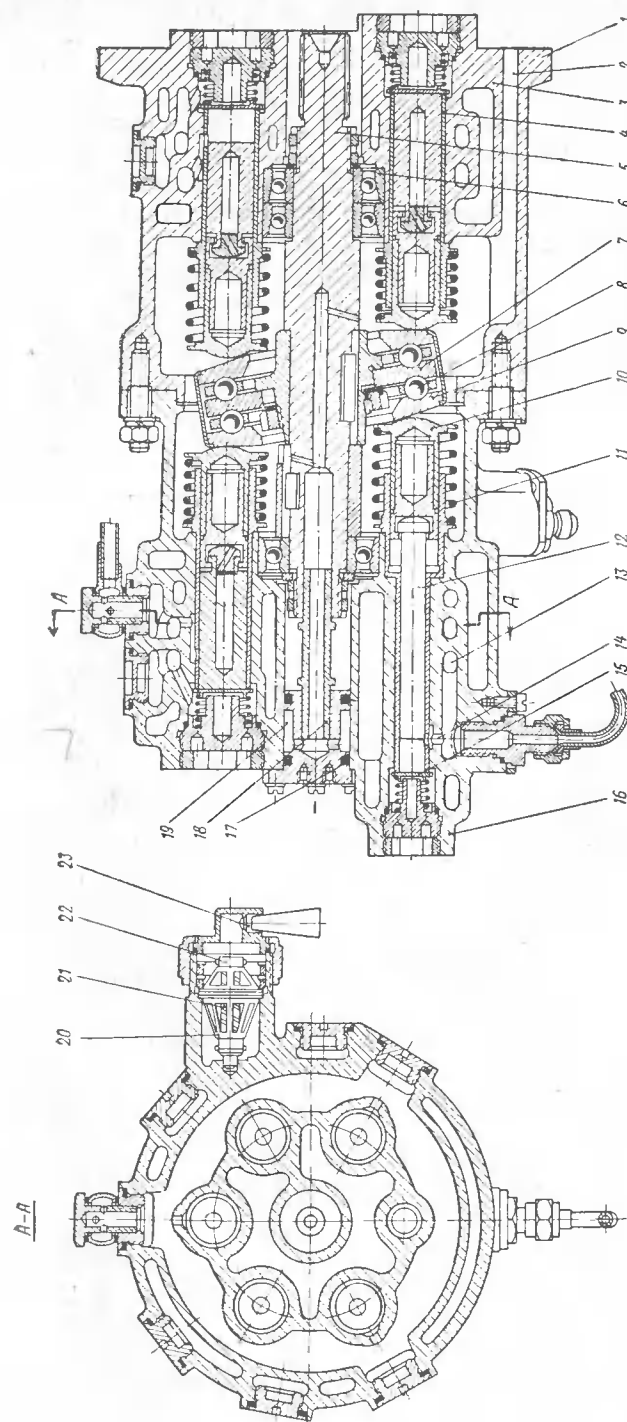


Фиг. 75. Экспериментальные характеристики компрессора 207.

а) $p=f(\tau)$ —изменение давления в 8-литровой емкости как функция времени работы компрессора (характеристики сняты при различных оборотах), б) $p=f(\tau)$ —изменение давления в 8-литровой емкости как функция времени работы компрессора (характеристики сняты при различных температурах охлаждающей воды).

но подвести масло от магистрали двигателя, компрессор смазывается от собственной системы. При этом масло подается масляным насосом, смонтированным на картере компрессора вместо задней крышки. Такой вариант сборки ПК получил индекс 207А. Компрессоры 207 и 207А предназначены для установки на наземных транспортных средствах в отсеках двигателя с повышенной температурой.

Рассмотрим некоторые экспериментальные характеристики, снятые на этих машинах при наполнении 8-литровой емкости. На фиг. 75, а показаны кривые $p=f(\tau)$, полученные при различных числах оборотов при засасывании атмосферного воздуха с давлением 1 ати. Компрессор охлаждался водой, температура которой

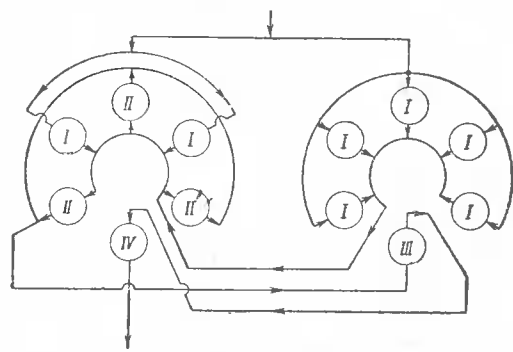


Фиг. 76. Компоновка двенадцатилитрового четырехтактного плунжерного компрессора с минимальным лобовым миделем.

1—крепёжный фланец, 2—канал слива масла, 3 и 16—передняя и задняя половинки картера, 4—гильза цилиндра, 5—приводной вал, 6—радиально-упорный подшипник, 7—косая шайба, 8—шарикопоршневый подшипник, 9—обойма подшипника, 10—крейцкопф, 11—пружина крейцкопфа, 12—плунжер, 13—воздушный канал, 14—окно цилиндра, 15—тарельчатый клапан, 17—уплотнение масляной полости, 18—плавающая втулка, 19—масляная полость, 20—заслонка терморегулятора, 21—биметаллическая пружина терморегулятора, 22—неподвижная опора, 23—отверстие выхода охлаждающей воды.

поддерживалась 35—40°. Экспериментальная кривая $\tau = f(n)$ показана у правой оси ординат.

Представляют интерес характеристики $p = f(\tau)$, снятые при различных температурах охлаждающей воды. Из этих характеристик, полученных при 2000 об/мин (см. фиг. 75, б), видно, что с увеличением температуры охлаждающей воды время наполнения 8-литровой емкости увеличивается, т. е. производительность компрессора снижается. Объяснить это можно как повышением температуры всасываемого воздуха при подогреве его металлоконструкцией компрессора, так и увеличенными пропусками воздуха вследствие



Фиг. 77. Схема воздушных каналов в компоновке компрессора, показанной на фиг. 76.

I, II, III и IV—ступени компрессора.

некоторого снижения вязкости масла. Экспериментальная характеристика $\tau = f(t)$, построенная у правой оси ординат, показывает линейную зависимость функции.

Интересно ознакомиться с проектом воздушного многоплунжерного компрессора, изображенного на фиг. 76. При заданной производительности компрессор имеет минимальный лобовой мидель. Это требование, продиктованное перегрузкой агрегатной коробки ТРД, было основным при решении компоновки. 12 цилиндров компрессора (11 из них имеют одинаковый диаметр) соединены литейными каналами, образующими воздушный коллектор, схема которого показана на фиг. 77. В цилиндрических расточках противоположно расположенных алюминиевых картеров 3 и 16 (см. фиг. 76) впрессованы стальные гильзы 4. При вращении приводного вала 5, укрепленного на трех радиально-упорных подшипниках 6, вращается косая шайба 7. На шайбе смонтированы шарикоупорные подшипники 8, закрепленные обоймами 9. Плоскости обойм скользят по шарообразным поверхностям крейцкопфов 10, шарнирно соединенных с плунжерами 12. При движении, например, плунжера IV ступени воздух из канала 13 через окна 14 засасывается в цилиндр, сжимается и через щель пластинчатого клапана 15 выталкивается в литейный канал. Обратное движение

плунжера осуществляется давлением газа, расширяющегося из мертвого пространства ступени и силой пружины 11. Охлаждение компрессора — водяное. Количество циркулирующей воды регулируется терморегулятором 22. Смазка, подведенная к торцовой поверхности крепежного фланца 1 по сверлениям в картере, попадает в полость 19 и через плавающую втулку 18 подводится во внутренние сверления коленчатого вала. Отработанная смазка сливается из канала 2. Крепление компрессора осуществляется клиновидным хомутом, сжимающим конусы двух стыкуемых фланцев.

Возможно привести также и ряд других интересных конструктивных схем поршневых компрессорных машин¹, устанавливаемых на летательных аппаратах, однако объем книги ограничивает нас в этом.

¹ Б. М. Рыжов, Авторское свидетельство № 65514, Класс 46а⁹, 7, Приоритет 18 февраля 1944 г.

Глава девятая

РАЗВИТИЕ ВОЗДУШНЫХ ПОРШНЕВЫХ (ПЛУНЖЕРНЫХ) КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН С ПРИВОДОМ ОТ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

В послевоенный период широкое распространение получили конструкции автономных малогабаритных воздушных плунжерных электроприводных компрессорных машин, предназначенных для компримирования и подачи воздуха к подвижным потребителям. В тех случаях, когда потребители вращаются относительно своей оси или перемещаются по любой траектории, подвод сжатого воздуха от централизованной емкости летательного аппарата приводит к чрезмерно усложненной конструкции соединений и тогда к наиболее целесообразным решениям следует отнести установку ПК непосредственно на движущемся потребителе. В этом случае компрессор приводится от собственного электродвигателя и, имея собственную систему смазки и охлаждения, обеспечивает полную автономность в работе. Недостатком такой установки является отсутствие наддува, поскольку подвод воздуха, например, гибким шлангом, также приводит к чрезмерному усложнению конструкции, и для обеспечения высотности в электроприводных ПК более выгодно предусматривать различные комбинированные способы регулирования производительности.

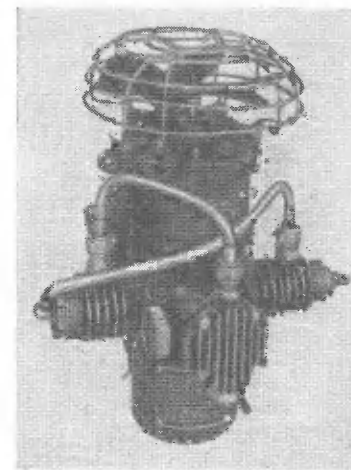
Плунжерные электроприводные компрессоры с межступенчатым регулированием

Компоновка компрессора, выполненная с верхним вертикальным расположением электродвигателя по схеме вентилятор—двигатель—компрессор—маслонасос, выгодно отличается от других вариантов возможностью размещения межступенчатых трубопроводов по корпусу двигателя и развития их витков в наиболее эффективном участке потока воздуха, нагнетаемого вентилятором. Это обеспечивает большой съем тепла при прохождении газа по трубопроводам и позволяет эксплуатировать компрессор в окружающей среде с сравнительно высокой температурой. В компрессоре, выполненном по такой конструктивной схеме, исключается также вероятность закупорки трубопровода замерзшим конденсатом при остановке его в среде с отрицательной температурой. В этом случае, т. е. при верхнем расположении межступен-

чатых трубопроводов, конденсат стекает в сторону цилиндров, и ледяные пробки, находящиеся в непосредственной близости от ступеней, оттаивают в первые минуты работы в результате соприкосновения с горячим воздухом, вытолкнутым из ступеней компрессора. Преимущество рассматриваемой схемы электроприводного компрессора заключается и в возможности надежной изоляции электродвигателя от смазывающей жидкости, поскольку в этой схеме масляный резервуар komponуется в нижней части конструкции.

Один из электроприводных компрессоров, выполненный по рассмотренной схеме, показан на фиг. 78. Это трехцилиндровый трехступенчатый воздушный плунжерный компрессор КПВ1Б с диаметрами цилиндров I, II и III ступеней, равными соответственно 31,8; 14,5 и 4,8 мм. При величине рабочего хода плунжеров I и II ступеней 9,5, а III — 9,1 мм и при изменении числа оборотов от 5000 до 4500 в минуту компрессор обеспечивает наполнение 3-литровой емкости от нулевого манометрического давления до давления 55 атм не более чем за 18 мин. Полный ход плунжера центрального шатуна равен 12,8 мм. Данные переменного режима работы компрессора соответствуют гарантийной производительности 0,55 м³/час или 9,2 л/мин, приведенной к 1 ата. Производительность обеспечивается при работе компрессора в окружающей среде с нормальной температурой, засасывании воздуха с давлением 1 ата и напряжении в электросети 27 в. Компрессор снабжен вентилятором для обдува внешних и внутренних поверхностей электродвигателя, межступенчатых трубопроводов и цилиндров. Скорость обдувающего воздуха, измеренная непосредственно под вентилятором, равна 7 м/сек, а скорость воздуха, измеренная в верхней плоскости цилиндров, — 3,5 м/сек. Собственная система смазки, способы регулирования и автоматические устройства включения и выключения обеспечивают полную автономность в работе.

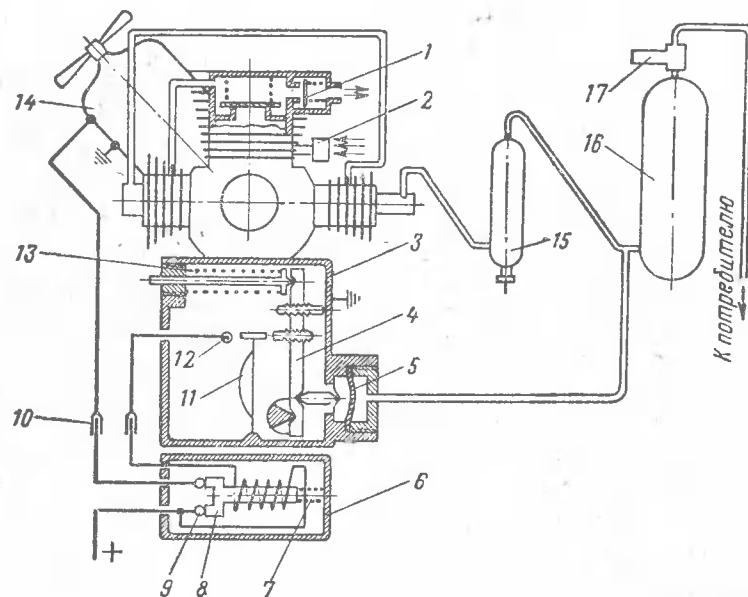
При подъеме на высоту вследствие уменьшения атмосферного давления производительность компрессора, а следовательно, и потребляемая мощность уменьшаются. Для выравнивания высотных характеристик производительности, а следовательно, и потребляемой мощности применяются два способа регулирования: 1) регулирование перепуском части сжатого воздуха через высотный клапан I ступени, осуществляемое до высоты 9800 м; 2) регулирование увеличением числа оборотов серийного электро-



Фиг. 78. Трехцилиндровый трехступенчатый электроприводной компрессор КПВ1Б.

двигателя с 5000—4500 в условиях земли до 9500—9000 в условиях высоты 12 000 м.

Как видно из схемы, изображенной на фиг. 79, воздух засасывается через фильтр 2, сжимается в I ступени до давления 1,1—1,2 ати, т. е. до давления регулировки высотного клапана 1, и передается во II и III ступени, где сжимается до давления включения автомата 56—65 ати. Из компрессора воздух поступает в фильтр маслоотделитель 15 и аккумулируется в емкости 16.



Фиг. 79. Схема установки компрессора КПВ1Б.

1—высотный клапан, 2—фильтр I ступени, 3—пневмоавтомат, 4—рычаг, 5—мембрана, 6—промежуточное реле, 7—пружина сердечника, 8—сердечник соленоида, 9—контакты, 10—штепсельный разъем, 11—упругий переключатель, 12—контакт, 13—пружина рычага, 14—электродвигатель, 15—фильтр-маслоотделитель, 16—наполняемый баллон, 17—предохранительный клапан.

Автоматизация запуска и остановки компрессора осуществляется пневмоавтоматом 3 и промежуточным реле 6 (ЭР-С625). Воздух из баллона подводится к мембране 5, которая прогибается и давит через рычаг 4 на упругий переключатель 11. При достижении давления 56^{±9} ати контакты 11 и 12 замыкаются, ток проходит через обмотку реле на массу, втягивает сердечник соленоида 8 и прерывает питание электродвигателя 14. При снижении давления до 45 ати пружина 13 размыкает контакты 11, 12, а пружина 7 перемещает сердечник 8 и, замыкая контакты 9, включает электродвигатель. Пневмоавтомат закреплен на корпусе электродвигателя, промежуточное реле присоединяется через штепсельный разъем 10. При подогреве воздуха в баллоне теплом окружающей среды, например, при пикировании летательного аппарата, избы-

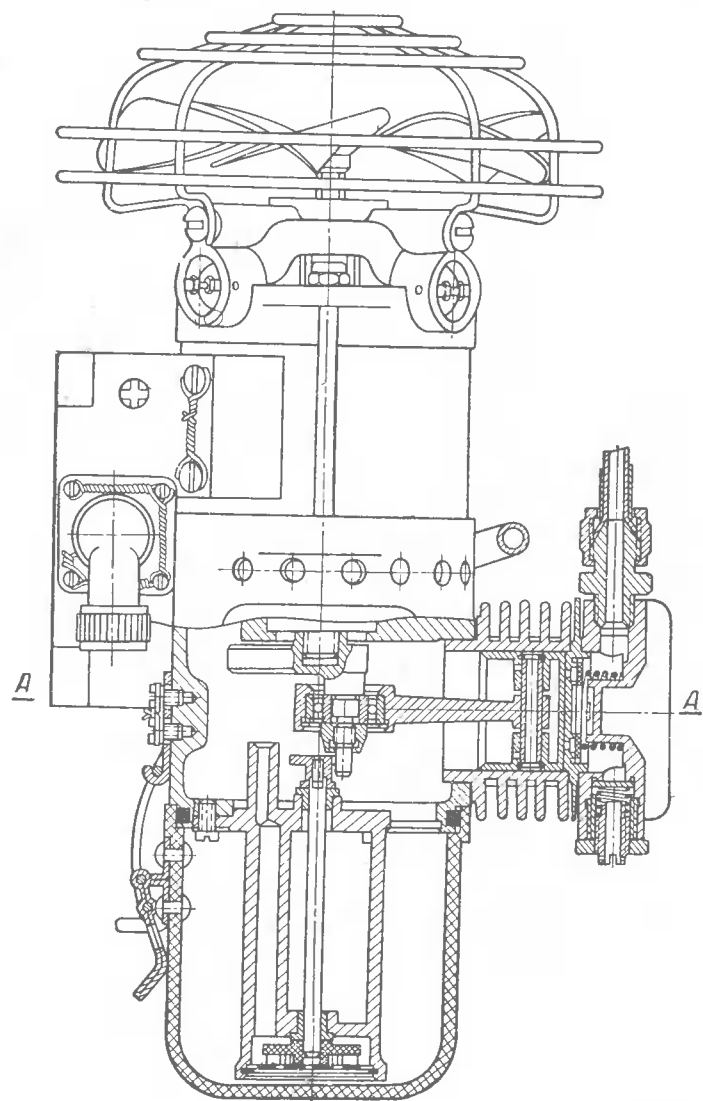
точное давление стравливается через предохранительный клапан 17. Электродвигатель Д-340 постоянного тока серийного возбуждения открытого исполнения с номинальной мощностью на валу 340 вт включается в однопроводную электросеть с напряжением 27 в.

При рассмотрении конструкции компрессора КПВ1Б, показанной на фиг. 80, следует остановиться на некоторых конструктивных упрощениях, которые были возможны при малых размерах компрессора. Как видно из фигуры, коленчатый вал (12ХНЗА) компрессора не имеет собственных опор, его консольное крепление осуществлено на резьбе носка вала двигателя, и поршневые усилия воспринимаются нижним шарикоподшипником электродвигателя. Корпус электродвигателя состоит из центральной стальной трубы, соединенной с верхним щитом и нижним картером, которые изготовлены из магниевого сплава МА4. На картере крепятся цилиндры компрессора. Цилиндры I и II ступеней изготовлены из чугуна СЧ21-40, а плунжер III ступени из стали 9Х. Линейное расширение таких пар практически не изменяет диаметральных зазоры и обеспечивает надежную работу в интервале температур окружающей среды от +50 до -55°. Рабочие поверхности плунжеров хромированы (0,04—0,06 мм) и шлифованы по 9-му классу чистоты. Зеркала цилиндров притерты. Такая чистота обработки рабочих поверхностей плунжерных пар дает возможность надежно удерживать масляную пленку и исключить сухое трение, связанное с возможным надиром зеркал цилиндров.

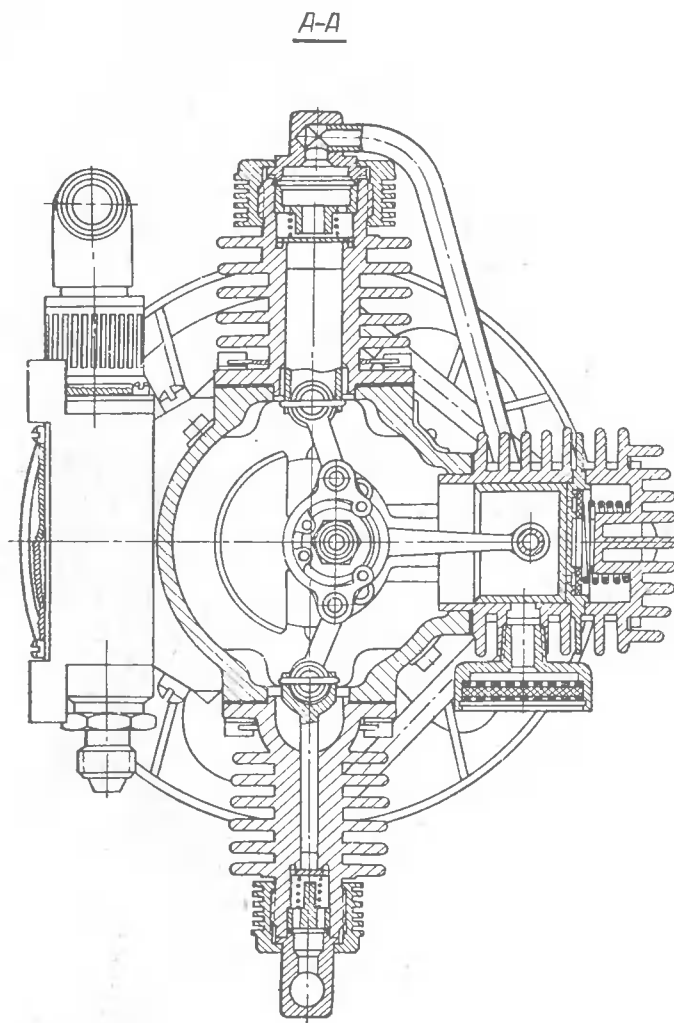
Интересно остановиться на конструкции кривошипно-шатунного механизма, все шатуны которого изготовлены из бронзы БрАЖ9-4. Это дало возможность исключить бронзовые втулки и монтировать стальные (9ХФ) пальцы непосредственно в головках шатунов. Не совсем обычный конструктивный прием фиксации плунжерных пальцев на II и III ступенях, выполненный с помощью разрезных пружинных стальных (У8А) колец, фиксированных в цилиндрических проточках плунжеров и торцовых проточках пальцев. Пальцы нижних головок прицепных шатунов закреплены общим пружинным замком.

Пластинчатый клапан I ступени из текстолита ПТК работает по дуралюминовому седлу Д1-Т, остальные клапаны из нержавеющей стали 4Х13 работают по чугунным седлам. Воздух, пропущенный из ступеней в картер компрессора, проходит центробежный масляный сепаратор и через дренажные отверстия, расположенные в нижней части корпуса электродвигателя, суфлируется в атмосферу.

Масло ЦИАТИМ-1М из нижнего волокнистого подвесного резервуара подается центробежной полузакрытой волокнистой крыльчаткой масляного насоса и барбанируется на трущиеся поверхности кривошипного механизма и зеркала цилиндров. Запас масла в компрессоре пополняется через каждые 5 час работы, а через 20 час масло заменяют. Абсолютный расход масла в зависимости от температуры окружающей среды колеблется от 4 до



Фиг. 80. Конструкция



компрессора КПВ1Б.

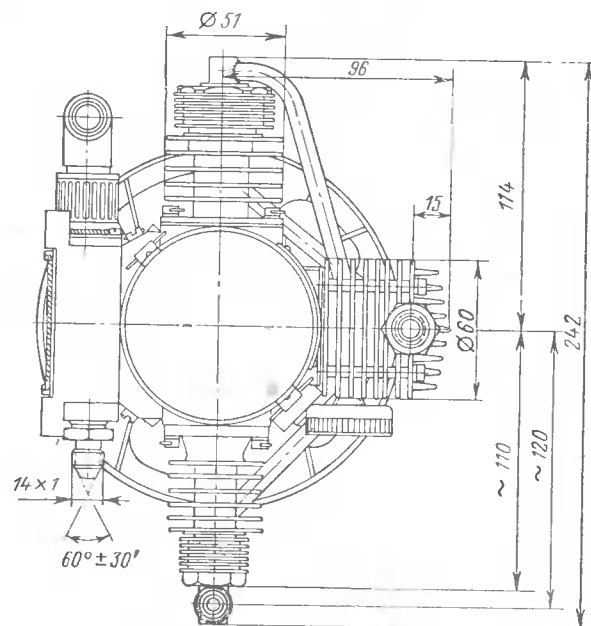
10 Г/час. Большой расход соответствует повышенным температурам, при которых процесс выпадения осадков из масла происходит наиболее интенсивно. Съем масляного резервуара возможен при 80-миллиметровом зазоре, предусмотренном под компрессором. При наполнении 3-литровой емкости и последующих подкачках компрессор может непрерывно работать в течение 1 ч 20 м, после чего его следует охладить до температуры окружающей среды. Указанный режим обеспечивается в окружающей среде с положительной температурой при засасывании воздуха с давлением 1 ата. При отрицательных температурах продолжительность непрерывной работы компрессора может быть увеличена до 1 ч 40 м, а в условиях потолка — до 2 час. Здесь не указаны кратковременные перерывы, предусмотренные инструкцией. Общий ресурс работы при соблюдении указанных режимов 80 час. Сухой вес компрессора с электродвигателем — 5 кг, вес промежуточным реле — 5,6 кг. Габаритный чертеж и детали компрессора показаны на фиг. 81 и 82.

Изменение давления в 3-литровой емкости в зависимости от времени работы, а также изменение и других основных параметров, характеризующих работу электроприводного компрессора КПВБ, показаны на фиг. 83, а. По оси абсцисс отложено время τ в минутах, а по оси ординат давление в баллоне p в ати, сила тока I в амперах, число оборотов n в минуту, температура корпуса электродвигателя t_a и температура головки цилиндра I ступени компрессора t_k в °С. Характеристики p , I , n , t_a и $t_k = f(\tau)$ сняты при работе компрессора в окружающей среде с нормальной температурой, засасывании воздуха с давлением 1 ата, перепуске воздуха через высотный клапан I ступени и напряжении в электросети 27 в. Рассматривая кривые, заметим, что характеристика $p = f(\tau)$ близка к гарантийной характеристике производительности, когда при работе компрессора в окружающей среде с нормальной температурой обеспечивается наполнение 3-литровой емкости до давления 55 ати за 18 мин. В действительности большинство компрессорных машин имеют несколько лучшие показатели, а некоторые из них при указанных условиях обеспечивают наполнение 3-литровой емкости за 13 мин. Продолжая рассматривать изменение кривых, остановимся на характеристике нагрузки $I = f(\tau)$. При монотонном возрастании эта кривая не имеет экстремума на участке рабочего режима, и, следовательно, характеристика оборотов серийного электродвигателя $n = f(\tau)$ убывает также, не достигая экстремума $\min$. Если температура корпуса электродвигателя, измеренная под индексной этикеткой в конце наполнения 3-литровой емкости устанавливается постоянной и равной 105°, то температура головки I ступени компрессора, достигая в конце наполнения емкости 95°, продолжает возрастать. Именно этим следует объяснить ограниченность непрерывной работы компрессора. С увеличением времени непрерывной работы и, следовательно, с возрастанием температуры цилиндров компрессора процесс выпадения осадков из смазывающей жидкости

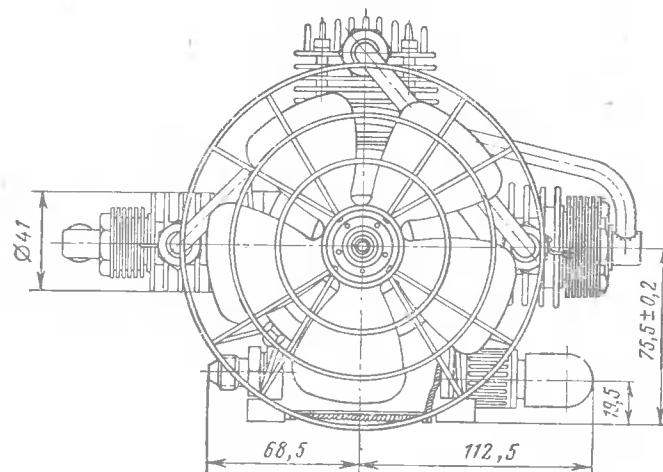
прогрессирует, что в большинстве случаев приводит к заклиниванию плунжера III ступени и обрыву шатуна силой инерции маховых масс. Сигнализацию, предупреждающую эту аварию, возможно видеть в возрастании токовой характеристики, поскольку при выпадении осадков из смазывающей жидкости работа трения в плунжерной паре увеличивается.

При монтаже цилиндров компрессора на корпусе электродвигателя снять с компрессора характеристику крутящего момента невозможно. Представление о мощности, потребляемой компрессором в этом случае, можно получить только по токовой характеристике, располагая при этом переменной величиной КПД электродвигателя. Определить величину крутящего момента возможно также и из характеристик электродвигателя, при снятии которых вал двигателя загружается тормозным моментом в условиях стенда. Эти характеристики, снятые в условиях испытания компрессора, показаны на фиг. 83, б. Здесь по оси абсцисс отложен тормозной (крутящий) момент на валу в кг·см, а по оси ординат КПД электродвигателя η , выходная мощность N_2 в ваттах, число оборотов n в минуту и сила тока I в амперах. При совмещении токовых характеристик, снятых при испытании компрессора и электродвигателя, можно определить граничные значения крутящего момента.

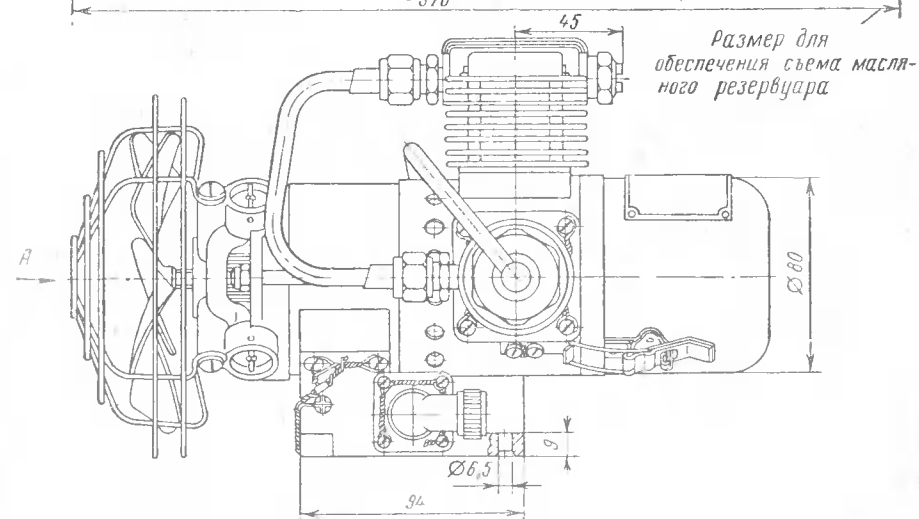
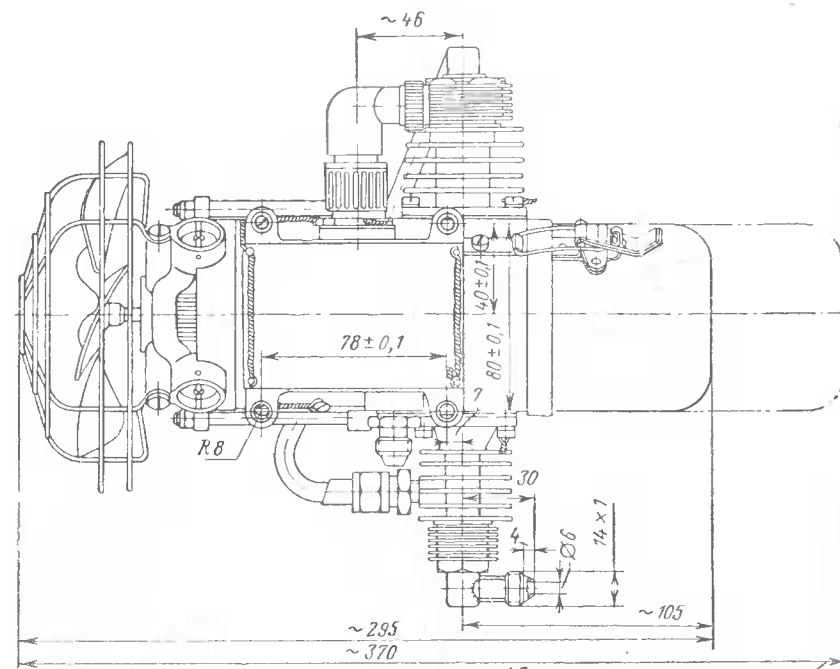
Следует остановиться на рассмотрении характеристик времени наполнения 2-литровой емкости, показанных на фиг. 84. Здесь две характеристики, изображенные слева сплошными линиями, сняты в условиях земли при температуре всасываемого воздуха и окружающей среды соответственно +15 и —55°. В этих условиях высотный клапан I ступени открыт, а напряжение в электросети было равно 27 в. Характеристика, изображенная справа сплошной линией, снята при работе компрессора в термобарокамере с разрежением, соответствующим высоте 12000 м, при температуре —55°. В этом случае высотный клапан I ступени закрыт, а напряжение в сети также равно 27 в. Характеристики, показанные пунктиром, получены в тех же условиях при напряжении в сети 22 в. Сделаем некоторые пояснения к характеристикам. Увеличение времени наполнения емкости в условиях земли при температуре окружающей среды —55° объясняется снижением числа оборотов серийного электродвигателя, полученным вследствие увеличения вязкости масла и, следовательно, увеличенной работы трения. Увеличение времени наполнения в условиях высоты при температуре окружающей среды —55° объясняется, главным образом, резко пониженным давлением всасываемого воздуха, равным на высоте 12000 м 0,1969 ата. Сниженное давление в какой-то степени компенсируется увеличением числа оборотов серийного электродвигателя и герметизацией воздуха в высотном клапане I ступени. Однако, как видно из характеристик, эти факторы не имеют преобладающего значения. Медленное наполнение емкости, наблюдаемое в первые минуты работы компрессора при отрицательной температуре окружающей среды, объяс-



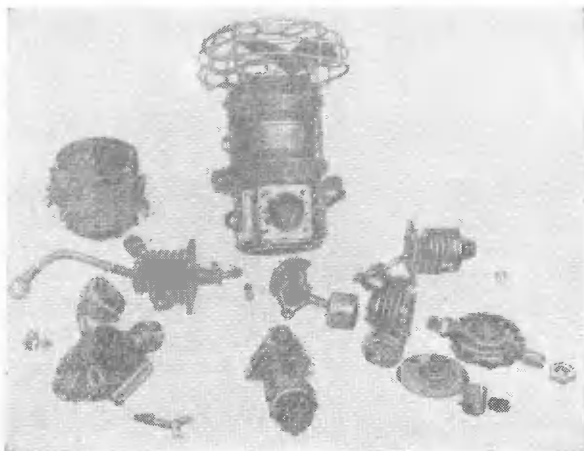
Вид А



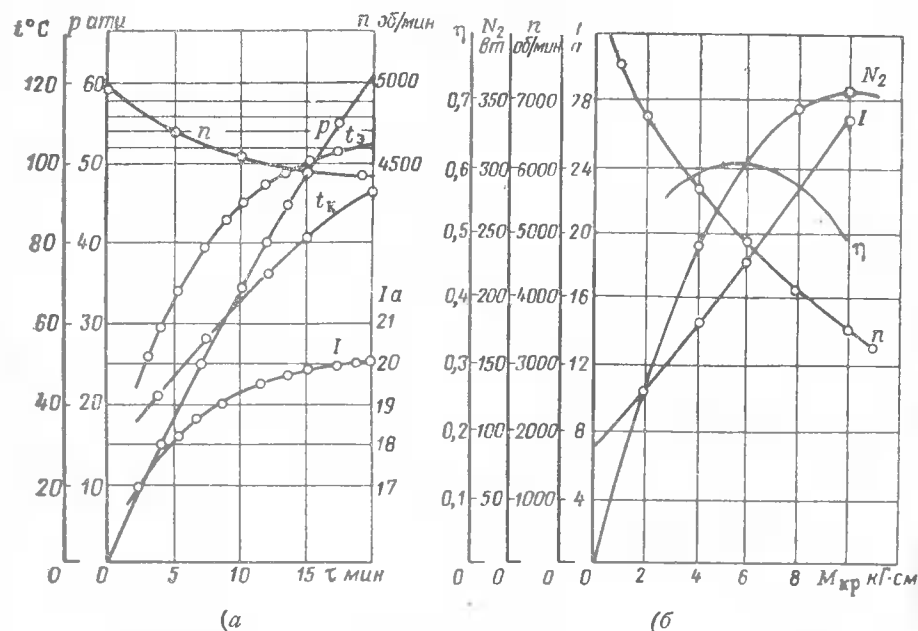
Фиг. 81. Габаритный чертеж



компрессора КПВ1Б.



Фиг. 82. Детали компрессора КРВ1В.

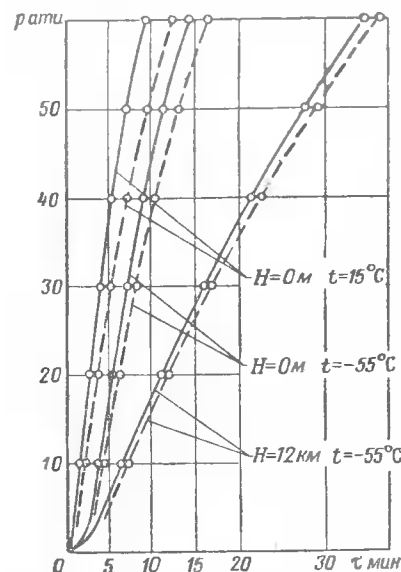


Фиг. 83. Экспериментальные характеристики компрессора КРВ1В и электродвигателя Д-340.

а) p , I , n , t_k , $t_g = f(\tau)$ — соответственно изменение давления в емкости, силы потребляемого тока, числа оборотов, температуры головки I ступени компрессора и температуры корпуса электродвигателя как функция времени наполнения 3-литровой емкости, б) N_2 , I , n , $\eta = f(M_{kp})$ — соответственно изменение выходной мощности, силы потребляемого тока, числа оборотов и КПД электродвигателя, как функция величины тормозного момента на валу.

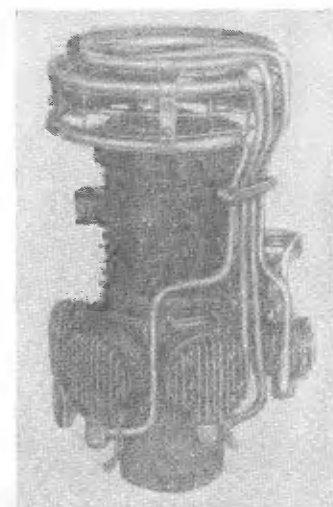
няется малым числом оборотов серийного электродвигателя, поскольку в этом случае мощность трения из-за большой вязкости охлажденного масла увеличена. После 2—3 мин работы компрессор прогревается, вязкость масла снижается и электродвигатель выходит на нормальный режим.

Наряду с развитием конструкции компрессора КРВ1В создавалась конструкция компрессора с повышенной производительностью, давлением и высотой. Это — шестицилиндровый



Фиг. 84. Экспериментальные характеристики изменения давления в 2-литровой емкости в зависимости от времени работы компрессора КРВ1В.

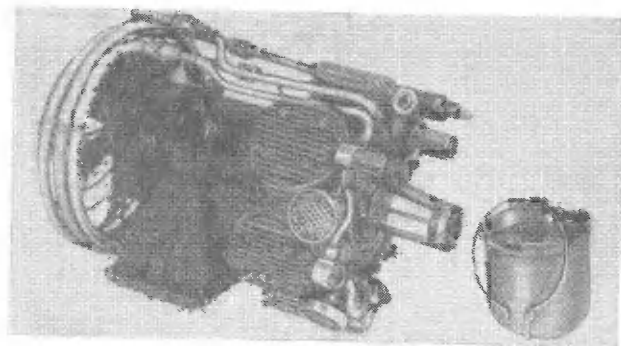
Сплошные линии — напряжение в сети 27 в. Пунктирные линии — напряжение в сети 22 в.



Фиг. 85. Шестицилиндровый четырехступенчатый электроприводной компрессор КРВ2.

четырёхступенчатый воздушный плунжерный электроприводной компрессор КРВ2 (фиг. 85 и 86) с тремя цилиндрами I ступени диаметром 35 мм и цилиндрами II, III и IV ступеней с диаметрами соответственно 30, 12 и 4,7 мм. При величине рабочего хода плунжеров I и II ступеней 12 мм, а III и IV ступеней 13,5 мм и при изменении числа оборотов от 4600 до 4000 в минуту компрессор обеспечивает наполнение 3-литровой емкости от нулевого манометрического давления до давления 74 ати за время не более чем за 12 мин. Полный ход плунжера центрального шатуна равен 15 мм. Данные переменного режима работы соответствуют гарантийной производительности 1,1 м³/час или 18,5 л/мин, приведенной к 1 ата. Производительность обеспечивается при работе компрессора в окружающей среде с нормальной температурой при засасывании воздуха с давлением 1 ата и напряжением в электросети 27 в.

Схема компрессора аналогична схеме компрессора КПВ1Б с той лишь разницей, что компрессор КПВ2 имеет два перепускных высотных клапана, а передача усилия на выключатель электродвигателя осуществляется трубкой Бурдона. Последнее позволило получить более точную регулировку автоматического включения и выключения. Первый высотный клапан компрессора КПВ2, расположенный на межступенчатом трубопроводе I и II ступеней, отрегулирован на давление перепуска 1,1—1,2 *ата*; второй высотный клапан, расположенный на межступенчатом трубопроводе II и III ступеней — на давление 4,6—4,7 *ата*. При такой регулировке клапанов обеспечивается расчетная высотность компрессора до 15 000 м.



Фиг. 86. Компрессор КПВ2 со снятым масляным резервуаром.

Электродвигатель Д-950 постоянного тока серийного возбуждения открытого исполнения с номинальной мощностью на валу 950 *вт* включается в однопроводную бортовую электросеть с напряжением 27 *в*. Включение и выключение электродвигателя осуществляется переключателем давления ПДЭ и контактной коробкой КРД-3. В зависимости от условий эксплуатации переключатель давления регулируется на давление выключения 56^{+8} или 80^{+5} *ати* и давления включения соответственно 45 и 60 *ати*.

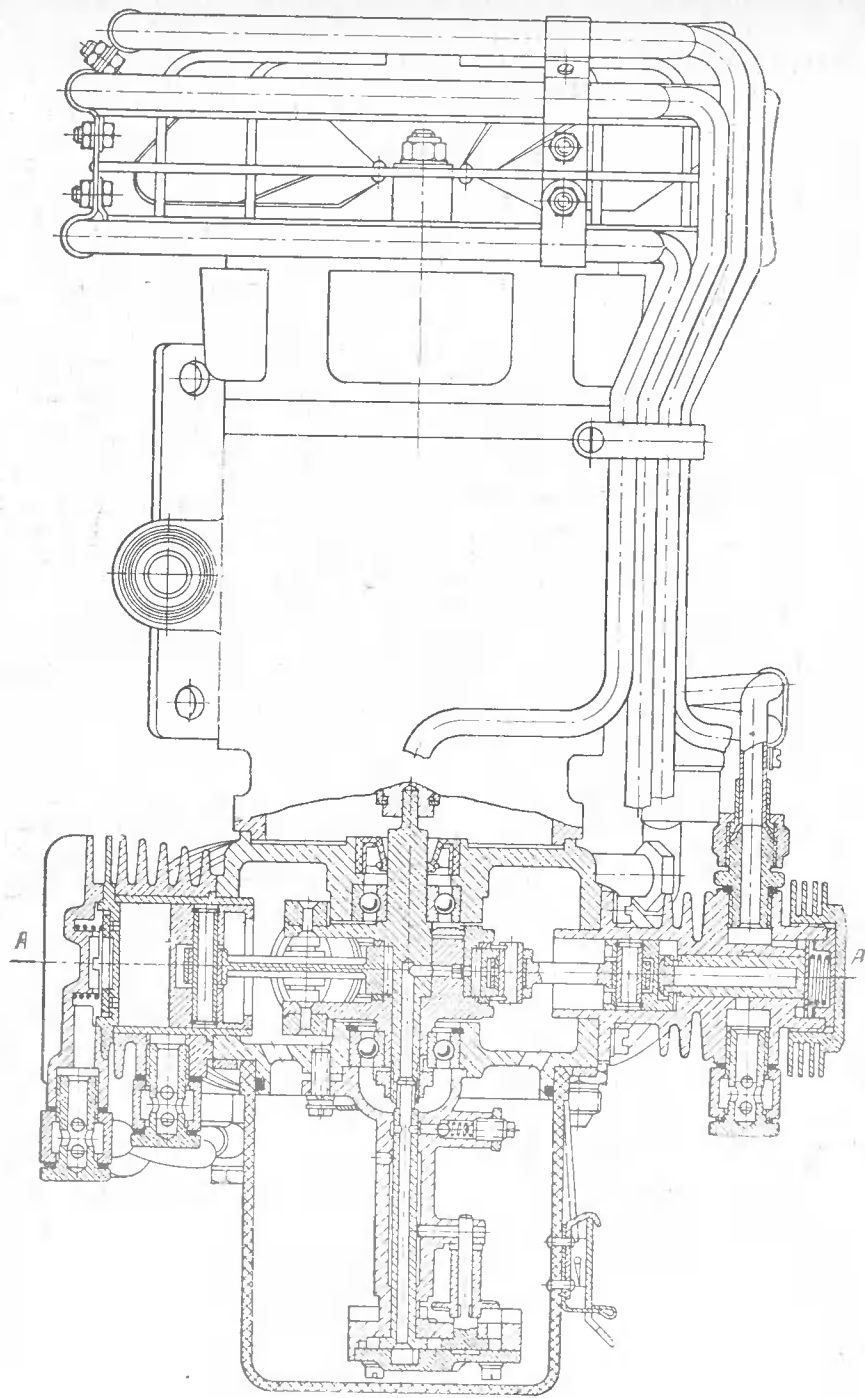
Увеличенные размеры компрессора КПВ2 заставили отказаться от ряда конструктивных упрощений, допущенных в компрессоре КПВ1Б, и максимально приблизить компоновку машины к нормальной звездообразной схеме с кривошипно-шатунным механизмом. Конструкция компрессора независима от конструкции электродвигателя, что позволило упростить механическую обработку собственного картера и дало возможность при необходимости проверить термодинамические характеристики компрессора непосредственно на стендовом приводе.

Конструкция компрессора КПВ2 показана на фиг. 87. Алюминевый (АЛ5) картер имеет разъем по плоскости цилиндрической группы. В картере на шарикоподшипниках монтируется коленчатый

вал (12ХН3А), состоящий из двух эксцентрично соединенных половин, затянутых по оси вращения. Полость картера изолирована от полости электродвигателя резиновой армированной манжетой. Цилиндры компрессора и плунжеры I и II ступени изготовлены из чугуна СЧ21-40, плунжеры и крейцкопфы III и IV ступеней — из стали 38ХА. В цилиндры первых двух ступеней запрессованы стальные (38ХМЮА) гильзы. Линейное расширение таких пар сохраняет диаметральный зазор и обеспечивает нормальную работу в интервале температур окружающей среды от +50 до —60°. Нижние головки стальных (12ХН3А) прицепных шатунов соединены с неподвижно закрепленными пальцами нижней головки стального центрального шатуна. Пластинчатые текстолитовые клапаны I и II ступеней работают по дуралюминовым седлам, а пластинчатые стальные клапаны III и IV ступеней по чугунным. Картер компрессора дренажируется с атмосферой через суфлер.

Масло ЦИАТИМ -1М или ОКБ-122-16, заливаемое в алюминиевый подвесной резервуар, подается шестеренчатым насосом в канал кривошипно-шатунного механизма, смазывает игольчатый подшипник центрального шатуна и далее барбатируется на трущиеся поверхности приводного механизма и зеркала цилиндров. Запас масла в компрессоре пополняется через каждые 5 *час* работы, а через 50 *час* масло заменяют. Съем масляного резервуара возможен при 110-миллиметровом зазоре под компрессором. Для более интенсивного охлаждения воздуха при передаче его между ступенями латунные трубопроводы компрессора протянуты к вентилятору электродвигателя. При наполнении 3-литровой емкости и последующих подкачках компрессор может непрерывно работать в течение 25 *мин*, после чего его необходимо охладить. При этом режиме имеется в виду работа компрессора в условиях земли с положительной температурой окружающей среды. В условиях отрицательных температур окружающей среды продолжительность непрерывной работы может быть увеличена до 30 *мин*, а в условиях расчетной высоты — до 45 *мин*. Здесь не указаны промежуточные кратковременные перерывы, предусмотренные инструкцией. Сухой вес компрессора с электродвигателем — 13,5 *кг*. Вес переключателя давления ПДЭ, контактной коробки КРД-3 и маслоотстойника ФТ1 — 2 *кг*. Габаритный чертеж компрессора показан на фиг. 88.

Экспериментальные характеристики p , I и $n=f(\tau)$, снятые с компрессора КПВ2 в условиях земли (сплошные линии) и в условиях высоты (пунктирные линии), приведены на фиг. 89, а. Земные характеристики сняты при работе компрессора в окружающей среде с нормальной температурой, всасывании воздуха с давлением 1 *ата*, открытых высотных клапанов I и II ступеней и напряжении в электросети 27 *в*. Высотные характеристики сняты в тех же условиях при всасывании атмосферного воздуха с давлением 0,1226 *ата* и закрытых высотных клапанов I и II ступеней. Указанное давление соответствует расчетной высоте 15 000 м. На фиг. 89, б показаны характеристики электродвигателя Д-950,

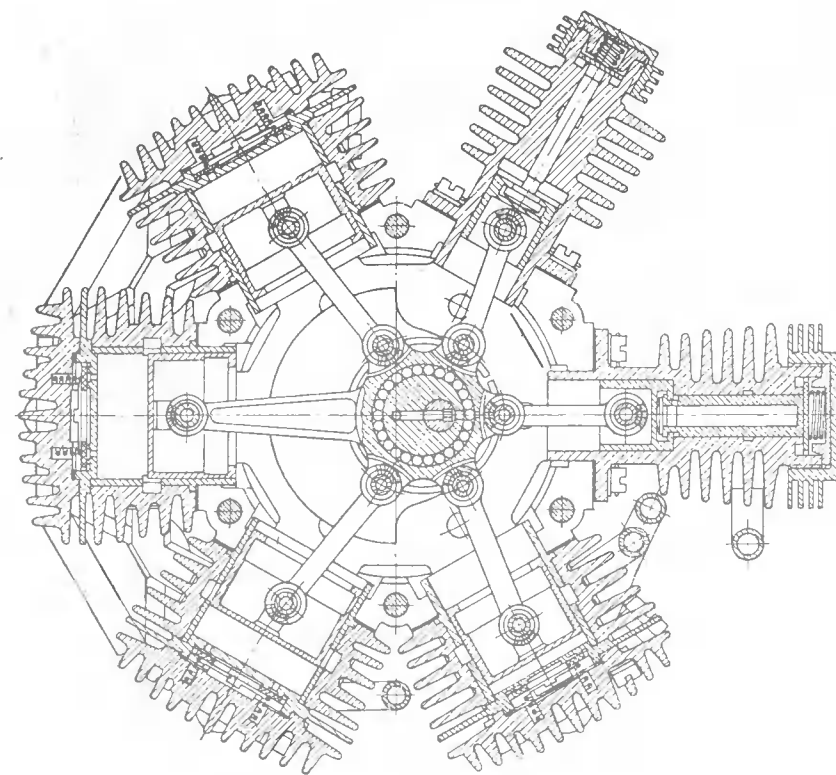


Фиг. 87. Конструкция

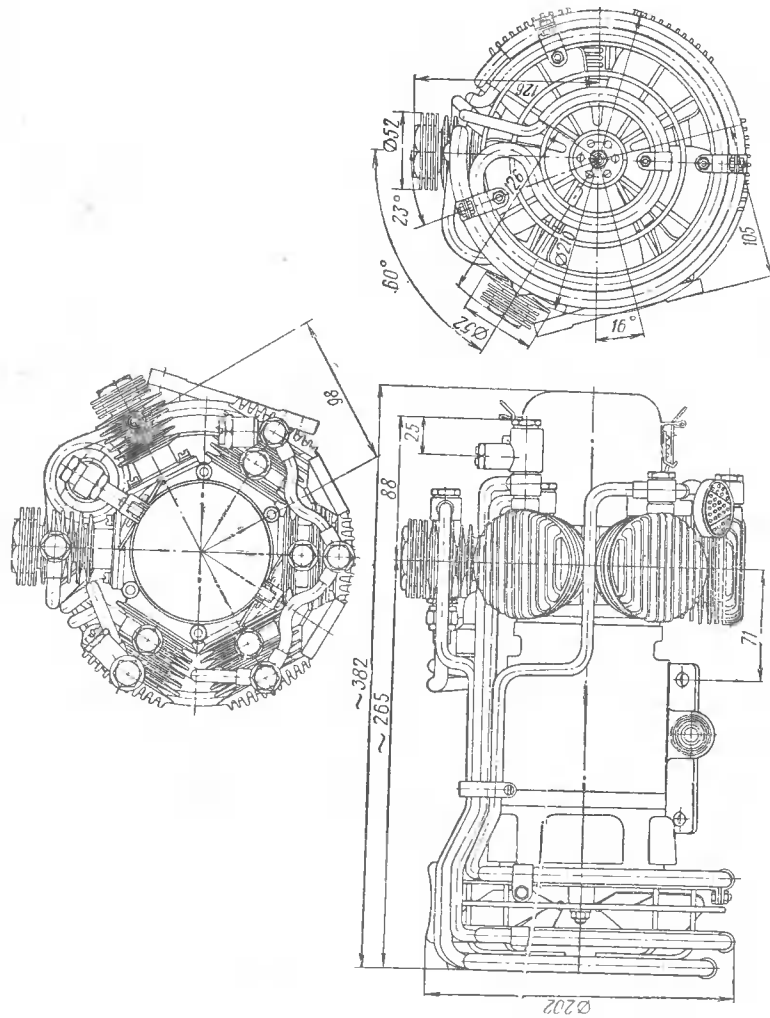
полученные на стенде в условиях нормальной температуры окружающей среды при нагрузке вала переменным тормозным (крутящим) моментом. При совмещении токовых характеристик компрессора и электродвигателя определяются граничные значения крутящего момента.

Наконец, на фиг. 90 показано изменение температур, измеренных на выходных штуцерах цилиндров в I ступени в зависимости от повышения давления в наполняемой емкости. Характеристики сняты в условиях земли при температуре окружающей среды 20° . При снятии характеристик высотный клапан I ступени регулировался на давления 2; 1,7; 1,4 и 1 *ата*, а высотный клапан II ступени был отрегулирован в соответствии с техническими условиями на давление 4,6—4,7 *ата*. Рассмотрим характеристики. В начале наполнения емкости прогреваются цилиндры I ступени с одновременной передачей тепла к металлоконструкции компрессора. Этот период характеризуется медленным повышением температуры до давления в емкости 5—10 *ати*. После прогрева компрессора

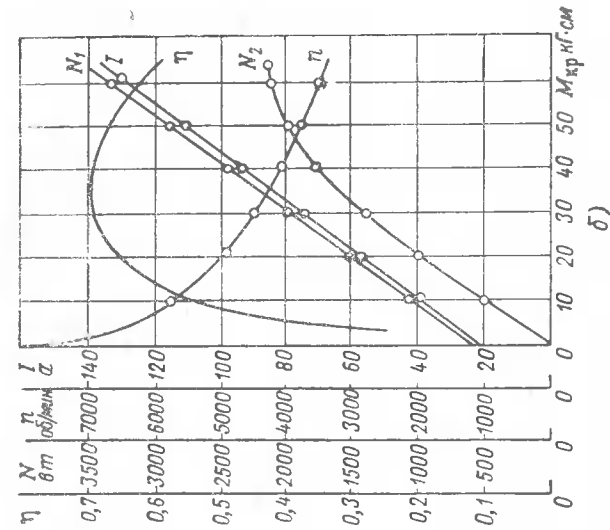
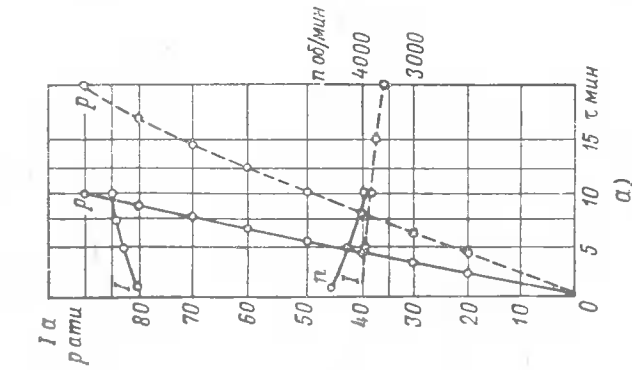
А-А



компрессора КПВ2.

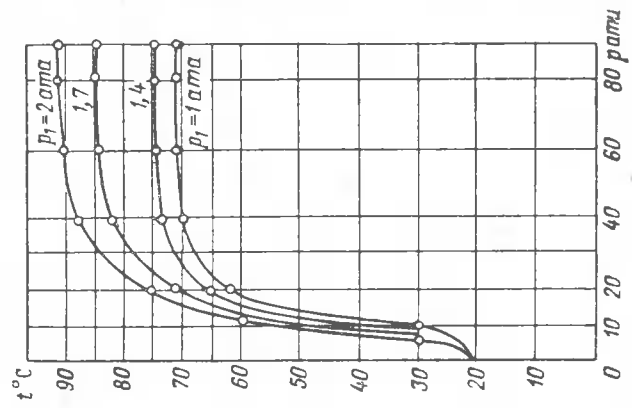


Фиг. 88. Габаритный чертеж компрессора КПВ2.



Фиг. 89. Экспериментальные характеристики компрессора КПВ2 и электродвигателя Д-950.

а) p , I , $n=f(\tau)$ —соответственно изменение давления в емкости, силы потребляемого тока и числа оборотов, как функция времени наполнения 3-литровой емкости. б) N_1 , N_2 , I , n , $\eta=f(N_{кр})$ —соответственно изменение входной мощности, выходной мощности, силы потребляемого тока, числа оборотов и КПД электродвигателя как функция величины тормозного момента на валу.



Фиг. 90. Экспериментальные характеристики изменения температур, замеренных на выходных штуцерах цилиндров I ступени при работе компрессора КПВ2 в окружающей среде с нормальной температурой.

температуры резко возрастают и только примерно при давлении 40—50 *ати* устанавливается постоянный тепловой режим. Максимальная температура, полученная при регулировке высотного клапана I ступени на давление 2 *ата*, равна 92°.

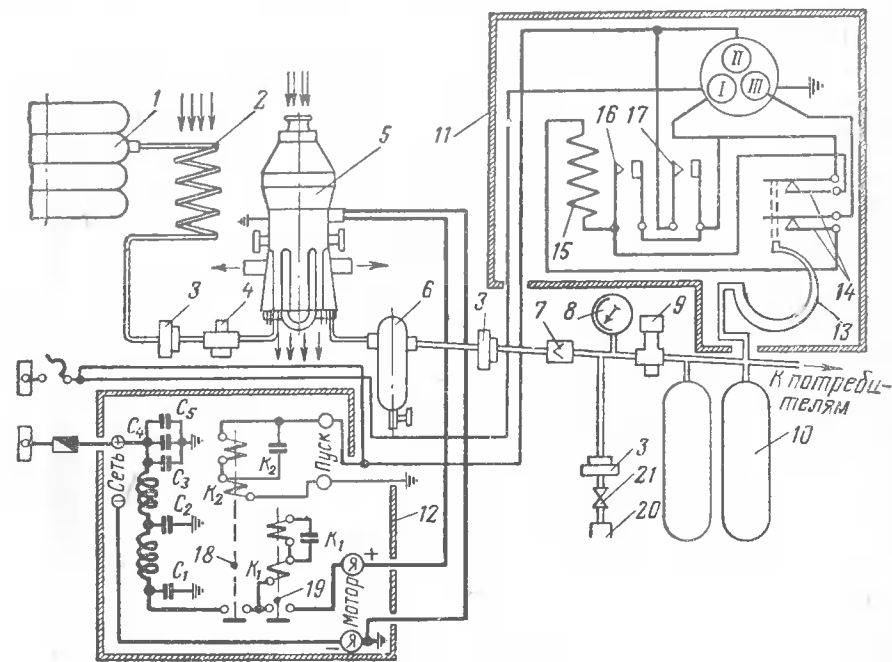
Плунжерные электроприводные компрессоры с наддувом

Возрастающий энергетический ресурс агрегатов летательного аппарата, увеличивающиеся весовые и габаритные характеристики агрегатов, устанавливаемых на приводной коробке ТРД, приводят к все большей и большей перегрузке коробки, связанной с необходимостью увеличения ее лобового миделя. Возрастание миделя агрегатной коробки, ограниченного возможностями рационального капотирования, необходимость в усилении ее приводного механизма наметает тенденцию разгрузки двигателя и перехода к индивидуальным агрегатным приводам. Это направление наиболее ярко выявляется применительно к агрегатам, обслуживающим различные устройства собственно летательного аппарата, поскольку именно их выгодно установить в непосредственной близости от потребителя энергии. В этом случае увеличение весовых параметров агрегатов за счет собственного привода компенсируется отсутствием или значительным сокращением магистральных трубопроводов, соединяющих агрегат с источниками потребления энергии. Преимущества такой установки следует видеть также и в увеличении ресурса агрегата, поскольку вместо перевода агрегата на холостой ход (применяемого при установке на агрегатной коробке ТРД), при накоплении потенциальной энергии, или если в работе агрегата нет необходимости, можно сравнительно простыми автоматическими устройствами выключить агрегат.

Воздушный электроприводной плунжерный компрессор, предназначенный для неподвижной установки в отсеке летательного аппарата, получил индекс 1080. Это сравнительно высокопроизводительный шестицилиндровый четырехступенчатый звездообразный ПК с тремя цилиндрами I ступени диаметром 28 мм и цилиндрами II, III и IV ступеней с диаметрами соответственно 25, 17 и 10 мм. При величине рабочего хода всех плунжеров 11 мм и полном ходе 14 мм компрессор при изменении числа оборотов от 5000 до 4800 в минуту рассчитан на наполнение 8-литровой емкости от нулевого манометрического давления до давления 150 *ати* или подкачку 30-литровой емкости от давления 120 *ати* до давления 150 *ати* не более чем за 25 мин. Данные переменного режима соответствуют гарантийной производительности 2,9 м³/час или 48 л/мин, приведенной к 1 *ата*. Здесь, как и в предыдущем изложении, имеется в виду, что производительность обеспечивается при работе компрессора в окружающей среде с нормальной температурой при засасывании воздуха с давлением 1 *ата* и напряжении в электросети 27 в.

При неподвижной установке компрессора нет необходимости в регулировании производительности перепуском части сжатого

воздуха. В этом случае для обеспечения высотности к I ступени компрессора можно подвести наддув, а при изменении давления наддува выравнить характеристику производительности (мощности) изменением числа оборотов серийного электродвигателя. Схема такой установки показана на фиг. 91. Наддув компрессора осуществляется от одной из последних ступеней I компрессора ТРД, давление в которой в зависимости от высоты изменяется

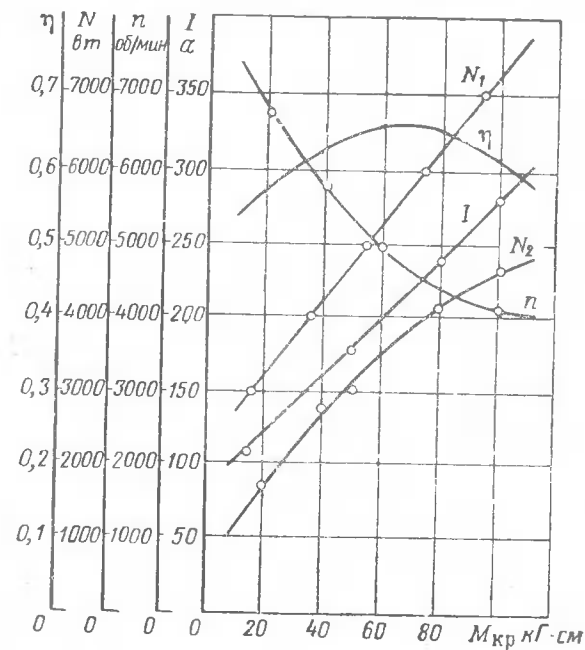


Фиг. 91. Схема установки компрессора 1080.

1—ступень компрессора ТРД, 2—холодильник, 3—воздушный фильтр, 4—воздушный редуктор, 5—компрессор 1080, 6—маслоотделитель, 7—обратный клапан, 8—манометр, 9—предохранительный клапан, 10—емкость, 11—переключатель давления, 12—пусковая коробка, 13—трубка Бурдона, 14—16 и 17—контакты, 15—обмотка сердечника, 18, 19—сердечники, 20—присоединительный штуцер, 21—запорный кран.

от 10 до 0,75 *ата*. Воздух в холодильнике 2 охлаждается с 200 до 60° и после очистки в фильтре 3 подводится к редуктору 4, где редуцируется, дополнительно охлаждается и под давлением 1,3—0,7 *ата* при температуре не более 50° подается в I ступень ПК (5). При наличии на летательном аппарате холодильной установки коммуникация наддува упрощается, в этом случае температура после редуктора может быть обеспечена не более 40°. При чистом воздухе отпадает также и необходимость в установке фильтра на линии всасывания. После сжатия в компрессоре воздух проходит маслоотделитель 6, фильтр 3, обратный 7 и предохранительный 9 клапаны и аккумулируется под давлением 150 *ати* в емкости летательного аппарата 10.

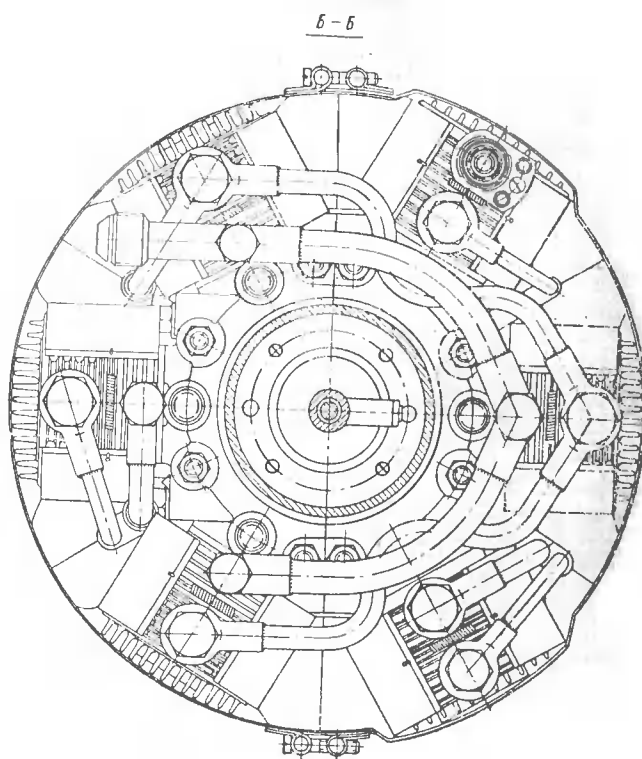
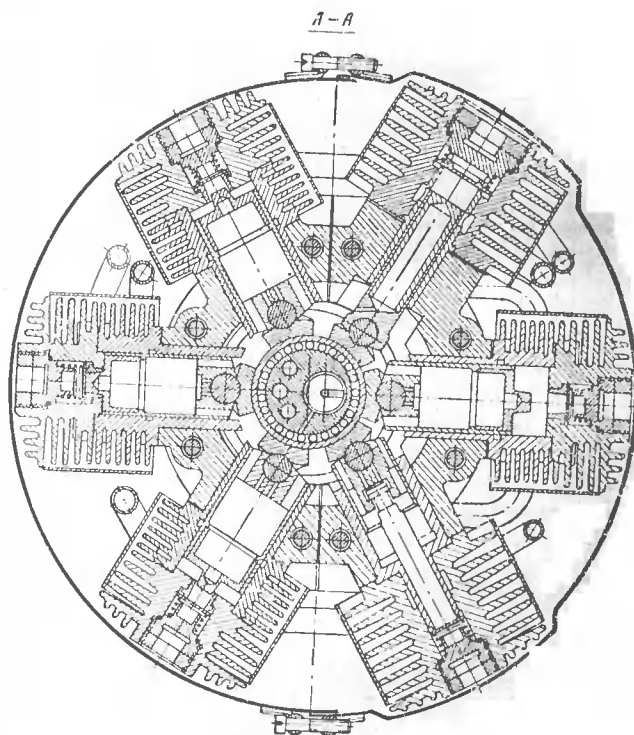
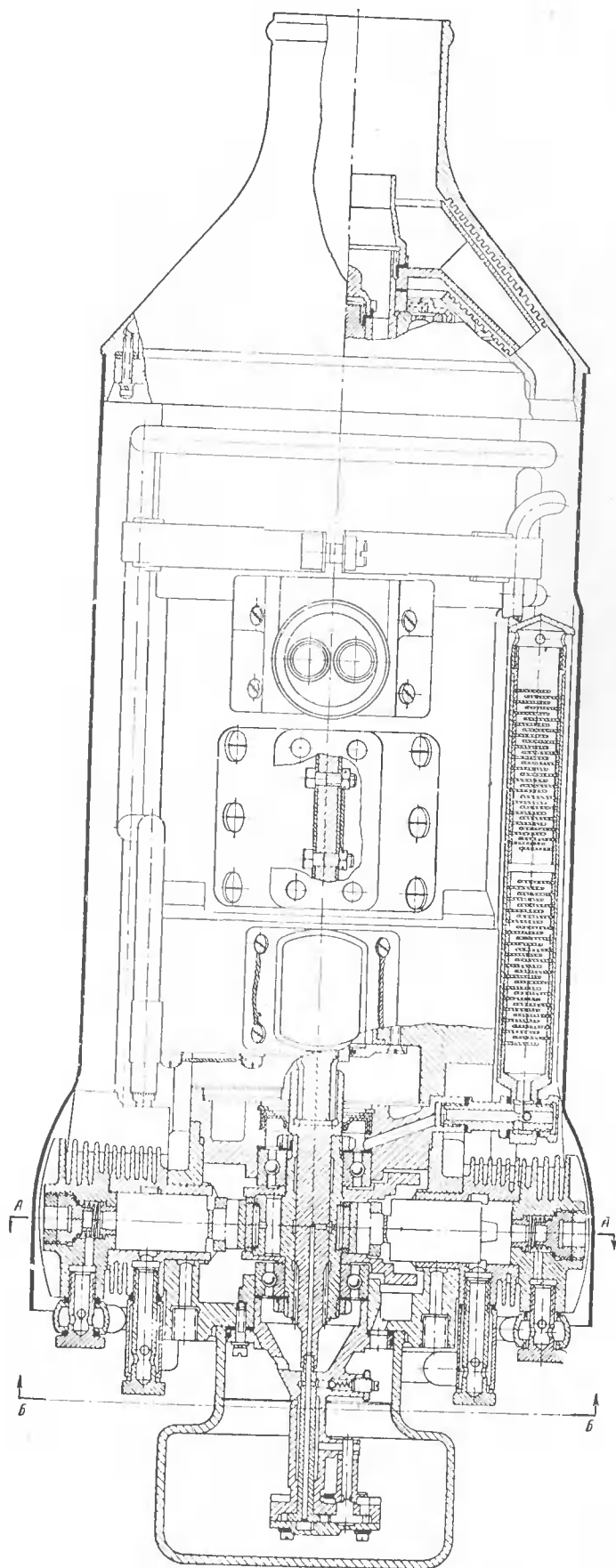
Электродвигатель ЭМ-46 постоянного тока серийного возбуждения открытого исполнения с номинальной мощностью на валу 3,4 кВт включается в двухпроводную электросеть с напряжением 27 в. Автоматизация включения и выключения электродвигателя обеспечивается переключателем давления ПВД (11) и пусковой коробкой ПК-46 (12). При отсутствии давления в магистрали контакты 14 замкнуты. Ток, подведенный к клемме 1, проходит об-



Фиг. 93. Экспериментальные характеристики электродвигателя ЭМ-46.

N_1 , N_2 , I , n , $\eta = f(M_{кр})$ — соответственно изменение входной мощности, выходной мощности, силы тока, числа оборотов и КПД двигателя, как функция величины тормозного момента на валу.

мотку 15 сердечника, замыкает контакты 16 и 17, втягивает сердечники 18, 19 и включает электродвигатель. При повышении давления в магистрали до 155 ± 5 ати контакты 14 размыкаются и электродвигатель выключается. При понижении давления в магистрали до 140 ± 5 ати контакты 14 замыкаются и электродвигатель включается. Силовое воздействие на контакты осуществляется трубкой Бурдона 13, соединенной с емкостью 10. Кроме основного назначения, пусковая коробка ПК-46 предназначена также и для снижения уровня высокочастотных помех радиоприема, создаваемых электродвигателем при работе. Предварительное заполнение баллонной емкости осуществляется стационарным компрессором, присоединяемым к штуцеру 20 с запорным краном 21.



Фиг. 92. Конструкция компрессора 1080

Конструкция компрессора 1080 показана на фиг. 92. Цилиндры первых ступеней расположены между II, III и IV ступенями. Плунжеры ступеней получают привод от кривошипно-сухарного механизма, конструкция которого аналогична приводному механизму, примененному в описанном компрессоре жидкостного охлаждения 480А. Приводной кривошипный вал компрессора соединен с электродвигателем через торсионный вал, изготовленный из стали 16ХГТА.

Для предотвращения надиров на поверхностях скольжения пары вилка—палец рабочие поверхности вилок цианированы на глубину 0,2—0,4 мм с твердостью цианированного слоя *HRC* 56—62.

Компрессор смазывается маслом ОКБ-122-16, заливаемым в подвесной резервуар. Шестеренчатый насос подает масло к игольчатому подшипнику кривошипа, трущимся поверхностям механизма и зеркалам цилиндров. Запас масла достаточен для обеспечения 25-часовой работы компрессора. Съем масляного резервуара возможен при 100-миллиметровом зазоре под компрессором. При кратковременной работе в условиях земли компрессор охлаждается от центробежного вентилятора электродвигателя. В условиях полета к патрубку дефлектора подводится дополнительный воздух. Дефлектирование электродвигателя, межступенчатых трубопроводов и цилиндров компрессора дало возможность организовать поток воздуха, более эффективно снять часть тепла с наружных поверхностей и продуть внутреннюю полость электродвигателя.

Габариты компрессора с электродвигателем по высоте и максимальному диаметру цилиндровой группы соответственно равны 700 и 275 мм. Сухой вес компрессора с дефлектором — 11 кг. Сухой вес компрессора с электродвигателем и дефлектором — 35 кг. Вес пусковой коробки ПК-46 (с фильтром от радиопомех) — 5,8 кг. Вес переключателя давления ПДВ — 600 г.

На фиг. 93 представлены характеристики электродвигателя ЭМ-46, снятые на стенде в условиях нормальной температуры окружающей среды при нагрузке вала переменным тормозным (крутящим) моментом.

Некоторые вопросы эксплуатации и проектирования

Заканчивая главу, следует остановиться на некоторых вопросах эксплуатации и проектирования малогабаритных поршневых компрессоров летательных аппаратов.

При монтаже электроприводных компрессоров допускается наклон вертикальной оси на угол 5° в любую сторону. В эксплуатации при эволюциях летательных аппаратов, совершаемых с малыми инерционными силами, угол наклона вертикальной оси не должен быть более 45° , а при достаточно больших инерционных нагрузках (способных удерживать смазывающие жидкости в резервуарах ПК) угол не ограничивается. Межступенчатые латунные трубопроводы имеют наклон в сторону последующих ступеней на угол не менее 5° ; магистральные трубопроводы, соединяющие

выходной штуцер компрессора с фильтром маслоотстойника и баллонной емкостью, монтируются с наклоном в сторону баллона на угол не менее 10° . При этих углах наклона обеспечивается сток конденсата и исключается замерзание проходных сечений трубопроводов при длительной стоянке компрессора в окружающей среде с отрицательной температурой. При креплении компрессора на амортизационных кронштейнах допускается вибрация мест крепления с частотой до 200 *гц* при перегрузке до 3,5*г*.

При эксплуатации компрессоров регламентные работы не предусматриваются. Уход за компрессорами сводится к замене масла в резервуарах электроприводных ПК, сливу масла из маслоотстойника и подтяжке резьбовых соединений. Необходимость в подтяжке резьбовых соединений вызвана периодическими нагревами дуралюминовых (АДМ) прокладок. Нагруженный материал прокладки под действием сравнительно высоких температур со временем теряет упругие свойства, удельное давление снижается и герметичность соединений нарушается. После многократных подтяжек прокладка деформируется до упора в диаметральный ограничитель (стенки замка), упругие свойства материала не восстанавливаются и в этом случае прокладку необходимо заменить.

Таблица 20

Основные данные плунжерных пар

	Ступени компрессора	Индекс компрессора			
		КПВ1Б	КПВ2	480А	1080
Диаметральные зазоры в плунжерных парах в <i>мк</i>	I	20—28	18—30	15—30	20—30
	II	10—18	18—30	15—30	20—30
	III	8—12	10—18	10—20	12—18
	IV		8—10	8—12	8—12
Отношение рабочего хода плунжера (длины щелевого уплотнения до кромки окна) к диаметру	I	0,3	0,344	0,394	0,394
	II	0,655	0,4	0,394	0,394
	III	1,9	1,12	0,646	0,646
	IV		2,87	1,1	1,1
Средняя скорость плунжера ¹ при максимальных числах оборотов в <i>м/сек</i>		2,13	2,3	3	2,5
Время пропуска воздуха при совершении процессов сжатия и выталкивания в <i>сек</i>		0,012	0,013	0,01	0,012

¹ Средняя скорость плунжера подсчитана при максимальных числах оборотов серийного электродвигателя, полученных при засасывании компрессором воздуха с давлением 1 *ата*.

При подтяжке резьбовых соединений давление в магистрали сравнивается.

В табл. 20 приведены некоторые данные, характеризующие работу плунжерных пар. Остановившись на диаметральных зазорах в парах, заметим, что приращение диаметрального зазора составляет 1 *мк* на каждый миллиметр диаметра плунжера, т. е. $D/1000\delta=1$. Здесь диаметр плунжера *D* выражен в миллиметрах, а средняя величина диаметрального зазора δ в микронах. Эта закономерность, установленная применительно к рассматриваемой разновидности машин, параметрам режима и к принятому качеству обработки рабочих поверхностей плунжерных пар, определяет среднюю величину диаметрального зазора, при котором смазывающая жидкость проникает по всей длине щелевого уплотнения и, следовательно, исключается образование очагов сухого трения и надиров.

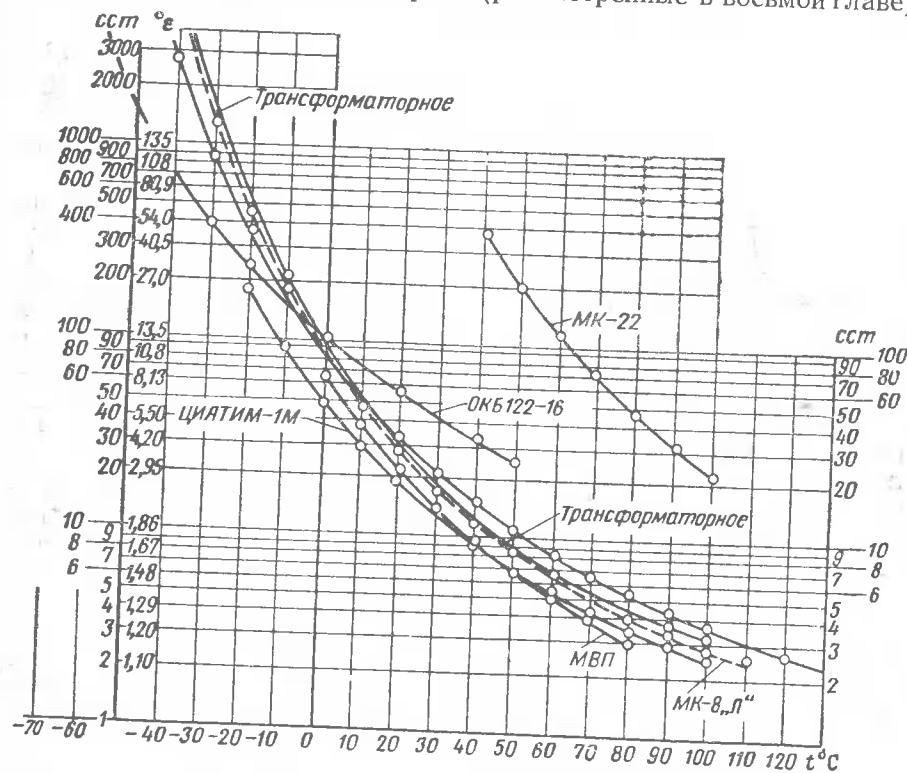
Величина отношения рабочего хода (длины щелевого уплотнения до кромки окна) к диаметру плунжера вычисляется в тепловом расчете компрессора при определении разномерности в зависимости от распределения степеней повышения давлений в ступенях. Анализ этой величины, зависящей от термодинамических параметров режима, может быть сделан при рассмотрении теории вопроса; здесь мы ограничиваемся только сравнительными сопоставлениями числовых величин. Как видно из табл. 20, в рассматриваемом классе машин величина отношения рабочего хода плунжера к диаметру для I и II ступеней изменяется соответственно в пределах 0,3—0,4 и 0,4—0,6, а для III и IV ступеней соответственно в пределах 0,7—2 и 1—3. Здесь приведены округленные данные, причем в последних двух случаях, т. е. применительно к III и IV ступеням, минимальные значения относятся к компрессорам с кривошипно-сухарным механизмом. В этих механизмах в результате действия тангенциальных сил полный ход плунжеров сравнительно мал, рассматриваемые величины занижены и их не следует рекомендовать.

Средние скорости плунжеров, подсчитанные при максимальных числах оборотов серийных электродвигателей, полученных при засасывании компрессором воздуха с давлением 1 *ата*, изменяются в пределах 2—3 *м/сек*. Этот интервал скоростей наиболее характерен для рассматриваемых машин. И, наконец, в последней строке табл. 2 указано время пропуска воздуха при совершении процессов сжатия и выталкивания.

Кратко остановимся на характеристиках вязкости некоторых смазочных жидкостей, применяемых в поршневых и плунжерных компрессорных машинах. Эти характеристики, построенные в логарифмической ординатной сетке, показаны на фиг. 94. Основное требование, предъявляемое к маслам плунжерных компрессоров, заключается в том, чтобы масло, контактируемое с горячим воздухом и конденсатом воды, могло противостоять окисляющему действию кислорода воздуха и выделять возможно меньшее количество осадков. Это требование обусловлено малыми радиальными

зазорами в плунжерных парах, величина которых, как видно из табл. 2, может быть ограничена 4 мк. Для смазки плунжерных электроприводных компрессоров рекомендуются масла, вязкость которых при отрицательных температурах не имеет резкого возрастания. В этом случае пусковая мощность при работе компрессора в условиях отрицательных температур окружающей среды не будет чрезмерно велика и при проектировании электродвигателя нет необходимости предусматривать дополнительную мощность и увеличивать вес электродвигателя.

Поршневые компрессоры с приводом от агрегатной коробки двигателя летательного аппарата (рассмотренные в восьмой главе)



Фиг. 94. Экспериментальные характеристики вязкости смазывающих жидкостей, применяемых в поршневых компрессорных машинах летательных аппаратов.

при эксплуатации на режимах, указанных в технических условиях, допускают применение широкого ассортимента смазывающих жидкостей. Необходимо отметить, что на некоторых двигателях получили применение масла с присадкой стеариновой кислоты. По мнению специалистов, эта присадка улучшает маслянистость и прочность масляной пленки. Работа, проведенная по определению влияния процентного содержания присадки применительно к трансфор-

маторному маслу и маслу МК-8, показала, что добавка 0,05% стеариновой кислоты имеет оптимальное значение. Увеличение присадки до 2% практически не влияет на вязкость масла, однако при охлаждении смеси с присадкой более 0,1% происходит выпадение стеариновой кислоты при температуре $+10^{\circ}$ и такое масло для смазки механизма поршневого компрессора не рекомендуется.

Масло с присадкой 0,05% стеариновой кислоты или (в общем случае) масло с увеличенной вязкостью оказывает влияние на время наполнения емкости. При смазке вязкими маслами производительность компрессора несколько увеличивается. Это объясняется увеличенными толщинами масляных пленок, создающих повышенное сопротивление в щели поршневой (плунжерной) пары, уменьшающее межступенчатые и внешние пропуски. Дополнительно к этому нужно отметить улучшение термодинамических качеств ступеней, поскольку увеличенные толщины масляных пленок в малых размерах ступеней приводят к существенному уменьшению мертвых пространств. Адекватно действию вязкого масла в оптимальном случае оказывают влияние осадки, выпадающие из смазывающей жидкости. Отложение осадков на поверхностях, ограничивающих объем ступени, также приводит к уменьшению мертвого пространства ступени и улучшению ее термодинамических качеств. Это можно видеть при рассмотрении характеристик $p=f(\tau)$, снятых в процессе длительных испытаний. В этом случае наблюдается некоторое увеличение производительности, достигающей экстремума тах после определенного времени работы компрессора.

Компрессоры, работающие без наддува, имеют сравнительно большие величины степеней повышения давлений. Так, компрессор КПВ1Б, засасывая воздух на высоте 12000 м с давлением 0,1969 ата, создает максимальное давление в емкости — 66 ата. Принимая потери на всасывании (фильтр, окно) 8% и потери на нагнетании (клапан, фильтр-маслоотделитель, магистраль) 12%, получим степень повышения давления в трех ступенях $\pi_k=408$. Если воспользоваться рекомендациями, приводимыми в литературе, и распределить π_k равномерно по ступеням, то в каждой ступени (без учета внутренних потерь) давление повысится в $\sqrt[3]{408} \approx 7,42$ раза. Компрессор КПВ2, засасывая воздух на высоте 15000 м с давлением 0,1226 ата, создает максимальное давление емкости, равное 86 ата. Следовательно, при тех же относительных потерях на всасывающей и нагнетательной линии компрессор четырьмя ступенями повышает давление с 0,113 до 96 ата, т. е. в 850 раз. При равномерном распределении степени повышения давлений по ступеням (без учета внутренних потерь) давление в каждой ступени повысится в $\sqrt[4]{850}$, т. е. в 5,4 раза.

В рассматриваемых компрессорах степени повышения давлений в ступенях распределены неравномерно. В I ступени величина π несколько ниже указанных чисел и далее по мере передачи воздуха в каждую последующую ступень возрастает. Такое проектное

распределение π по ступеням выполнено с учетом увеличивающейся эффективности теплоотвода по мере передачи газа в цилиндры уменьшающегося объема. Известно, что с уменьшением диаметра цилиндра величина отношения площади цилиндра к объему возрастает и, следовательно, теплоотвод от цилиндров малого объема улучшается. Кроме этого, следует иметь в виду, что в компрессорах, работающих без наддува, плотность газа, засасываемого в I ступень, мала и, следовательно, количество выработанного тепла уменьшено. Именно эти факторы позволили завьисить степени повышения давлений против величин, обычно допускаемых в компрессорах с большими рабочими объемами ступеней при засасывании газа с давлением $i \text{ атa}$.

В главе рассмотрены наиболее интересные конструктивные решения и даны некоторые рекомендации по проектированию. Здесь не изложены вопросы доводки машин и, следовательно, не приведены различные промежуточные варианты конструкций. Как было отмечено, указанные величины производительности компрессоров следует рассматривать как гарантийные. В действительности время наполнения емкости несколько меньше той величины, которая была принята при подсчете производительности. Разность этих величин дает возможность обеспечить гарантийную производительность на протяжении всего ресурса времени работы компрессора.

Глава десятая

РАЗВИТИЕ АЭРОДРОМНЫХ КИСЛОРОДНЫХ ПОРШНЕВЫХ (ПЛУНЖЕРНЫХ) КОМПРЕССОРНЫХ МАШИН

С первых попыток завоевания больших высот аэродромная служба была связана с обязательным оснащением летательного аппарата кислородом, необходимым для поддержания нормального дыхания экипажа в полете. В то время, когда применение мягких бортовых емкостей с низким давлением (ограничив запас кислорода) оказало влияние на развитие тактических качеств аппарата, перед конструктором встала задача сжатия кислорода и аккумуляции его в жестких емкостях под высоким давлением. Использование сжатого кислорода привело к созданию специальной аппаратуры, так или иначе редуцирующей давление до величины, необходимой для дыхания. От примитивных водолазных трубок до современных кислородно-дыхательных аппаратов, скафандров и герметических кабин — вот путь развития конструкций, которому посвящены десятилетия творческой деятельности ученых и конструкторов.

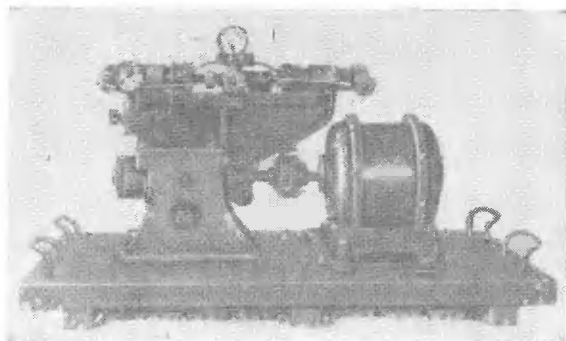
Состояние довоенной кислородно-зарядной техники

Если ход развития собственной кислородной аппаратуры летательного аппарата в той или иной степени обеспечивал выполнение тактических задач, то аэродромная служба, обеспечивающая зарядку кислородных емкостей аппарата до высокого давления была поставлена совершенно неудовлетворительно. До начала 30-х годов зарядка кислородных емкостей осуществлялась методом перепуска кислорода из транспортных 40-литровых баллонов, наполненных до давления 150 атa . Батарея баллонов транспортировалась к стартовой площадке летательного аппарата, присоединялась к зарядному штуцеру кислородной коммуникации и после последовательного открытия вентилей в емкостях аппарата достигалось давление, близкое к 150 атa . Это давление перепуска определяется формулой

$$p_{\text{пер}} = \frac{p_1 V_1 + p_2 V_2 + p_3 V_3 \dots + p_n V_n}{V_1 + V_2 + V_3 \dots V_n},$$

где p и V — соответственно начальные давления и объемы соединенных емкостей.

Ограниченность давления, получаемого после перепуска, неизбежный остаток кислорода в транспортируемых емкостях и чрезвычайно большая трудоемкость процесса — очевидные недостатки этого приема. Дожать кислород в малолитражных емкостях до давления 150 атм было возможно, только применяя кислородный компрессор.

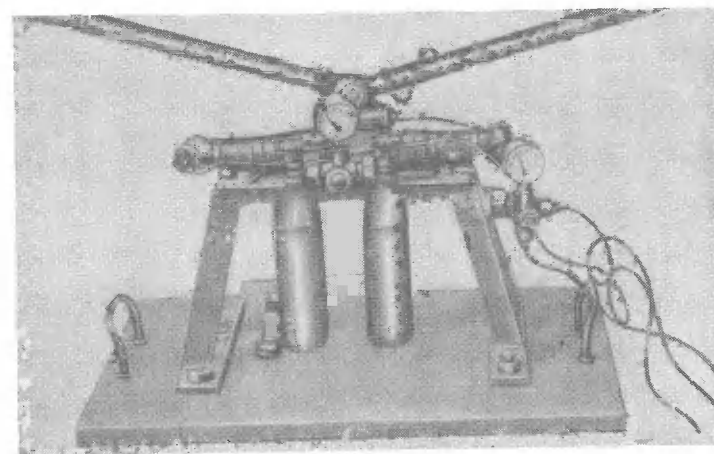


Фиг. 95. Двухцилиндровый одноступенчатый электроприводной кислородный компрессор КН-2.

В начале 30-х годов был внедрен в эксплуатацию двухцилиндровый одноступенчатый плунжерный кислородный компрессор КН-2 (фиг. 95) с кулисным механизмом, приводимым в действие от электродвигателя. Необходимость питания электродвигателя привела к стационарной установке компрессора и в этом случае малолитражные емкости демонтировались из кислородной коммуникации летательного аппарата и транспортировались для зарядки к компрессорной установке. Такой метод зарядки исключил недостатки, присущие перепуску кислорода, однако демонтаж малолитражных емкостей нарушал герметизацию кислородной коммуникации аппарата. Если учесть конструктивные недостатки приводного кулисного механизма компрессора, приводившие к прогибу плунжеров и надиру цилиндров, то этот метод зарядки кислородом не следовало считать удовлетворительным.

Тем временем намечалась тенденция неразъемного крепления малолитражных емкостей в кислородной коммуникации аппарата. Это направление, связанное с необходимостью уменьшения большого количества разъемных соединений (герметичность которых в магистрали высокого давления всегда была неудовлетворительной), исключало демонтаж баллонов и тем самым ограничивало эксплуатационные возможности стационарной кислородно-зарядной установки. Если на некоторых хорошо оборудованных аэродромах и могла быть организована эксплуатация компрессорной уста-

новки КН-2 непосредственно на старте, то на большинстве аэродромных площадок были вынуждены снова перейти к методу перепуска кислорода. Это обстоятельство заставило искать новые решения, обеспечивающие кислородную зарядку малолитражных емкостей, и в середине 30-х годов стационарная электроприводная компрессорная установка КН-2 была переконструирована на ручной привод. Такая модифицированная установка, получившая индекс КН-3 (фиг. 96), расширила тактические возможности, обеспечив кислородную зарядку летательного аппарата непосредственно в условиях старта.



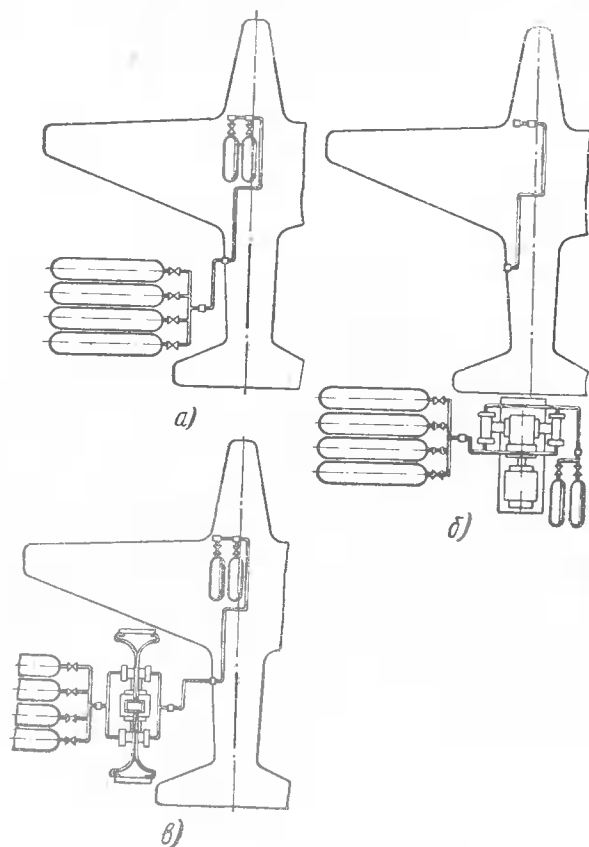
Фиг. 96. Двухцилиндровый одноступенчатый кислородный компрессор КН-3 с ручным приводом.

Следовательно, к третьему методу зарядки малолитражных емкостей следует отнести комбинацию перепуска с дожатием кислорода ручным компрессором КН-3 непосредственно в условиях старта. Этот метод решал задачи, поставленные аэродромной эксплуатацией, однако один существенный недостаток — крайне малая производительность компрессора (и тем более намечающееся стремление увеличения объема кислородных емкостей летательных аппаратов) — также не позволили считать вопрос решенным удовлетворительно¹.

Итак, если метод перепуска (фиг. 97, а), основанный на использовании потенциальной энергии сжатого кислорода, привел к необходимости внедрения стационарной кислородной установки КН-2

¹ Отметим, что одновременно с компрессором КН-2 был спроектирован ручной компрессор КН-1, однако его конструктивные недостатки затрудняли эксплуатацию и вопрос ручной зарядки емкостей летательного аппарата следует считать решенным только с внедрением компрессора КН-3.

(фиг. 97, б), а переход на неразъемное крепление кислородных емкостей летательного аппарата — к эксплуатации ручных компрессоров КН-3 (рис. 97, в), то резкое увеличение объема кисло-



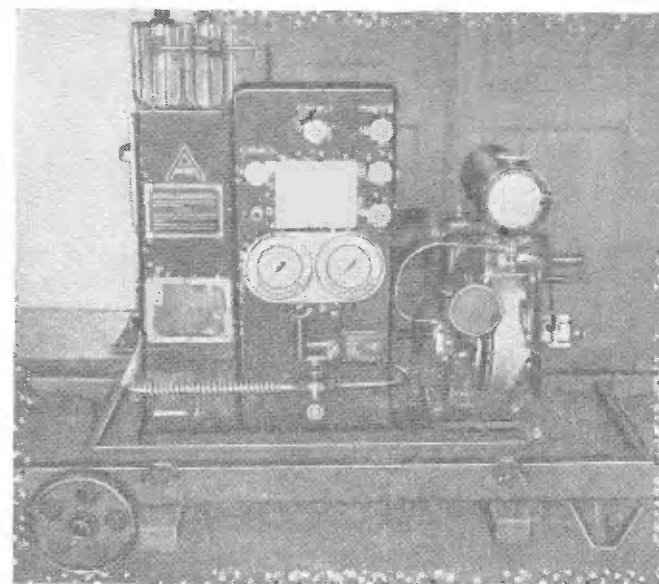
Фиг. 97. Методы кислородной зарядки самолета.

а—перепуск кислорода, б—зарядка стационарным электроприводным компрессором, в—зарядка переносным компрессором с ручным приводом.

родных емкостей аппарата поставило новые требования и заставило искать новые пути решения этого вопроса. Отечественная авиация конца 30-х годов требовала создания передвижных кислородно-зарядных установок с компрессорами большой производительности, оснащенными вспомогательными агрегатами и особенно средствами осушения кислорода. Применение влагоотделителей и осушительных батарей было крайне необходимо, поскольку существующие методы зарядки неизбежно приводили к повышенной влажности кислорода, скоплению конденсата в наиболее низких местах кислородной коммуникации и к опасности его замерзания.

Этот недостаток, связанный с прекращением подачи кислорода, был очень опасен и совершенно недопустим.

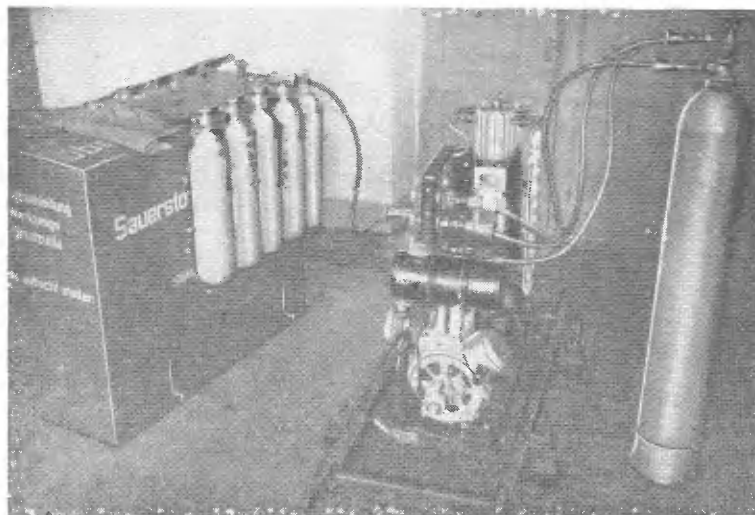
Тем временем Германия, готовясь к войне, усиленно развивала производство синтетического топлива и именно на базе этой промышленности вышла на одно из первых мест по производству кислорода и кислородного агрегатостроения. Если кислородная техника Германии в части развития кислородно-дыхательной



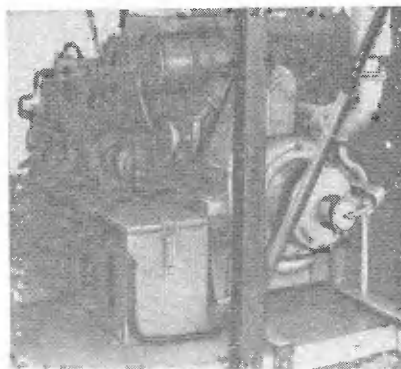
Фиг. 98. Двухцилиндровый одноступенчатый кислородный компрессор Ауэр Sup-216.

аппаратуры стояла в то время на достаточно высоком уровне, то кислородно-зарядные средства не получили удовлетворительного развития. До середины 30-х годов в Германии эксплуатировались стационарные малопроизводительные кислородные компрессоры фирмы Дрегер и только в начале Второй мировой войны в эксплуатацию были внедрены сравнительно высокопроизводительные стационарные кислородно-зарядные установки с двухцилиндровыми одноступенчатыми компрессорами Ауэр Sup-216 (фиг. 98 и 99) и передвижные станции с компрессорами Ауэр Fl-29700.

Станции (фиг. 100 и 101), оснащенные двухцилиндровыми компрессорами Fl-29700, в результате горизонтального расположения цилиндров компрессора имели сравнительно большой выброс водо-глицериновой смеси, применяемой в качестве смазки манжетных уплотнений плунжеров. При эксплуатации станций на немецких полигонах, т. е. в географической полосе со сравнительно

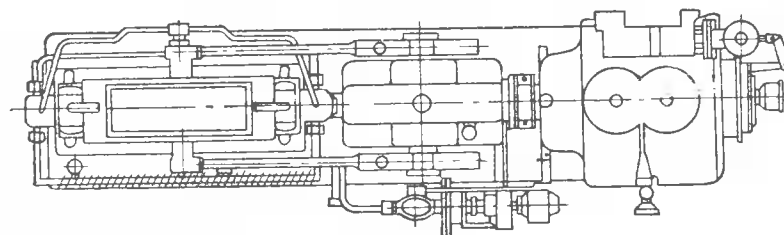


Фиг. 99. Стационарная установка кислородного компрессора Ауэр Sup-216.



Фиг. 100. Передвижная установка с кислородным компрессором Ауэр FI-29700.

теплым климатом, повышенная влажность кислорода, находящегося в коммуникации, не оказывала существенного влияния на их

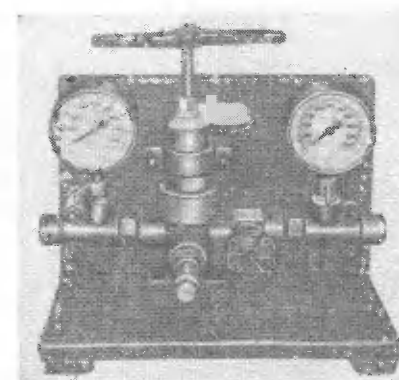


Фиг. 101. План установки компрессора Ауэр FI-29700.

Слева—горизонтальный кислородный компрессор, в центре—редуктор, справа—двигатель внутреннего сгорания мощностью 15 л. с.

работоспособность, но уже первые морозы, заставшие немецких оккупантов на территории Советского Союза, привели к замерзанию конденсата и закупорке магистралей. Так станции практически вышли из строя, и немецкая армия была вынуждена вновь перейти на стационарные компрессоры, установленные в утепленном помещении и требующие демонтажа кислородных емкостей из коммуникаций летательных аппаратов.

Если немецкая авиация того времени имела сравнительно развитое аэродромное кислородно-зарядное оснащение, то кислородная техника Англии и США была более отсталой. На всем протяжении Второй мировой войны на вооружении Англии и США находились специальные кислородные редукторы (фиг. 102). К входному штуцеру такого редуктора присоединялась 70-литровая транспортная емкость МК-VII с давлением кислорода 250 *ати*, а к выходному штуцеру батарея малолитражных кислородных емкостей МК-V. Давление 250 *ати*, контролируемое манометром, понижалось редуктором до 120 *ати*, т. е. до расчетного давления в малолитражных емкостях. Конструкция кислородного редуктора показана на фиг. 103. При повышении или понижении давления в камере редуктора поршень передвигается соответственно вверх или вниз, и клапан под действием собственной



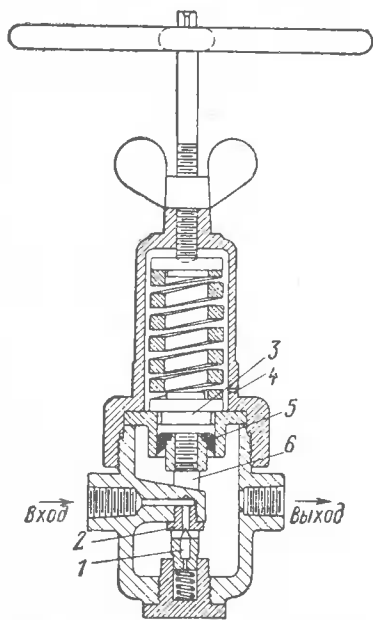
Фиг. 102. Зарядное приспособление, эксплуатируемое в английской авиации.

пружины увеличивает или уменьшает доступ кислорода. Это зарядное приспособление монтируется на специальной стационарной установке или при эксплуатации в условиях старта — на автомашине.

Остальные капиталистические страны пользовались главным образом импортным оборудованием, ввозимым (в зависимости от их довоенной ориентации) из Германии, Англии или США.

Кислородная коммуникация летательного аппарата

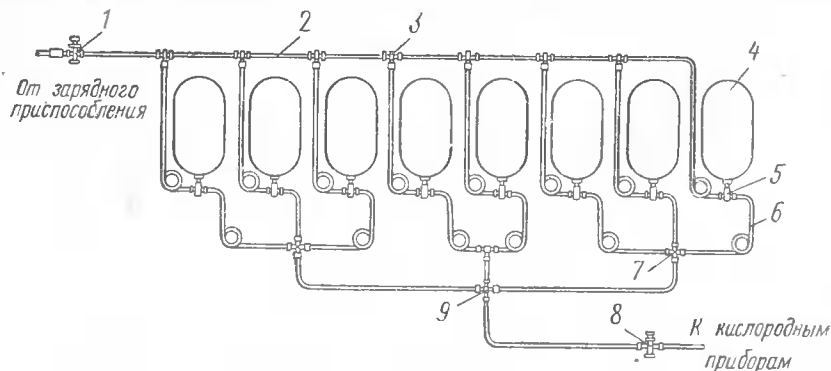
Рассматривая кислородную коммуникацию летательного аппарата, остановимся на схеме, представленной на фиг. 104. Здесь батарея малолитражных емкостей сгруппирована в три самостоятельные магистрали с количеством баллонов в группах 3+2+3. При зарядке баллонов открывается вентиль 1, а подача кислорода к кислородным приборам осуществляется через вентиль 8. При такой группировке баллонов в случае повреждения зарядной магистрали или при повреждении баллона теряется кислород, находящийся только в поврежденном трубопроводе или баллоне. Перекрытие магистрали при повреждении обеспечивается



Фиг. 103. Редуктор для зарядки кислородных баллонов, эксплуатируемый в английской авиации.

1—клапан, 2—седло клапана, 3—поршень, 4—дренажное отверстие, 5—манжета, 6—скоба.

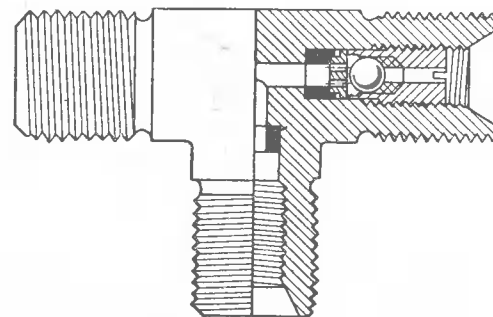
кислород, находящийся только в поврежденном трубопроводе или баллоне. Перекрытие магистрали при повреждении обеспечивается



Фиг. 104. Кислородная коммуникация американского бомбардировщика. 1—зарядный вентиль, 2—зарядная магистраль, 3—тройник зарядной магистрали с обратным клапаном, 4—баллон, 5, 7 и 9—крестовины и тройники расходной магистрали с обратными клапанами, 6—расходная магистраль, 8—вентиль.

обратными клапанами, установленными со стороны зарядной магистрали 2 в тройниках 3, а со стороны расходной магистрали 6 — в тройниках 5, 4 и крестовинах 7, 9. Разрез обратного шарового клапана с эбонитовым седлом показан на фиг. 105.

Кислородная коммуникация, изготовленная из медных или латунных трубопроводов с сечением 6×1 или 8×1 мм, крепится упругими соединениями. Такое крепление в сочетании с горизонтальными кольцеобразными компенсаторами допускает продольное перемещение трубопроводов при изменении их длины в результате температурного расширения.



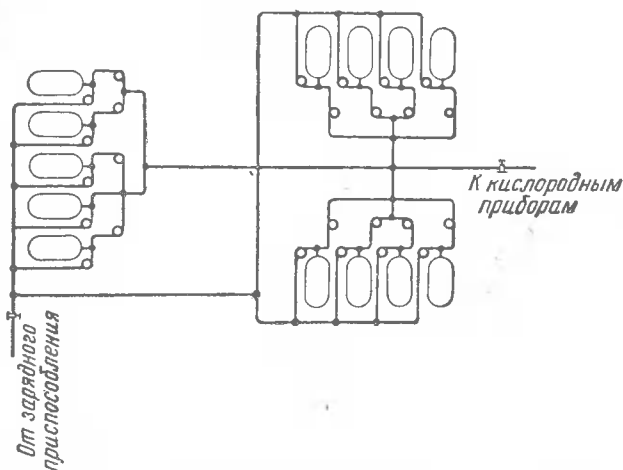
Фиг. 105. Разрез обратного клапана кислородной коммуникации.

Перед монтажом на летательный аппарат все внутренние и наружные поверхности трубопроводов тщательно обезжириваются. Там, где монтаж магистрали допускает неразъемное соединение, арматура трубопровода соединяется пайкой. Если необходимы разъемы, в соединениях применяется резьбовая конструкция, особенностью которой является специальная кислородная резьба. Такая резьба на больших сечениях трубопровода имеет диаметр 3/4 дюйма с шагом 1,5 мм, а на меньших сечениях диаметр 21,8 мм с шагом 14 ниток на один дюйм. Эти размеры резьбы приняты всеми странами и ее применение на кислородной коммуникации стало международным правилом. Отступление от принятых размеров резьбовых соединений предохраняет от присоединения какой-либо посторонней конструкции, не предназначенной для эксплуатации в среде кислорода. В противном случае ничтожно замасленная поверхность присоединенной детали или узла при соприкосновении с кислородом в известных условиях может вызвать взрыв.

Для обеспечения стока конденсата воды, неизбежно находящейся в кислороде, вся зарядная магистраль 2 (см. фиг. 104) имеет наклон на 5—10° в сторону зарядного вентиля, а все трубопроводы расходной магистрали 6 и трубопроводы кислородных приборов — наклон в сторону баллонов. Какие-либо местные из-

гибы трубок, способствующие скоплению конденсата, не допускаются. Все эти мероприятия направлены на устранение закупорки магистрали при замерзании конденсата, поскольку прекращение подачи кислорода сопряжено с кислородным голоданием экипажа.

Схема расположения баллонов может изменяться в зависимости от их количества. Например, на фиг. 106 показана кислородная коммуникация летательного аппарата, состоящая из 13 баллонов, сгруппированных в порядке $(3+2) + (1+2+1) + (1+2+1)$. Возможны также и другие комбинации.



Фиг. 106. Кислородная коммуникация американского бомбардировщика.

Итак, общие требования, предъявляемые к монтажу и эксплуатации кислородной коммуникации:

1. Расположение баллонов и установка обратных клапанов должна быть выполнена так, чтобы при повреждении одного баллона или трубопровода, потеря кислорода была бы только в поврежденном баллоне.

2. Крепление и построение магистральных трубопроводов не должны приводить к вибрации трубопроводов и образованию внутренних напряжений, возникающих при действии температуры окружающей среды.

3. Максимально возможное количество соединений трубопроводов должны быть неразъемными, а в тех случаях, когда предусматривается разъемное соединение, должна применяться специальная кислородная резьба.

4. Для обеспечения стока конденсата зарядная магистраль монтируется с наклоном в сторону зарядного вентиля, а расходная — с наклоном в сторону баллонов.

5. Вся магистраль и ее арматура должны быть тщательно обезжирены.

Одноступенчатые плунжерные кислородные компрессоры

Если в 30-х годах применяемые методы кислородной зарядки удовлетворяли требованиям того времени, то при дальнейшем развитии кислородных коммуникаций главным образом в части увеличения объемов заполняемых емкостей эти методы стали совершенно непригодны. Создание высокопроизводительных передвижных кислородных компрессоров, обеспечивающих зарядку емкостей без демонтажа их из кислородных коммуникаций — неотложная задача, поставленная перед советскими конструкторами. Работы в этой области были начаты под руководством автора перед Отечественной войной. В результате этих работ в серийное производство были внедрены одноступенчатые плунжерные кислородные компрессоры КН-15, КН-30 и КН-40 и мобильные кислородно-зарядные станции КЗС-15, КЗС-30 и КЗС-40. Длительная эксплуатация этих машин как в условиях мирного времени, так и в условиях Отечественной войны, показала полное соответствие их параметров тактико-техническим требованиям. Непрерывное улучшение основных узлов, подсказанное опытом эксплуатации, дало возможность отработать конструкцию и на базе одноступенчатых машин создать многоступенчатые компрессоры, получившие индексы КН-8, ГН-10 и ВН-60.

Органические материалы и смазывающие жидкости, применяемые в кислородных поршневых компрессорных машинах, контактируя с нагретым и сжатым кислородом, при определенных условиях могут привести к реакциям окисления, протекающим по цепной схеме и сопровождающимся взрывом. Эта особенность компримирования кислорода заставляет находить конструктивные решения и подбирать режимы работы, обеспечивающие полную безопасность эксплуатации кислородных компрессоров. Кроме того, она налагает на схему компрессора некоторые обязательные условия конструктивного решения, резко отличающие кислородный компрессор от компрессора, предназначенного для сжатия нейтральных газов.

С целью уменьшения выброса смазывающей жидкости и обеспечения безопасности обслуживающего персонала в случае обрыва цилиндра, в кислородном компрессоре следует отдать предпочтение вертикальному расположению цилиндра.

Предохранение от попадания смазки из приводного механизма в цилиндрическую группу компрессора приводит к необходимости предусматривать достаточно надежную изоляцию плунжера от привода.

Применение воды в качестве смазывающей жидкости цилиндров ведет к упругим уплотнениям плунжеров (поршней), выполненных, например, в виде кожаных манжет.

Сравнительно быстрый износ рабочих поверхностей уплотняющих манжет и опасность перегрева цилиндрической группы ограничивают число ходов плунжера (поршня).

Аварийный разрыв уплотняющих манжет, связанный с прорывом кислорода, приводит к необходимости отвода кислорода через

специальные окна, расположенные между цилиндровой группой и приводным механизмом.

Необходимость исключить соприкосновение образующихся поверхностей плунжеров (поршней) с зеркалами цилиндров и уменьшить действие боковых сил на рабочую поверхность уплотнительных узлов заставляет применить кривошипно-крейцкопфный механизм, воспринимающий боковые силы N .

Интенсивная коррозия совершенно исключает применение углеродистых сталей и поэтому детали, соприкасающиеся с кисло-

родом, можно изготавливать из цветных металлов или из нержавеющей сталей с полированной поверхностью.

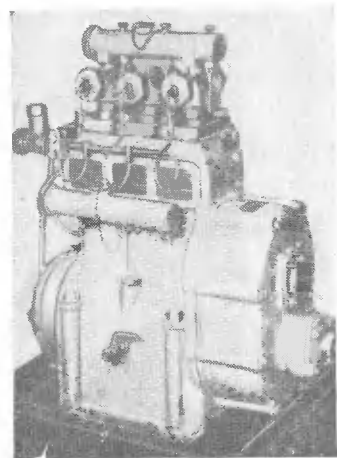
Необходимость надежного обезжиривания заставляет проектировать детали сравнительно простых форм.

Переменный режим, т. е. изменение давления на всасывании и выталкивании с каждым ходом плунжера, — основная особенность работы одноступенчатых компрессоров, предназначенных для сжатия кислорода в емкостях летательных аппаратов. В целях ограничения нагрева кислорода включение питающих баллонов осуществляется по группам с возрастающим давлением и при сжатии кислорода конечная степень повышения давления, т. е. отношение давления в наполняемой емкости к давлению в емкости питания, не превышает трехкратной величины¹. Следует отметить, что в эксплуатации при наполнении мало-

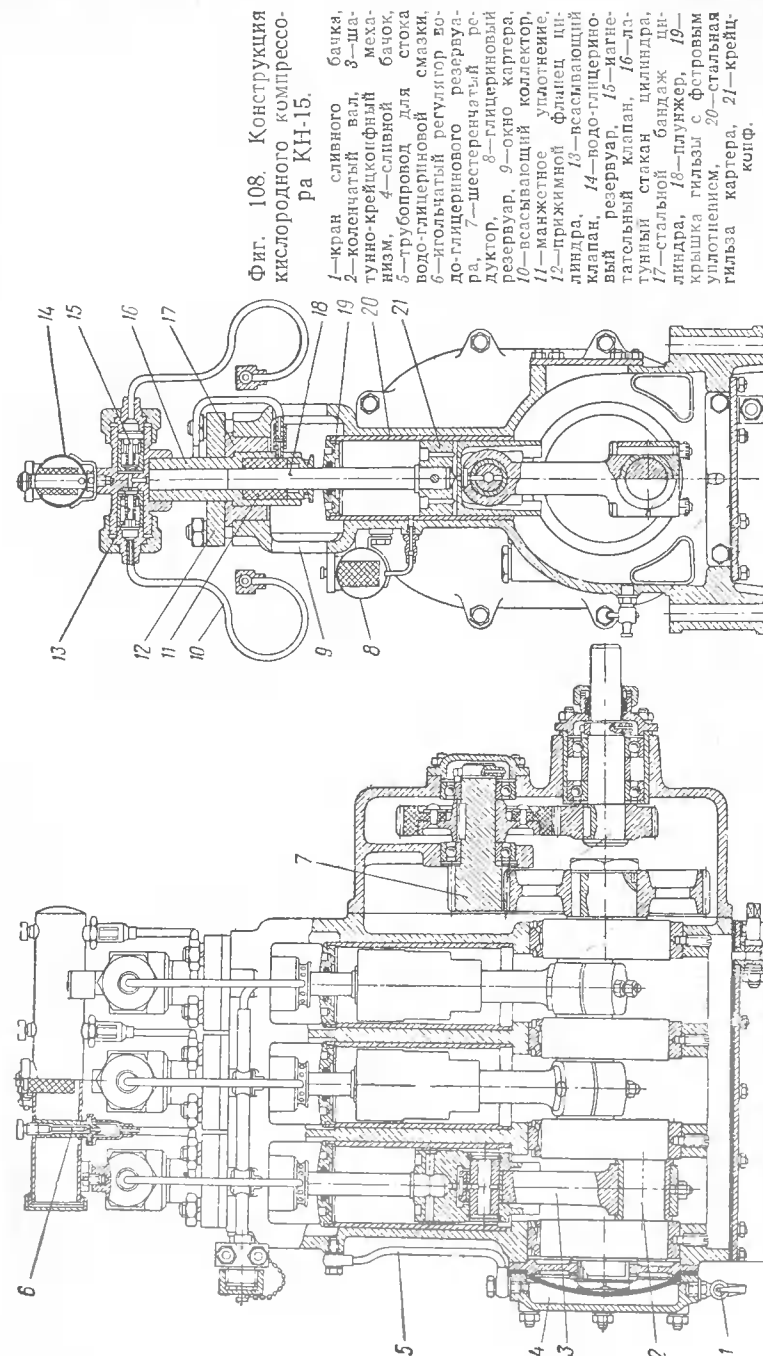
литражных баллонов часто допускают конечную степень повышения давления, равную четырем и даже пяти, однако вследствие чрезмерно повышенной температуры кислорода такой режим не следует рекомендовать.

Внешний вид и конструкция трехцилиндрового одноступенчатого кислородного плунжерного компрессора КН-15, рассчитанного на рабочее давление 200 *ати*, показаны соответственно на фиг. 107 и 108. Компрессор с цилиндрами диаметром 18 мм при ходе плунжеров 65 мм и номинальном числе оборотов 200 в минуту обеспечивает гарантийную производительность 15 м³/час (или 250 л/мин), приведенных к 1 *ата*. Имея в виду переменный режим давлений, здесь и далее гарантийная производительность отнесена к следую-

¹ Здесь и далее в этой главе давления во всасывающем и нагнетательном коллекторах компрессора отождествлены с давлениями соответственно в опорожняемой и наполняемой емкостях. Это допустимо, поскольку скорость движения кислорода в магистралях мала и их сопротивление не превышает точности манометрических приборов.



Фиг. 107. Трехцилиндровый одноступенчатый кислородный компрессор КН-15.



Фиг. 108. Конструкция кислородного компрессора КН-15.

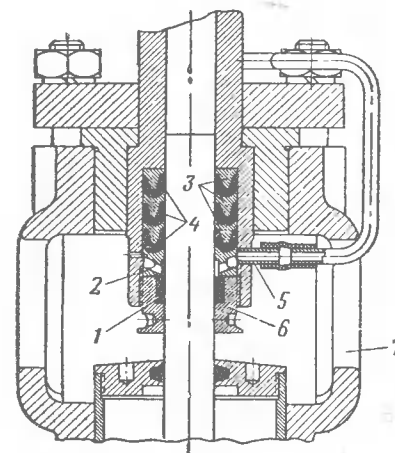
1—кран сливного бака, 2—коленчатый вал, 3—шатуно-крейцкопфный механизм, 4—сливной трубопровод для стока воды-глицериновой смазки, 5—иглообразный регулятор расхода глицеринового резервуара, 6—шестеренчатый редуктор, 7—глицериновый резервуар, 8—окно картера, 9—всасывающий коллектор, 10—манжетное уплотнение, 11—прижимной фланец цилиндра, 12—всасывающий клапан, 13—нагнетательный клапан, 14—нагнетательный стакан цилиндра, 15—стальная бандаж цилиндра, 16—плунжер, 17—уплотнение, 18—стальная крышка гильзы с фрезерным уплотнением, 19—гильза, 20—стальная крышка, 21—крейцкопф.

щим условиям установки и режиму работы компрессора: объемы опорожняемой и наполняемой емкостей равны 40 л; начальное давление, т. е. давление начала перекачки, — 80 *ати*; конечная степень повышения давлений — 3.

Привод плунжеров компрессора осуществляется через шестеренчатый редуктор 7, коленчатый вал 2 и шатунно-крейцкопфный механизм 3. Кислород из транспортного питающего баллона или группы баллонов, присоединенных непосредственно к коллектору 10 или к магистрали на щите управления, проходит всасывающий клапан 13, сжимается плунжером 18 и через клапан 15 выталкивается в наполняемую емкость. Уплотнение между плунжером и цилиндром осуществляется тремя неподвижными кожаными манжетами 11. Приводной механизм компрессора смазывается глицерином, залитым в картер и барбатируемый кривошипными на трущиеся поверхности. Крейцкопфные пальцы и верхние головки шатунов смазываются глицерином, поступающим самотеком из резервуара 8. Смазка манжетного уплотнения осуществляется смесью воды с глицерином в соотношении соответственно 80 и 20 частей по объему. Водно-глицериновая смесь заливается в резервуар 14, откуда самотеком через игольчатые регуляторы 6 поступает в кольцевую камеру манжетного уплотнения и, увлекаемая плунжером, смазывает рабочую поверхность манжет. Избыток смазки собирается на верхнем лотке картера и по трубопроводу 5 стекает в нижний бачок 4, откуда периодически удаляется через кран 1.

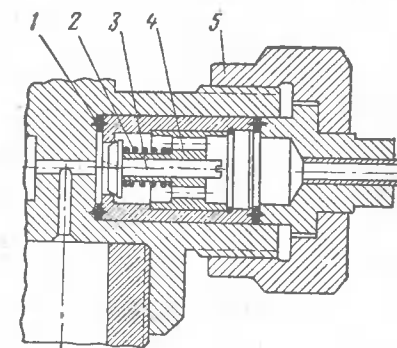
Латунный цилиндр 16 запрессован в стальной бандаж 17, посадочный пояс которого центрируется в картере. Крепится цилиндр прижимным фланцем 12. При посадке латунного цилиндра непосредственно на чугунный картер (без стального бандаж) вследствие электрохимической коррозии, возникающей на поверхностях посадочных поясов, съем цилиндра затрудняется. Плунжеры компрессора, изготовленные из стали 2Х18Н9, жестко связаны с чугунными крейцкопфами 21. В верхней части гильз 20 ввернуты крышки 19 с фетровыми уплотнениями, предназначенными и для снятия глицериновой смазки с поверхности плунжеров. Внутри уплотнительных U-образных кожаных манжет 4 (фиг. 109) вставлены латунные упорные кольца 3, процентированные по внешнему диаметру. Упорное кольцо верхней манжеты прижимается к торцу уплотняющей камеры цилиндра через латунный стакан 2 специальным винтом 6. В латунном стакане предусмотрены отверстия, через которые поступает водо-глицериновая смесь, подведенная из резервуара по трубопроводу 5. Сжатый кислород прижимает внутренние кромки манжет к образующей поверхности плунжера, а внешние — к стенке цилиндра. Кислород, пропущенный первой манжетой, попадает в полость второй и т. д., при этом давление в каждой полости понижается. Набор из трех кожаных манжет создает удовлетворительное уплотнение плунжера диаметром 18 мм. При ненормальной работе уплотнительного узла, например подгара поверхностей манжет, выворачивания рабочих

кромки, смятия резьбового соединения прижимного винта и т. п., прорвавшийся кислород имеет свободный выход через окна 7. Тарельчатые самодействующие клапаны компрессора (фиг. 110) изготовлены из нержавеющей стали 1Х18Н9. Штоки клапанов 3 центрируются в латунных корпусах 4, тарелки упираются в седла с фаской 0,2×45°. Клапаны прижимаются легкими пружинами 2, изготовленными из фосфористой бронзы. Незначительная ширина уплотняющих поясов в парах седло—клапан



Фиг. 109. Уплотнение плунжера компрессора КН-15.

1—хлопчатобумажная набивка, 2—стакан уплотняющей камеры, 3—латунные кольца уплотнения, 4—кожаные манжеты, 5—трубопровод водо-глицериновой смеси, 6—винт уплотнительного узла, 7—окно.



Фиг. 110. Нагнетательный клапан компрессора КН-15.

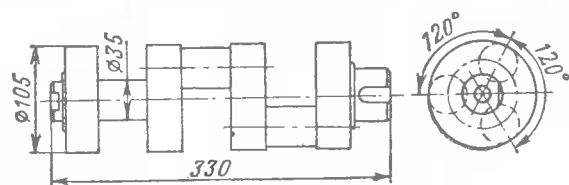
1—уплотнительные прокладки, 2—пружина, 3—клапан, 4—направляющая клапана, 5—прижимная гайка.

вследствие больших удельных давлений обеспечивает быструю приработку и сравнительно малое сопротивление клапанов в момент открытия. Торцы корпусов клапанов уплотняются фибровыми прокладками 1, затянутыми через штуцер гайкой 5. Опорная площадь каждой прокладки выбрана одинаковой, иначе удельные давления не будут равны, и в прокладке с меньшей опорной площадью деформация материала наступает ранее, чем в прокладке с большей площадью. При такой конструкции герметичность не достигается.

К одной из отличительных особенностей кривошипно-шатунного механизма компрессора КН-15 и всех последующих модификаций этого семейства компрессоров, следует отнести конструкцию коленчатого вала (фиг. 111), щеки которого одновременно служат коренными шейками. Такая конструкция позволила сократить продольные размеры вала и компоновать компрессор исходя из размеров цилиндрической группы. Это дало возможность значительно уменьшить габариты и вес компрессора и получить сравнительно

высокую удельную (по отношению к весу) производительность. При такой конструкции компоновка картера компрессора выполнена без разъема, что значительно упростило монтаж приводного механизма. Малые величины напряжений в расчетных сечениях коленчатого вала позволяют (в опытном производстве) исключить изготовление поковки и вытачивать вал непосредственно из прутковой стали.

В течение длительной работы компрессора наблюдался износ нижних рабочих половин бронзовых вкладышей коренных подшипников. В результате выработки подшипников, достигающей 0,5 мм, весь кривошипно-шатунный механизм смещался вниз, увеличивая зазоры между торцами плунжеров и днищами цилиндров, что приводило к увеличению мертвых пространств цилиндров и несколько снижало производительность. Смещение кривошипно-шатунного



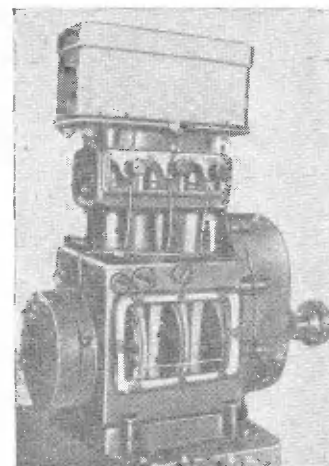
Фиг. 111. Коленчатый вал компрессора КН-15.

механизма заставило расположить ведущую шестерню в верхней части редуктора и допустить в процессе эксплуатации неизбежное расхождение начальных окружностей в приводной паре шестерен. Износ верхней части бронзовых вкладышей коренных подшипников не наблюдался даже при работе механизма на холостом ходу, что объясняется наличием трения в уплотнительных узлах, сила которого достаточна для погашения инерционной силы, возникающей в результате движения поступательных масс кривошипно-шатунного механизма. Заметим, что для уменьшения шума венцов ведомой шестерни первой пары редуктора изготовлен из текстолита.

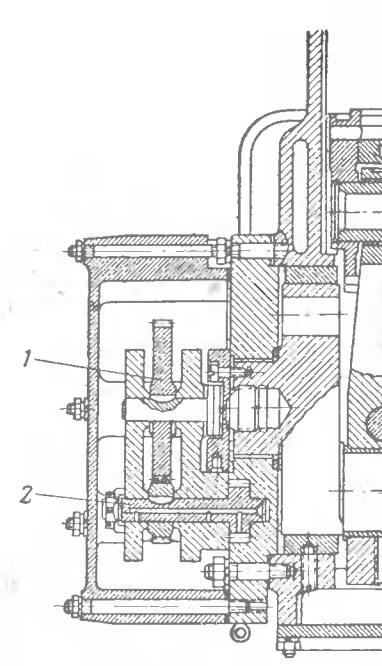
Развитие одноступенчатых кислородных компрессоров шло по линии увеличения производительности, снижения температур, отработки уплотнительных узлов и изыскания более качественных материалов. Трехцилиндровый одноступенчатый кислородный плунжерный компрессор КН-30, рассчитанный на рабочее давление 200 атм с цилиндрами диаметром 22 мм при ходе плунжеров 65 мм и номинальном числе оборотов 200 в минуту, обеспечивал гарантийную производительность 30 м³/час или 500 л/мин, приведенных к 1 атм. Здесь, как и при рассмотрении компрессора КН-15, указанная производительность отнесена к ранее оговоренным условиям установки и режиму работы.

Цилиндровая группа компрессора КН-30, выполнена на картере и приводном механизме компрессора КН-15. В ней, кроме увеличения диаметров цилиндров, значительно увеличены проходные

сечения нагнетательного коллектора, что дало возможность уменьшить скорость прохождения кислорода, передать большее количество тепла в окружающую среду и тем самым снизить нагрев уплотнительных узлов и клапанных головок цилиндров компрессора. Длительная эксплуатация опытной серии этих машин показала удовлетворительную работоспособность на протяжении всего гарантийного срока.



Фиг. 112. Трехцилиндровый одноступенчатый кислородный компрессор КН-40.



Фиг. 113. Глицериновый насос компрессора КН-40.

1—приводная шестерня насоса, 2—собственная шестерня насоса.

Дальнейшее повышение производительности требовало более эффективного охлаждения цилиндрической группы, принудительной смазки трущихся поверхностей и улучшения работы уплотнительных узлов. Эти мероприятия заставили перейти на новое литье картера и ввести усиление основных деталей приводного механизма. Водяное охлаждение компрессора, усиление уплотнительных узлов цилиндрической группы и три самостоятельные системы смазки — вот основные отличительные особенности следующей модификации.

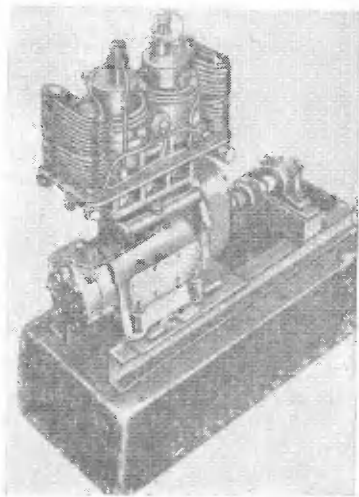
Внешний вид трехцилиндрового одноступенчатого кислородного плунжерного компрессора КН-40, рассчитанного на рабочее давление 220 атм, показан на фиг. 112. Компрессор с цилиндрами диаметром 22 мм при ходе плунжеров 90 мм и номинальном числе

оборотов 200 в минуту обеспечивает гарантийную производительность (отнесенную к ранее указанным условиям установки и режиму работы) $40 \text{ м}^3/\text{час}$ или 666 л/мин , приведенных к 1 ата. Компрессор имеет принудительную водо-глицериновую смазку манжетных уплотнений, подаваемую шестеренным насосом (фиг. 113), вмонтированным в верхней части упорного подшипника, принудительную глицериновую смазку крейцкопфных пальцев — насосом, вмонтированным в нижней части упорного подшипника и барботажную смазку глицерином кривошипного механизма и шестерен редуктора. Нижнее расположение глицеринового насоса 2 позволило засасывать глицерин непосредственно из картера компрессора, однако в этом случае ведущая приводная шестерня 1 располагается над ведомой шестерней и, чтобы исключить влияние усадки кривошипно-шатунного механизма, сцепление вала приводной шестерни выполнено с большим гарантийным зазором.

Непрерывное улучшение конструкции узлов одноступенчатых кислородных компрессоров серии КН дало возможность значительно повысить технические показатели. Так, в рассматриваемом семействе при сравнительно небольшом увеличении веса удалось повысить производительность более чем в два раза и значительно упростить эксплуатацию машин.

Модификации компрессоров серии КН

Тем временем на базе одноступенчатых кислородных компрессоров серии КН развивались конструкции многоступенчатых машин, предназначенных для сжатия различных газов. Потребность в этих сравнительно малогабаритных компрессорах в то время особенно ощущалась исследовательскими лабораториями и экспериментальными цехами промышленности.



Фиг. 114 Трехцилиндровый трехступенчатый кислородный компрессор КН-8 (водяной кожух снят).

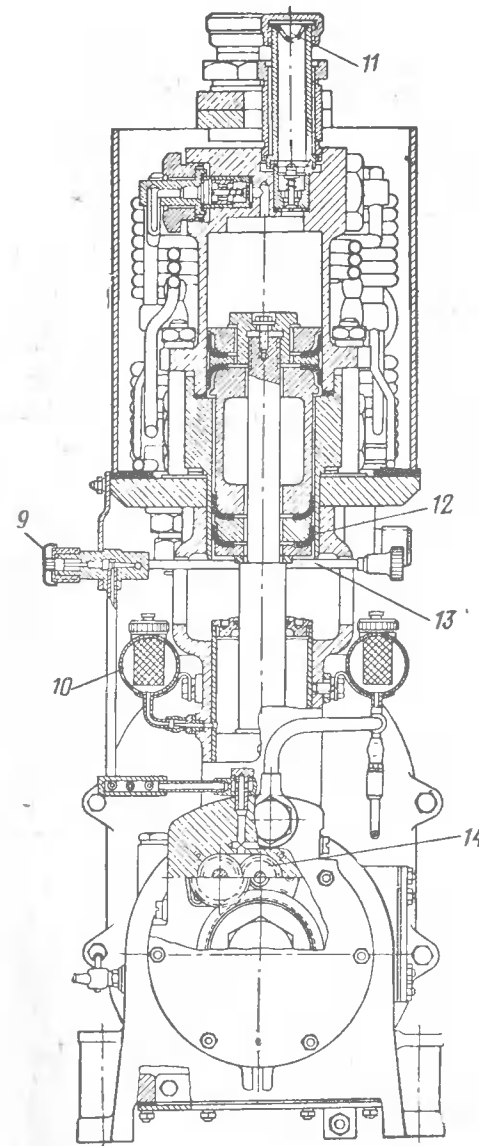
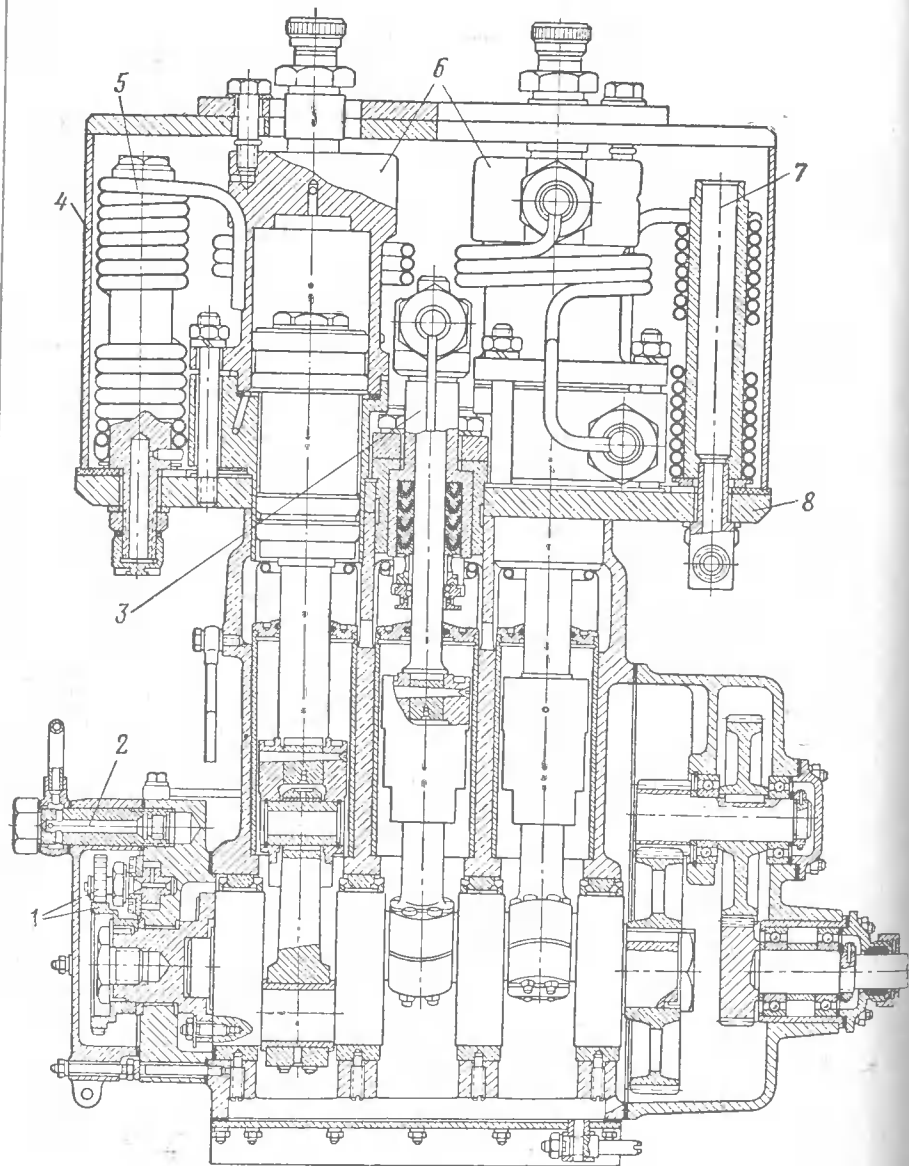
Трехступенчатый трехцилиндровый кислородный компрессор КН-8, внешний вид и конструкция которого показаны соответственно на фиг. 114 и 115, имеет два дифференциальных цилиндра I и II ступеней с диаметрами соответственно 76 и 76—68 мм и цилиндр III ступени с диаметром 22 мм. При ходе поршней 65 мм и номинальном числе оборотов 250 в минуту компрессор обеспечивает гарантийную производительность $8 \text{ м}^3/\text{час}$ или 133 л/мин , приведенных к 1 ата. Производительность указана при

переменном режиме работы компрессора, соответствующем наполнению емкости от нулевого манометрического давления до давления 150 ати.

Цилиндровая группа компрессора спроектирована на базе картера и кривошипно-шатунного механизма компрессора КН-15. Приводной редуктор и водо-глицериновый насос выполнены применительно к собственным условиям. На переходной плите 8, укрепленной на верхнем лотке картера, смонтированы два дифференциальных цилиндра б I и II ступеней и один цилиндр 3 III ступени. Герметизация ступеней, расположенных в дифференциальных цилиндрах, осуществляется кожаными манжетами 12, вмонтированными в разборные алюминиевые поршни. Цилиндр III ступени имеет неподвижное уплотнение, набранное из четырех манжет. Кислород засасывается из газгольдера через фильтр 11 и, последовательно сжимаясь в I, II и III ступенях, выталкивается в баллонную емкость под давлением 150 ати. Для охлаждения сжатого кислорода предусмотрены межступенчатые холодильники 5, а вся цилиндровая группа закрыта стальным кожухом 4, внутрь которого заливается вода. При наличии постороннего источника для эффективности охлаждения в кожухе осуществляется циркуляция воды. В этом случае вода сливается через внутреннюю полость колонки 7. Смазка механизма компрессора комбинированная. Кривошипно-шатунный механизм и шестерни редуктора смазываются барботажем глицерина, залитого в картер. Палец крейцкопфа смазывается глицерином, поступающим самотеком из резервуара 10, а цилиндровая группа — водо-глицериновой смесью, подаваемой шестеренным насосом 14. Насос получает привод от коленчатого вала через шестерни 1. Смазка проходит через фильтр 2, регулируется игольчатым регулятором 9, откуда по трубопроводу 13 подается к цилиндрам и, разбрызгиваясь в нижней полости зеркала, увлекается кожаными манжетами.

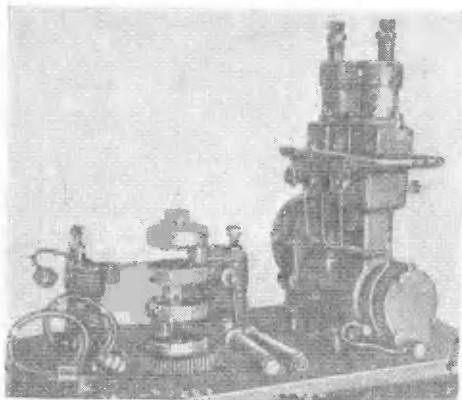
Для перекачки углеводородных газов из газгольдеров в баллонные емкости спроектирован компрессор ГН-10, внешний вид и конструкция которого показаны соответственно на фиг. 116 и 117. Компрессор ГН-10, имея размерность ступеней компрессора КН-8, отличается от последнего наличием поршневых уплотнительных и маслосбрасывающих колец, вытяжной вентиляции, удаляющей углеводородные газы из нижней полости цилиндров и несколько повышенной оборотностью. Синхронное включение вентиляции, т. е. включение в момент пуска газа во всасывающий коллектор компрессора, устраняет возможность отравления окружающего воздуха и опасность пожара. Смазка компрессора осуществляется автотом, заливаемым в картер и подаваемым шестеренным насосом к пальцам крейцкопфов и к нижним полостям цилиндров.

Представляет интерес проект воздушного трехцилиндрового четырехступенчатого компрессора ВН-60, предназначенного для сжатия воздуха или нейтральных газов до рабочего давления

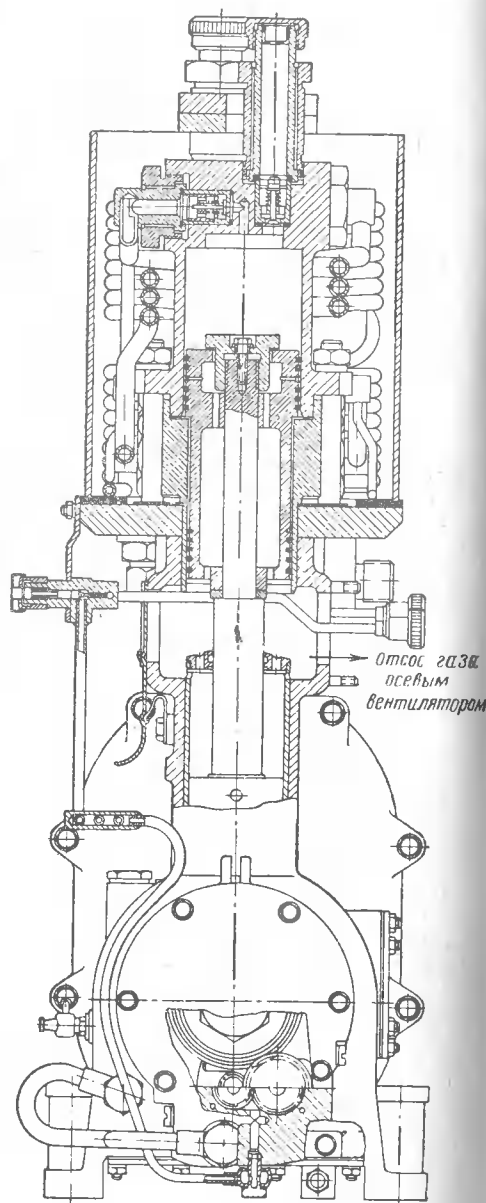


Фиг. 115. Конструкция кислородного компрессора КН-8.

1—приводные шестерни водо-глицеринового насоса, 2—фильтр водо-глицериновой смеси, 3—цилиндр III ступени, 4—водяной кожух, 5—холодильники, 6—цилиндры I и II ступеней, 7—сливная колодка, 8—плита компрессора, 9—регулятор водо-глицериновой смеси, 10—глицериновый резервуар, 11—фильтр, 12—кожаные манжеты, 13—водо-глицериновый трубопровод, 14—шестеренный насос.

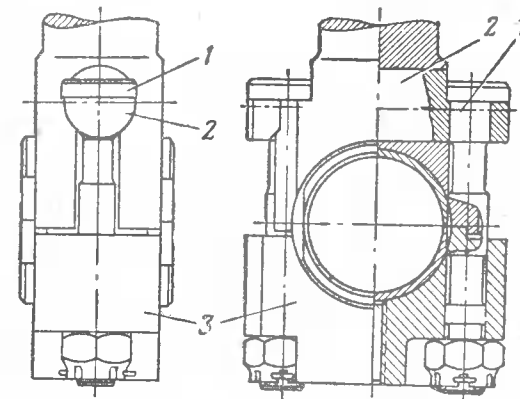


Фиг. 116. Трехцилиндровый трехступенчатый углеводородный компрессор ГН-10 и его основные детали.



Фиг. 117. Конструкция углеводородного компрессора ГН-10.

250 ати. Компрессор имеет два дифференциальных цилиндра I и II ступеней с диаметрами соответственно 108 и 108—94 мм и один дифференциальный цилиндр III и IV ступеней с диаметрами 38 и 38—32 мм. Ход поршней компрессора 90 мм, номинальное число оборотов 800 в минуту. Цилиндровая группа выполнена на базе картера и приводного механизма компрессора КН-40. Охлаждение сжатого воздуха осуществляется промежуточными межступенчатыми холодильниками, смонтированными отдельно от компрессора. Компрессор смазывается автолом, заливаемым в картер и нагнетаемым насосом через шариковые регуляторы к нижним полостям цилиндров. Избыток смазки стекает на лоток картера и смазывает крейцкопфные пальцы.



Фиг. 118. Конструкция нижней головки шатуна с цилиндрической вставкой.

1—болты шатуна, 2—цилиндрическая вставка, 3—нижняя крышка шатуна.

При проектировании компрессора ВН-60 обычная конструкция нижней головки шатуна не вписывалась в размеры направляющих крейцкопфов, через которые шатуны монтировались на шейки вала. Это обстоятельство заставило отказаться от принятой конструктивной схемы шатуна и искать новые решения. На фиг. 118 показана конструкция шатуна с нижней головкой, выполненной по цилиндру, с диаметром, обеспечивающим возможность подкладки верхнего шатунного вкладыша, а опорой силовым болтам 1 служит цилиндрическая вставка 2. Монтаж вставки, крышки 3 и силовых болтов осуществляется через боковой люк в картере компрессора. Такое конструктивное выполнение дает возможность монтировать шатуны через направляющие крейцкопфов и при минимальных размерах нижней шатунной головки достигнуть необходимой жесткости.

В табл. 21 приведены основные данные рассмотренных кислородных, углеводородных и воздушных компрессорных машин. Здесь удельные давления на шейках коленчатого вала и крейцкопф-

Основные данные кислородных, углеводородных и воздушных поршневых (плунжерных) компрессорных машин

Таблица 21

Технические данные	Единица измерения	Индексы компрессоров					
		КН-15	КН-30	КН-40	КН-8	ГН-10	ВН-60
Число цилиндров		3	3	3	3	3	3
Число ступеней		1	1	1	3	3	4
Диаметр цилиндра I ступени	мм	18	22	22	76	76	108
Диаметр цилиндра II ступени	"	—	—	—	76—68	76—68	108—94
Диаметр цилиндра III ступени	"	—	—	—	22	22	38
Диаметр цилиндра IV ступени	"	—	—	—	—	—	38—32
Ход плунжера (поршня)	"	65	65	90	65	65	90
Расстояние между осями цилиндра	"	80	80	80	80	80	80
Число оборотов коленчатого вала	об/мин	200	200	200	250	300	800
Скорость плунжера (поршня)	м/сек	0,43	0,43	0,6	0,54	0,65	2,4
Число оборотов приводного вала	об/мин	600	600	700	1500	1800	1000
Степень редукции		3	3	3,5	6	6	1,25

Максимальное рабочее давление	атм	200	200	220	150	150	250
Гарантийная производительность	м³/ч при 1 атм	15	30	40	8	10	60
Вес сухой	кг	120	125	150	135	135	160
Габариты (длина, ширина, высота)	мм	560×280×590	560×280×590	620×300×640	640×280×770	640×280×770	630×300×1000
Удельное давление:							
на коренную шейку	кг/см²	15	23	25	17	17	13
на шатунную шейку	"	32	47	40	35	35	29
на поршневой (крейцкопфный) палец	"	89	90	90	73	73	69
Охлаждение цилиндра		Воздушное	Воздушное	Водяное	Водяное	Водяное	Водяное
Смазка цилиндров		Водо-глицерин	Водо-глицерин	Водо-глицерин	Водо-глицерин	Автол	Автол
Смазка механизма		Глицерин	Глицерин	Глицерин	Глицерин	Автол	Автол

ных пальцах (верхняя головка шатуна) для одноступенчатых компрессоров подсчитаны при максимальном рабочем давлении в цилиндре, а для многоступенчатых — при подстановке рабочих давлений последних ступеней. Для компрессоров с манжетным уплотнением плунжеров при подсчете удельных давлений суммировалась вертикальная сила, получаемая в результате трения в манжетном уплотнении. Величина этой силы составляла одну десятую от силы давления газа на площадь плунжера. Заметим, что при переменном режиме работы действие высокого удельного давления кратковременно и применительно к такому режиму возможно было допустить величину 90 кг/см^2 . При длительной работе компрессора на высоких давлениях с глицериновой смазкой механизма не следует рекомендовать удельное давление более 70 кг/см^2 .

Заметим также, что ранее указанные данные гарантийной производительности рассмотренных семейств компрессорных машин значительно занижены. Эта производительность обеспечивается на протяжении всего ресурса компрессора при регламентных работах, предусматривающих периодическую замену манжет уплотнительных узлов. При работе компрессора с сравнительно новыми манжетами, точнее с манжетами, обеспечивающими незначительный пропуск кислорода, при указанных условиях установки и режима работы производительность значительно увеличивается, достигая, например, для компрессора КН-15 величины $28 \text{ м}^3/\text{час}$ или 468 л/мин , приведенных к 1 атм .

Глава одиннадцатая

ИСПЫТАНИЯ И ДОВОДКА КИСЛОРОДНЫХ КОМПРЕССОРОВ

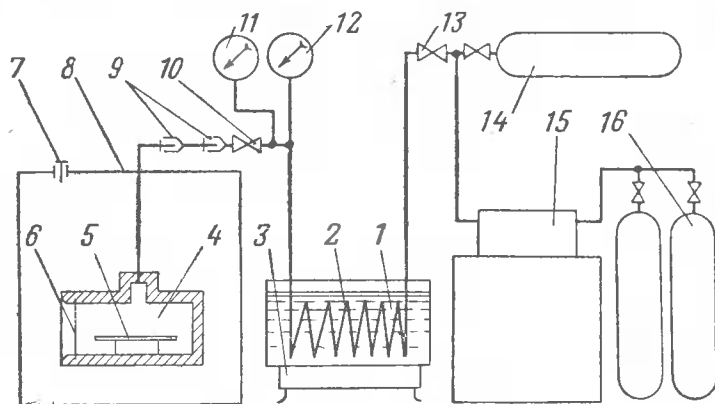
Испытания и доводка механизма поршневого компрессора являются наиболее ответственными этапами работы конструктора. От своевременно выявленных дефектов и успешного их устранения зависит качество конструкции и, следовательно, решение поставленной задачи. К сожалению, многие конструкторы не придают надлежащего значения пройденным этапам доводки и в большинстве случаев своевременно не регистрируют результаты работ, полагая, что они не являются последними и существенно важными. Так, после успешного окончания работы и тем более через некоторый промежуток времени теряются варианты конструкций и в какой-то степени утрачивается опыт, приобретенный в данной работе. Это приводит к повторению пройденных ошибок, излишней затрате материальных средств и, главное, к потере времени.

Доводка кислородных компрессоров

Рассмотрим результаты работ по доводке одноступенчатых кислородных компрессоров, выпущенных в серийном производстве под индексом КН. Предварительная расчетная оценка теплового режима компрессора вследствие сравнительно повышенного числа оборотов, больших объемов цилиндров и отсутствия организованного охлаждения показала возможность значительного нагрева сжатого кислорода. Это обстоятельство ставило перед необходимостью организации экспериментальных работ по выявлению степени стойкости смазывающих жидкостей и органических материалов, применяемых к конструкции, в зависимости от воздействия на них кислорода различного термодинамического состояния.

Схема экспериментальной установки для испытания стойкости смазывающих жидкостей и органических материалов приведена на фиг. 119. Кислород из баллона 14 проходил подогреватель 2 и, попадая в камеру 4, соприкасался с пластинкой 5, на поверхность которой наносился слой испытуемой жидкости, применяемой для смазки компрессора, или укреплялся образец органического материала. В зависимости от резкости открытия вентиля 13 давление кислорода оказывало статическое или динамическое действие

на испытуемый материал. Параметры кислорода контролировались манометром 11 и термпарой 12. Пластина 6, укрепленная в днище камеры, была рассчитана на давление 230—250 ати. При взрыве в камере пластинка 6 разрывалась. Для предотвращения распространения взрывной волны в коммуникации предусмотрены два обратных клапана 9. Кислород подогревался горячим глицерином, залитым в резервуар 1. Температура глицерина могла быть доведена электроподогревателем 3 до 290° (температура кипения).



Фиг. 119. Схема экспериментальной установки для испытания смазок кислородного компрессора.

1—резервуар с глицерином, 2—подогреватель кислорода, 3—электроподогреватель, 4—камера для испытания, 5—пластина с нанесенным на нее слоем испытуемой смазки, 6—предохранительная пластинка, 7—редукционный клапан, 8—предохранительная камера, 9—обратные клапаны, 10—13—запорные вентили, 11—кислородный манометр, 12—термопара, 14—баллон с кислородом, 15—кислородный компрессор, 16—группа баллонов.

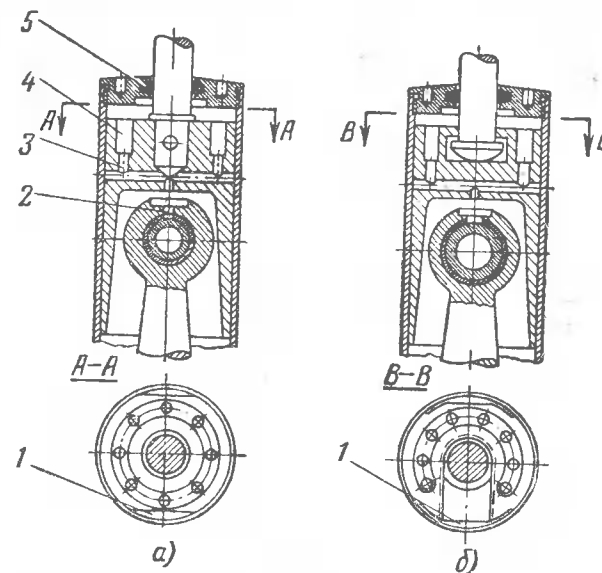
Расход кислорода из баллона 14 пополнялся компрессором 15, к всасывающему коллектору которого подключалась группа баллонов 16. В целях безопасности взрывная камера 4 помещалась в бронеканеру 8, давление в которой редуцировалось клапаном 7.

На описанной установке, все детали которой предварительно тщательно обезжиривались насыщенным раствором едкого натрия (техническая каустическая сода NaOH ГОСТ 5254), была проверена различная концентрация смеси глицерина с водой, обезжиренная в серном эфире, и необезжиренная кожа, фибра и другие материалы, которые могли найти применение к конструкции кислородного компрессора. В результате экспериментов было установлено:

1. Вероятность взрыва увеличивалась с увеличением давления и температуры кислорода, от интенсивности удара струи кислорода на испытуемую смазку и от способа нанесения смазывающей жидкости на металлическую поверхность. При толстом слое смазывающей жидкости взрыв не происходил и, наоборот, при тех же усло-

виях смазка, нанесенная тонким слоем, вступала с кислородом в реакцию, сопровождаемую взрывом.

2. Смазывающая жидкость, состоящая из 80% воды и 20% медицинского глицерина, нанесенная тонким слоем на обезжиренную латунную пластинку, не вступала в реакцию при динамическом действии на нее струей кислорода, предварительно сжатого до 200 ати и нагретого до 160°.



Фиг. 120. Модификация конструкции крепления плунжера.

а—первый вариант конструкции, б—окончательный вариант конструкции.

Эти данные были выше режима, предусмотренного инструкцией по эксплуатации компрессоров, что позволило применить выбранную смесь для смазки цилиндрической группы.

Ниже рассматриваются некоторые аварийные случаи, полученные при доводочных испытаниях кислородных компрессоров КН-15, КН-30 и КН-40. Так, через 20 час работы в картере компрессора КН-15 появился ненормальный шум механизма и было замечено просачивание глицерина через фетровое уплотнение крейцкопфной крышки. При разборке механизма на рабочих поверхностях крейцкопфных пальцев обнаружено отсутствие глицериновой смазки и наличие цветов побежалости. На фиг. 120, а показана схема первого варианта конструкции этого узла. При проектировании компрессора удельное давление на палец было допущено 110 кг/см². Эта цифра была подсчитана исходя из давления в цилиндре 200 ати с учетом вертикальной силы, полученной в результате трения в манжетном уплотнении, величина которой составляла одну десятую от силы давления кислорода на площадь плунжера.

В проведенных испытаниях из-за отсутствия соответствующих баллонов давление в цилиндре не превышало 160 *ати*, что с учетом сил трения в манжетном уплотнении соответствовало удельному давлению на палец $\sim 87 \text{ кГ/см}^2$. Смазка пальца осуществлялась барботажем глицерина из картера компрессора. Глицерин попадал на трущуюся часть вкладыша верхней головки шатуна через отверстие 2. При засасывании и сжатии кислорода нагрузка воспринималась только нижней половиной крейцкопфного пальца, что затрудняло проникновение глицерина на трущиеся поверхности и вызывало износ нижней половины вкладыша верхней головки и верхней половины вкладыша нижней головки шатуна. Этот недостаток в смазке рабочих поверхностей кривошипно-шатунного механизма, полученный в результате постоянного давления кислорода на торец плунжера, в какой-то степени компенсировался возможностью значительного сокращения торцового зазора между плунжером и днищем цилиндра. Это ясно, если иметь в виду, что при работе механизма на холостом ходу при движении плунжера к ВМТ сила инерции от поступательных масс полностью воспринималась силой трения в манжетном уплотнении, и только при движении плунжера к НМТ знак нагрузки изменялся и смазка могла свободно поступать к рабочим поверхностям вкладышей.

Принудительная смазка крейцкопфного пальца и уменьшение удельного давления могли бы устранить выявленный дефект. Однако эти изменения требовали переделок, связанных со значительной затратой времени. Поэтому первое конструктивное изменение, принятое для обеспечения смазки крейцкопфного пальца, сводилось к введению в верхней части крейцкопфа специальной расточки 4 и сверлений 3. Это изменение привело к более обильной смазке трущейся поверхности пальца, лучшему охлаждению головки шатуна и снижению пропуска глицерина из фетрового уплотнения 5. После 50-часовой работы компрессора на поверхностях пальца все же обнаруживались незначительные надиры, что вынуждало пойти на более радикальные изменения. На фиг. 120, б показан окончательный вариант конструкции крейцкопфного узла. Для уменьшения удельного давления диаметр крейцкопфного пальца увеличен с 20 до 24 *мм*. Это изменение позволило при давлении в цилиндре 160 *ати* (с учетом силы трения в манжетном уплотнении) получить удельное давление, не превышающее $\sim 72 \text{ кГ/см}^2$. Для уменьшения компрессии в надкрейцкопфной полости зазор 1 значительно расширен. Такая модификация крейцкопфного узла показала длительную работоспособность и была применена на всем семействе компрессоров этой серии.

Дальнейшее изменение конструкции относилось к цилиндровой группе компрессора. После нескольких часов длительного испытания ток, потребляемый электродвигателем, резко увеличился, а температура поверхностей цилиндров достигла 120°. При смене цилиндров, который в данном случае был возможен только с помощью домкратного приспособления, на рабочих поверхностях

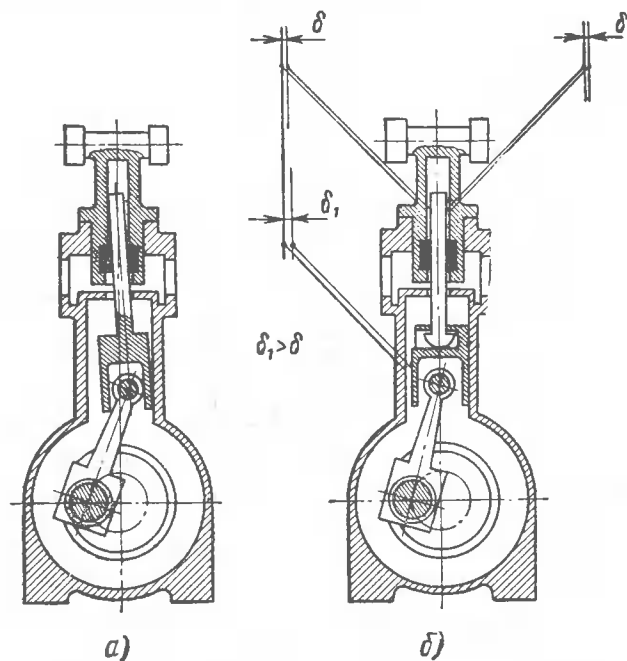
зеркал были обнаружены продольные риски, расположенные в плоскостях действия боковых сил *N*.

При проектировании цилиндров зазор между зеркалом и плунжером определялся ходовой посадкой, выполненной по 2-му классу точности. Для плунжера диаметром 18 *мм* это соответствовало диаметральному зазору от 20—63 *мк*. При такой посадке плунжерно-крейцкопфный узел, вставленный в цилиндр, свободно удерживался в вертикальном положении под действием силы собственного веса. Иначе, при закрытом днище цилиндра зазор между образующей поверхностью плунжера и зеркалом цилиндра создавал сопротивление, способное удержать внешнее атмосферное давление от проникновения внутрь цилиндра, где под действием веса вставленного узла создавался вакуум. Этот метод служил косвенной проверкой качества изготовления цилиндра. Предполагалось, что при такой посадке будет улучшена работа уплотнительного узла, сокращено мертвое пространство и, следовательно, увеличена производительность компрессора. При обеспечении центральной передачи силы на плунжер эта конструкция должна была обеспечить надежную работу цилиндровой группы, однако необходимость применения ходовой посадки в направляющей крейцкопфа приводила к диаметральному зазору 60—90 *мк*. Такое сочетание зазоров в цилиндре и направляющей крейцкопфа при действии боковой силы *N* неизбежно вело к перекоосу крейцкопфного узла и появлению надиров на зеркалах цилиндров. Этот перекоос искажал рабочие кромки манжет и ухудшал работу узла уплотнения.

На фиг. 121, а изображена конструктивная схема первого варианта описываемого узла. Перекошенный плунжер верхней кромкой соприкасался с латунным зеркалом цилиндра, а после демонтажа на плунжере обычно наблюдалось налипание латуни с заметным местным оплавлением. (Последнее высказано предположительно, поскольку оплавление латуни, происходящее при температуре 855—900°, неизбежно вызвало бы взрыв, во всяком случае, такая работа была крайне опасна). Очевидно, что принятая конструктивная схема была ошибочной, так как при сочетании выбранных зазоров крейцкопф полностью не воспринимал боковую силу *N* и эта сила, деформируя узел манжетного уплотнения, приводила к перекоосу плунжера.

Первое конструктивное изменение, исключающее надиры зеркал цилиндров, свелось к увеличению зазора в паре плунжер—цилиндр. Это увеличение было доведено до 260—318 *мк*, что соответствовало широкоходовой посадке 2-го класса при разности в номинальных размерах диаметров плунжера и цилиндра 0,2 *мм*. Рассматривая работу плунжера, остановимся на действии боковой силы *N*. Эта сила в результате постоянного давления кислорода на торец плунжера изменяет знак (направление) с каждым оборотом кривошипа и вызывает колебания крейцкопфа на величину зазора в его направляющих. Колебание воспринимается манжетным уплотнением цилиндра, причем большая деформация упругих кожаных манжет происходит в момент сжатия кислорода, т. е.

при движении плунжера вверх. Практика показала несколько лучшую работу манжет в том случае, когда ось цилиндра не совпадает с осью направляющей крейцкопфа, а параллельно смещена, т. е. дезоксирована в сторону действия большей по величине силы N . В связи с этим посадка скольжения на центрирующем бандаже цилиндра сначала была расширена до посадки движения



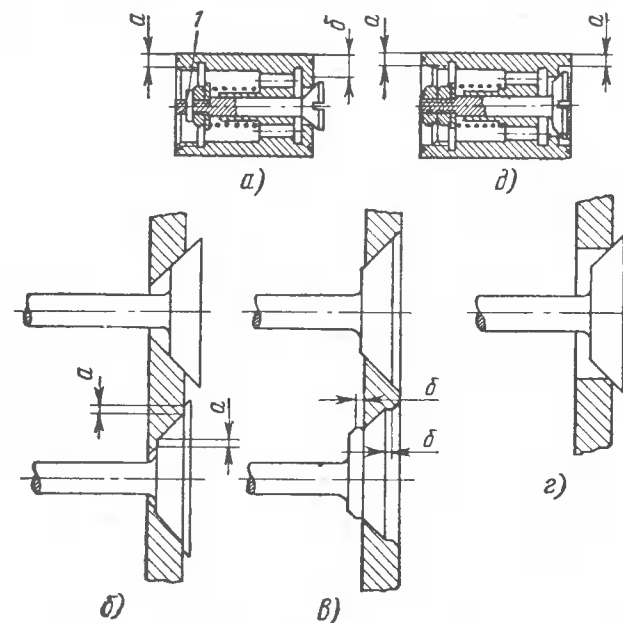
Фиг. 121. Схемы положений плунжера при работе компрессора.

a —перекос в результате жесткого крепления плунжера, b —самоцентрирование плунжера в результате шарнирного соединения, допускающее выполнение зазора $\delta_1 > \delta$.

и далее изменена на ходовую. Увеличение этого зазора давало возможность при монтаже цилиндра сдвинуть его ось и, следовательно, при работе кривошипно-шатунного механизма более равномерно распределить влияние боковой силы на манжетное уплотнение. Эти мероприятия устранили надиры цилиндров, однако расширение зазора в цилиндре увеличило мертвое пространство, что неизбежно снизило производительность компрессора и заставило искать новые конструктивные решения. Жесткое неразъемное соединение плунжера с крейцкопфом было изменено на шарнирное сочленение, что до некоторой степени исключило полную передачу боковой силы на узел уплотнения и позволило уменьшить зазор в плунжерной паре до 100—200 мк. Конструкция

такого соединения плунжера показана на фиг. 120, б и 121, б.

Следующее конструктивное изменение, связанное с увеличением производительности компрессора, относилось к доводке клапанных механизмов. Первый вариант конструкции всасывающего клапана изображен на фиг. 122, а. Такой клапан при давлении на торец 20 атм, пропускал кислорода 0,8—1,2 л/мин, а при давлении



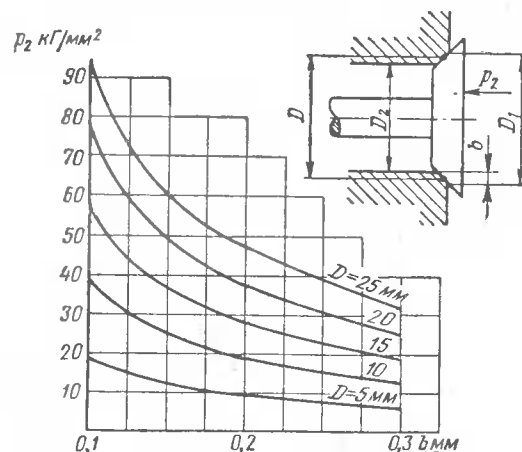
Фиг. 122. Модификация конструкции клапанного механизма:

a —первый вариант конструкции, b —неправильная посадка клапана, дающая при притирке опорную площадку a , $в$ —правильная посадка, обеспечивающая передвижение клапана вдоль оси, $г$ и $д$ —окончательный вариант конструкции клапанного механизма.

нии 150 атм — 0,2—0,4 л/мин. Эти величины утечек соответственно относились к минимальному и максимальному давлению кислорода в присоединяемой емкости. Указанные интервалы утечек кислорода определялись качеством притирки клапана, но даже их наименьшие значения были недопустимо велики.

Остановившись на конструктивных схемах, рассмотрим возможные случаи посадки грибка клапана на седло. На фиг. 122, б изображена схема посадки клапана, грибок которого выступает над кромкой седла, и при его притирке (по мере истирания уплотняющего пояса) образуется площадка a , которая приводит к упору клапана и дальнейшая притирка его становится невозможной. Такой случай относят к «затертому клапану», в действи-

тельности это следует отнести к неправильной конструктивной схеме, исключающей возможность вообще какой-либо притирки. Правильная посадка клапана изображена на фиг. 122, в, здесь грибок утоплен в седло, по мере истирания материалов образуются пояса b и клапан имеет возможность свободно продвигаться вдоль оси. Такая посадка связана с широким посадочным поясом и требует применения материалов с повышенной твердостью (сталь—бронза, сталь—чугун). В нашем случае для исключения коррозии клапан изготовлялся из нержавеющей стали



Фиг. 123. Расчетные характеристики удельных давлений в паре седло—клапан в зависимости от ширины седла.

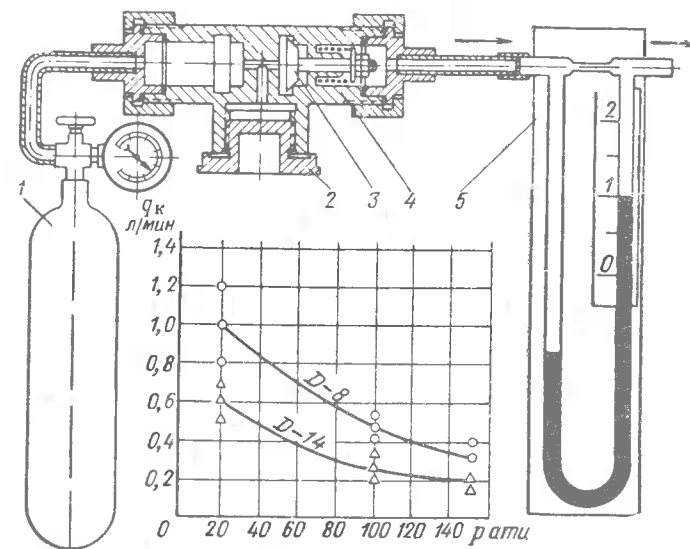
1Х18Н9 (НВ 140—180), а седло клапана — из латуни Л-69 (НВ 90—140). При таких низких твердостях притирка была невозможна, и посадка клапана выполнена на узкую кромку по схеме, показанной на фиг. 122, г. Герметичность в паре седло—клапан обеспечивалась главным образом за счет остаточной деформации латуни, получаемой в результате легкого пристукивания клапана. Последующая притирка во избежание образования упора клапана сводилась только к незначительному выравниванию геометрии посадочного пояса. При принятой посадке клапана улучшение герметичности в паре седло—клапан возможно было получить только за счет увеличения диаметров седла клапана. Это видно из формулы

$$P_{уд} = 0,25 \left(\frac{D}{b} + \frac{b}{D} + 2 \right) p_2 \approx 0,25 \left(\frac{D}{b} + 2 \right) p_2,$$

где p_2 — давление, действующее на клапан;
 D — средний диаметр седла клапана;
 $b = D_1 - D_2$ — ширина седла клапана.

На фиг. 123 показана схема клапана и приведены характеристики $p_{уд} = f(b)$, подсчитанные для различных величин среднего диаметра седла клапана при давлении $p_2 = 150$ атм.

Контроль герметичности клапана производился на установке, выполненной по схеме, показанной на фиг. 124. К головке 4 цилиндра компрессора (схематически изображенной на фигуре) присоединялся кислородный баллон 1, давление в котором изменялось от 150 до 20 атм. Нижняя часть головки герметизирована заглушкой 2. Кислород, оказывая давление на торец испытуемого клапана 3, частично прорывался через уплотняющую кромку пары седло—клапан. Пропущенный кислород проходил через реометр 5, показания которого давали возможность определить расход кисло-



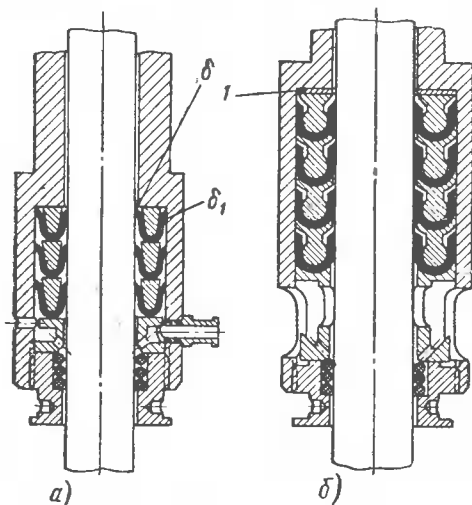
Фиг. 124. Установка для проверки клапана на герметичность и экспериментальные характеристики утечек в зависимости от давления кислорода на клапан.

1—баллон с кислородом, 2—герметизирующая заглушка, 3—испытуемый клапан, 4—головка цилиндра, 5—реометр.

рода за единицу времени. На схеме изображен всасывающий клапан, при проверке нагнетательных клапанов, последние проворачивались на 180°. На фиг. 124 (для двух различных средних диаметров седла клапана) показаны экспериментальные характеристики $q_k = f(p)$, т. е. утечки кислорода в зависимости от величины давления на грибок клапана. Из характеристик видно, что герметичность клапана улучшается с увеличением давления кислорода, т. е. с увеличением удельного давления на посадочный пояс. Понятно, что такая проверка клапана дает возможность сделать сравнительную оценку герметичности только при неработающем клапане.

Максимально возможное увеличение среднего диаметра седла клапана и одновременно улучшение качества изготовления в смысле обеспечения минимальных перекосов и получения правильной геометрии уплотняющих поясов дали возможность значительно улучшить герметичность и повысить производительность

компрессора примерно на 5—8%. Дальнейшая доводка клапана сводилась к изменению конструкции контровки. Первый вариант контровки всасывающего клапана, показанный на фиг. 122, *а*, не обеспечивал достаточную надежность. Шплинт 1 разрушался под действием вибрации и нормальная работа клапана нарушалась. В последующей модификации (см. фиг. 122, *б*) введена контровочная гайка, а для обеспечения равного удельного давления на фибровые уплотнительные прокладки на торцах корпуса предусмотрены уплотнительные пояса *а* с равными опорными тор-

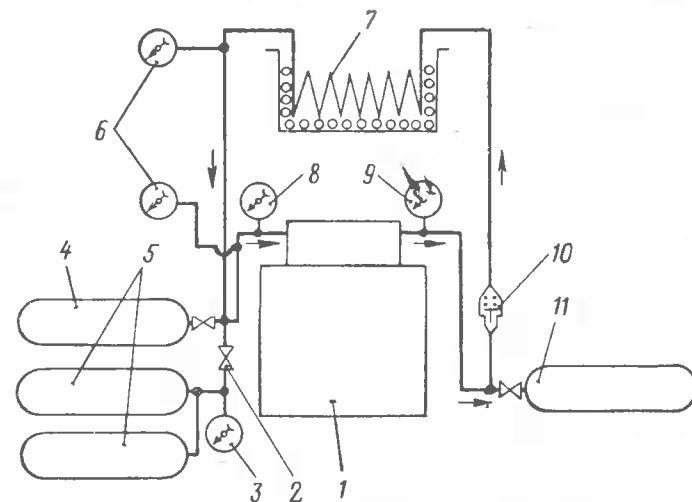


Фиг. 125. Модификация конструкции манжетного уплотнения.
а—первый вариант конструкции, *б*—окончательный вариант конструкции.

цовыми площадками. Контровка направляющей нагнетательного клапана в первом варианте была выполнена пружинным замком, изготовленным из стали ОВС с последующей оцинковкой. Эта деталь, находясь в среде кислорода, через несколько часов работы корродировала, причем очаг коррозии образовался в месте повреждения слоя цинкового покрытия при монтаже кольца. Продукты коррозии, попадая на седло клапана, нарушали нормальное прилегание пары и приводили к травлению кислорода. Следы продуктов коррозии обнаруживались также на зеркалах цилиндров и рабочих поверхностях кожаных манжет, что способствовало надиру зеркала и нарушало герметизацию в манжетном уплотнении. После замены материала пружинного кольца на сталь 1Х18Н9 и тщательной полировки поверхности детали коррозии не наблюдалось.

Наконец, одна из последних работ по увеличению производительности компрессора относилась к доводке узла манжетного уплотнения цилиндра, показанного на фиг. 125, *а*. Кислород, про-

ходя через щелевой зазор δ , попадал во внутреннюю полость первой манжеты, разжимал ее давлением и тем самым затруднял дальнейшее продвижение. Часть прорвавшегося кислорода воспринималась второй манжетой и т. д. Такой узел был проверен на утечку кислорода в зависимости от величины давления в цилиндре компрессора.

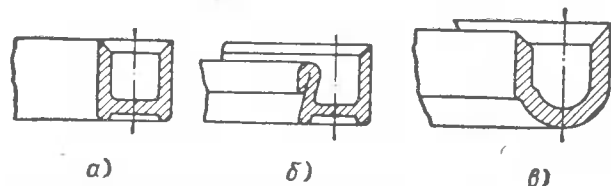


Фиг. 126. Схема экспериментальной установки для проверки герметичности манжетных уплотнений.

1—компрессор, 2—вентиль, 3, 8 и 9—манометры, 4 и 11—опорожняемый и наполняемый кислородные баллоны, 5—группа баллонов, 6—термопары, 7—холодильник, 10—закрытый редукционный клапан.

Схема установки для проверки герметичности манжетного уплотнения показана на фиг. 126. К питающему коллектору компрессора присоединен 40-литровый баллон 4 с давлением 50 *ати*; к нагнетающему коллектору — 40-литровый баллон 11 с давлением 150 *ати*. В магистраль высокого давления вмонтирован закрытый редукционный клапан 10, отрегулированный на 150 *ати*. При работе компрессора через этот клапан давление из наполняемого баллона стравливалось в питающий баллон 4. Такой обратный перепуск кислорода давал возможность соблюдать постоянную степень повышения давления. Давления питания и нагнетания контролировались манометрами 8 и 9. Для пополнения утечек кислорода через манжетное уплотнение к питающему баллону присоединена группа баллонов 5 с давлением 150 *ати*. Из этой группы баллонов емкостью 80 л через вентиль 2 кислород перепускался в баллон 4, в котором поддерживалось постоянное давление. Снижение давления в группе баллонов 5, контролируемое манометром 3, давало возможность определить количество кислорода, пропущенного через манжетное уплотнение цилиндров

компрессора за единицу времени. Чтобы исключить перегрев кислорода и связанное с этим повышение давления за счет внутренней энергии газа, в магистрали, соединяющей баллон 4 с баллоном 11, вмонтирован холодильник 7, заполненный сухой углекислотой. Термометрами 6 контролировалась температура кислорода, подводимого к компрессору, и температура кислорода на выходе из холодильника. Причем последняя поддерживалась по возможности равной температуре кислорода на входе в компрессор. Описанная установка давала возможность определить количество пропущенного кислорода через манжетное уплотнение цилиндров при различных степенях повышения давления и числа оборотов компрессора.



Фиг. 127. Деформации уплотнительных манжет после 50 час. работы.

а—сильное искажение профиля, *б*—кромка вывернута, *в*—допустимое искажение профиля, полученное в результате применения специальной полки в распорном кольце.

Первый вариант конструкции уплотнения, изображенный на фиг. 125, *а*, не обеспечил удовлетворительной работы. Кислород, поступая под большим давлением во внутреннюю полость первой манжеты, разжимал ее и продавливал вниз. Чрезмерная деформация манжеты нарушала герметичность уплотнительного узла и утечка кислорода увеличивалась. В аварийном случае внутренняя кромка продавленной манжеты под действием силы трения о поверхность плунжера выворачивалась и через уплотнение происходил интенсивный прорыв кислорода. Наиболее характерные искажения профиля манжет показаны на фиг. 127, *а* и *б*. В последнем случае изображен профиль вывороченной манжеты, совершенно не пригодной для работы.

Недостатком конструкции рассматриваемого узла является также и необходимость уплотнения двух зазоров, т. е. зазора δ (см. фиг. 125, *а*), ограниченного образующей поверхности плунжера и внешними поверхностями внутренних кромок манжет, и зазора δ_1 , ограниченного внутренней образующей поверхности нижнего пояса цилиндра и внешними поверхностями наружных кромок манжет. Такая конструкция приводила к излишней утечке кислорода через зазор δ_1 и особенно в том случае, когда верхняя плоскость первого кольца недостаточно плотно прилегала к плоскости цилиндра.

Окончательный вариант конструкции уплотнительного узла применен на всех дальнейших модификациях компрессоров (см. фиг. 125, *б*). Большой задел кожаных манжет не дал возможности

перейти на радикальную переделку конструкции (например, применить односторонние манжеты), и мы были вынуждены ограничиться постановкой под торец верхнего кольца кожаной прокладки 1 и некоторым видоизменением профиля колец. Первое — дало возможность изолировать внутреннюю образующую поверхность нижнего пояса цилиндра и, следовательно, избежать необходимости уплотнения внешними кромками манжет зазора δ_1 ; второе, т. е. изменение профиля кольца, исключило деформацию манжеты. Последнее изменение, как видно из фиг. 125, *б*, свелось к введению в верхнюю часть латунного кольца специальной полки, назначение которой поддерживать верхнюю манжету. Наружный диаметр полки центрировался по образующей поверхности цилиндра, а внутренний подходил к поверхности плунжера с гарантийным зазором 0,2 мм. При такой конструкции кольца манжета, прижатая давлением к поверхности плунжера и к полке нижнего кольца, сохраняла геометрическую форму, наиболее выгодную для уплотнения кислорода. Профиль такой манжеты после 50-часовой работы показан на фиг. 127, *в*.

Наряду с изменением конструкции уплотнительного узла особое внимание было обращено на качество кожи и технологию изготовления манжет. Партии манжет, изготовленные из хром-растительной кожи (ГОСТ 1904—48)¹, были заменены, и в спецификацию включены манжеты, изготовленные из хромового и хромомуфтового чепрака (ГОСТ 1898—48)². Эти кожи, как показала эксплуатация, обладают наилучшей стойкостью при истирании. Вытяжка профиля манжет производилась лицевой стороной наружу при нагреве до температуры 80—85° с последующим медленным охлаждением в пресс-форме до температуры окружающей среды. Особое внимание было обращено на тщательность обрезки внутренних кромок манжет, поскольку малейшее нарушение геометрии фаски в эксплуатации приводило к утечке кислорода. Рассмотренная конструкция узла манжетного уплотнения и применение на более производительных компрессорных машинах четвертой манжеты по сравнению с первоначальным конструктивным вариантом снизили утечки кислорода более чем в два раза.

На фиг. 128 показаны характеристики q_k , $Q = f(p_2)$, т. е. соответственно изменение величины утечки кислорода через манжетные уплотнения и производительности компрессора как функции давления в наполняемой емкости. Характеристики построены по данным (табл. 22), снятым при испытании компрессоров КН-15 и КН-40 на экспериментальной установке, которая выполнена в соответствии со схемой, изображенной на фиг. 126. При испытании число оборотов компрессора поддерживалось постоянным и было равно 200 об/мин. При увеличении давления в наполняемой емкости p_2 увеличивалось также и давление питания p_1 , так что степень повышения давления p_2/p_1 соблюдалась постоянной

¹ Кожа, дубление которой произведено водным раствором основных солей хрома и водными растворами растительных дубильных веществ.

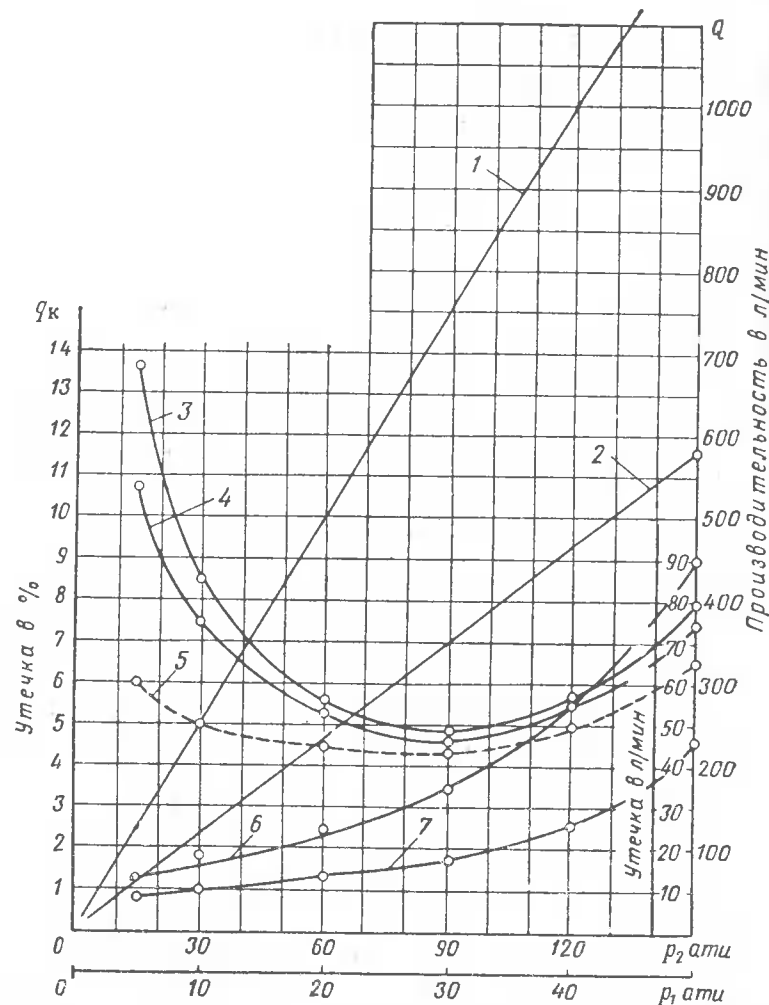
² Хребтовая часть кожи, применяющаяся для изготовления муфт.

Таблица 22

Данные об утечках кислорода через манжетные уплотнения
(по результатам испытаний компрессоров КН-15 и КН-40)

Условия эксперимента: $V_1 = V_2 = 40$ л, $n = 200$ об/мин, $\frac{P_2}{P_1} = 3$

Давление в питающем баллоне	Давление в наполняемой емкости	Снижение давления в 80-литровой емкости за 60 мин работы		Утечки, приведенные к 1 ата				Производительность компрессоров, приведенная к 1 ата				Утечки, отнесенные к производительности	
		ати		м³/час		л/мин		м³/час		л/мин		%	
		КН-15	КН-40	КН-15	КН-40	КН-15	КН-40	КН-15	КН-40	КН-15	КН-40	КН-15	КН-40
5	15	6	10	0,48	0,8	8	13,3	3,67	7,5	61,2	125	13,1	10,7
10	30	7,5	14	0,60	1,12	10	18,7	7,0	15,0	117	250	8,5	7,5
20	60	10	20	0,80	1,60	13,3	26,7	14,2	30,0	237	500	5,6	5,3
30	90	13	26	1,04	2,04	17,4	34,0	21,0	45,0	350	750	5,0	4,5
40	120	20	41	1,60	3,30	26,7	55,0	28,0	60,0	467	1000	5,7	5,5
50	150	35	68	2,80	5,45	46,6	90,8	35,0	73,1	586	1220	7,9	7,4



Фиг. 128. Экспериментальные характеристики утечек кислорода через манжетные уплотнения и расчетные характеристики производительности в зависимости от давлений в наполняемой и питающей емкостях.

1—характеристика производительности компрессора КН-40, 2—характеристика производительности компрессора КН-15, 3—относительные утечки в компрессоре КН-15, 4—относительные утечки в компрессоре КН-40, 5—относительные утечки в компрессоре КН-15 при жесткости манжет, 6—утечки в компрессоре КН-15, 7—утечки в компрессоре КН-40.

и была равна 3. Объемы наполняемой и опорожняемой емкостей были равны между собой и каждый из них составлял 40 л. Испытывались окончательно отработанные уплотнительные узлы, т. е. под первым верхним кольцом были поставлены кожаные прокладки, а на всех распорных кольцах введены поддерживающие полки.

Прямые линии иллюстрируют производительность компрессоров, выраженную в л/мин при давлении 1 ата:

две нижние характеристики показывают изменение абсолютной величины утечки через манжетное уплотнение компрессоров. Из этих характеристик видно, что с увеличением давления питания P_1 и давления нагнетания P_2 утечка увеличивается;

две верхних характеристики, выраженные в %, иллюстрируют отношение абсолютной величины утечки к производительности компрессора.

Как указывалось, при испытании степень повышения давления была постоянной, что дало возможность получить одинаковый коэффициент наполнения цилиндра и в этом смысле обеспечить идентичность всех точек графика. Из верхних характеристик видно, что утечка кислорода, выраженная в процентах к производительности, увеличена при малых и больших давлениях в наполняемой емкости. Увеличение утечки при повышении давления не вызывает сомнений, поскольку пропущенный объем сильно сжатого кислорода, приведенный к 1 ата, дает увеличенную величину по сравнению с пропущенным объемом при более низком давлении. Увеличение утечек кислорода при пониженных давлениях объясняется чрезмерной жесткостью манжет, кромки которых недостаточно плотно прижимаются к образующим поверхно-

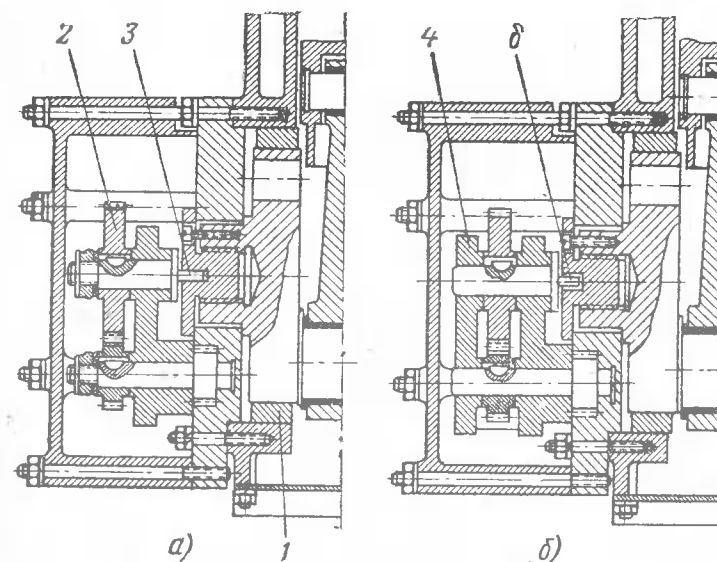
стям плунжеров вследствие малого давления внутри манжет. Имея это в виду, в процессе экспериментальных работ был проверен узел с различной жесткостью манжет. Кислород по мере прохождения через узел уплотнения теряет свое давление и, следовательно, первая манжета прижимается к образующей поверхности плунжера с большей силой, чем вторая, вторая с большей силой, чем третья и т. д. Поэтому первая манжета была изготовлена из жесткой кожи, вторая из менее жесткой и т. д. На таком уплотнительном узле предполагалось по мере падения давления получить хорошее прилегание последних манжет к поверхности плунжера. Характеристика относительных утечек кислорода через такое манжетное уплотнение для компрессора КН-40 (на графике пунктирная линия) показывает общее уменьшение утечек и особенно уменьшение при малых давлениях p_1 и p_2 . Однако эксплуатационные и производственные затруднения заставили отказаться от применения такого уплотнения в серийном производстве.

И, наконец, последнее мероприятие, относящееся к повышению производительности компрессора, — это снижение температур цилиндрической группы. Сжатый кислород, имея температуру более 100° , нагревал узел уплотнения, что приводило к испарению водоглицериновой смазки, повышенной утечке кислорода и преждевременному выходу из строя кожаных манжет. Модификация конструкции свелась к увеличению проходных сечений на выходе из цилиндра компрессора и, главным образом, сечений трубопроводов выходного коллектора. Это дало возможность снизить скорость движения кислорода и более эффективно передать тепло в окружающую среду.

Остальные изменения конструкции узлов предусматривали главным образом улучшение эксплуатационных качеств компрессоров. К этим изменениям в первую очередь следует отнести модификацию конструкции, связанную с системой смазки. На головках цилиндров первых образцов компрессоров КН-15 были установлены стандартные масленки. Из-за сравнительно малой емкости масленок, отсутствия хорошей регулировки в подаче водоглицериновой смеси и возможного боя стекла эти масленки были заменены общим резервуаром, изготовленным из листовой латуни и установленным на компрессорах КН-15 и КН-30. Однако смазка, поступающая самотеком через трубопроводы в полости манжетных уплотнений, требовала систематического наблюдения через смотровое стекло, вмонтированное на выходе смеси из регулировочных иголок. Это затрудняло эксплуатацию компрессоров и ставило перед необходимостью применения принудительной подачи смазки.

В одной из последних конструктивных разработок кислородного компрессора, а именно в компрессоре КН-40, для подачи смазывающих жидкостей предусмотрены шестеренные водоглицериновые и глицериновые насосы. Конструкция этих насосов в процессе доводки подвергалась некоторым изменениям главным образом в части приводных шестерен. Первоначальная конструкция привода насоса, схема которой показана на фиг. 129, а, приво-

дила к перекосу ведущей шестерни 2 и поломке хвостовика 3, сцепленного через прорезь с торцом коленчатого вала. Эта схема имела принципиальную ошибку, поскольку в ней не учитывалась усадка коленчатого вала, происходящая, как ранее указывалось, вследствие износа коренных подшипников 1. Применение вторых опор 4 (см. фиг. 129, б) и соединение хвостовика ведущего вала с большим зазором δ устранило поломки. Собственные шестерни насосов, обеспечивающие подачу глицерина и водоглицериновой смеси, не подвергались изменениям, их производительность значительно превышала необходимый расход, и избыток смазывающих жидкостей перепускался редукционными клапанами, вмонтированными в корпусах насосов.

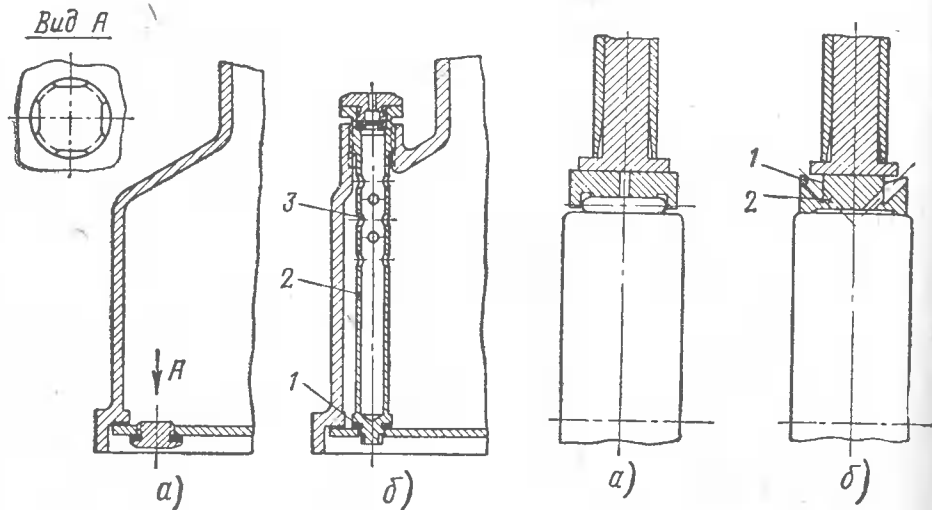


Фиг. 129. Модификация конструкции привода водоглицеринового насоса.

а—первый вариант конструкции, б—окончательный вариант конструкции

Слив глицерина из картера компрессора, осуществляемый в первых образцах через заглушку, ввернутую в поддоне (фиг. 130, а), (вследствие неудобного подхода гаечным ключом) был затруднен. На компрессоре КН-40 и последующих модификациях этот узел был изменен. На фиг. 130, б показан окончательный вариант конструкции. Здесь уплотняющая прокладка 1 перенесена внутрь картера и подъем ее осуществляется вращением стакана 2. Через внутреннюю полость этого стакана в картер компрессора заливается также и глицерин, а через отверстия 3 картер суфлируется с атмосферой. Выполнение такой конструкции, связанной с изменением литья картера, было возможно только при новых конструктивных разработках компрессоров.

Заканчивая рассмотрение модификации конструкций, связанных с доводкой основных узлов кислородных компрессоров, заметим, что в проектах машин на коренных опорах коленчатых валов были предусмотрены игольчатые подшипники (фиг. 131, а). Применение иглонок давало возможность уменьшить трение в опорах и исключало смещение вниз кривошипно-шатунного механизма, наблюдаемое при износе подшипников скольжения. Партия чугунных картеров была отлита с припуском под размер конструкции



Фиг. 130. Модификация конструкции слива глицерина.

а—первый вариант конструкции, б—окончательный вариант конструкции.

Фиг. 131. Модификация конструкции коренного подшипника.

а—первый вариант конструкции, б—окончательный вариант конструкции.

игольчатых подшипников, однако вследствие организационных трудностей первые образцы компрессоров были выпущены с подшипниками скольжения (фиг. 131, б), изготовленными из фосфористо-оловянистой бронзы. Толщина этих подшипников была вынужденно увеличена до заполнения места, предусмотренного под иглолки и внешнюю стальную обойму. Бронзовые подшипники запрессовывались в картер и крепились стопорным винтом. Окончательная обработка их внутренних поверхностей выполнялась с одного установка, после чего поверхности разворачивались и подшабривались до получения равномерного прилегания вала на четыре опоры. Для обеспечения прохода барботажной смазки в подшипниках предусмотрены специальные фрезеровки 1 и отверстия 2. В процессе приработки подшипников скольжения на поверхностях стальных коренных шеек коленчатого вала наблюдалось появление следов бронзы (бронзирование). Это явление, вызванное повышенным местным удельным давлением, могло произойти вследствие выжимания глицериновой пленки и, следовательно, возникновения

очагов сухого трения. После удаления следов бронзы, выполняемой после обкатки механизма, бронзирование поверхностей коренных подшипников не наблюдалось. При испытании скользящие подшипники показали надежную работу и после необходимой корректировки размеров были применены на всех выпущенных моделях рассмотренных компрессорных машин.

Остальные работы по доводке компрессоров серии КН сводились к некоторым улучшениям, подсказанным, главным образом, технологией данного производства.

Аэродромные кислородно-зарядные станции и результаты испытаний

Одноступенчатые трехцилиндровые плунжерные кислородные компрессоры устанавливаются на автомашинах и в соединении с агрегатами коммуникации эксплуатируются на стартовых аэродромных площадках. В зависимости от производительности компрессоров и конструкции привода кислородно-зарядные станции получили индексы КЗС-15*, КЗС-15а*, КЗС-30* и КЗС-40.



Фиг. 132. Внешний вид кислородно-зарядной станции КЗС-15а.

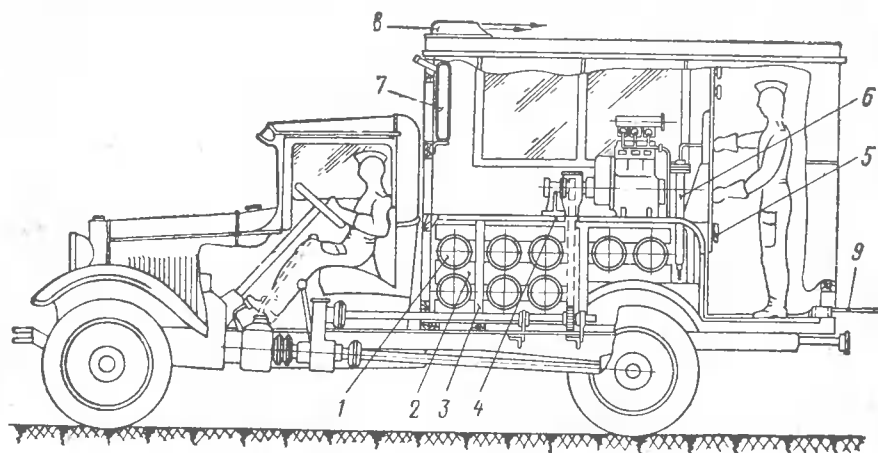
(Баллонный люк открыт).

На фиг. 132 и 133 показаны внешний вид и схематичный компоновочный разрез одной из наиболее распространенных кислородно-зарядной станции КЗС-15а. Компрессор этой станции приводится от двигателя автомашины и при питании кислородом непосредственно из баллонов станции перекачивает его и сжимает до 200 атм в емкостях, смонтированных в коммуникациях летательных аппаратов.

В нижнем отделении станции расположены восемь 40-литровых баллонов 1 общей емкостью 320 л. При давлении 150 атм запас кислорода в них равен 48 м³, приведенных к 1 атм. Баллоны укреп-

* Б. М. Рыжов. Авторское свидетельство № 63882, класс 62с, 27с, приоритет 10 ноября 1943 г.

лены специальными деревянными колодками 2 и зажаты винтами. Винты, регулирующие подъем колодок при смене баллонов, соединены с каркасом 3, который поддерживает агрегаты верхнего отделения станции и воспринимает силу затяжки баллонов. Компрессорное отделение станции, расположенное в верхней части кузова, отделено от баллонного отсека деревянным настилом с люками 4.



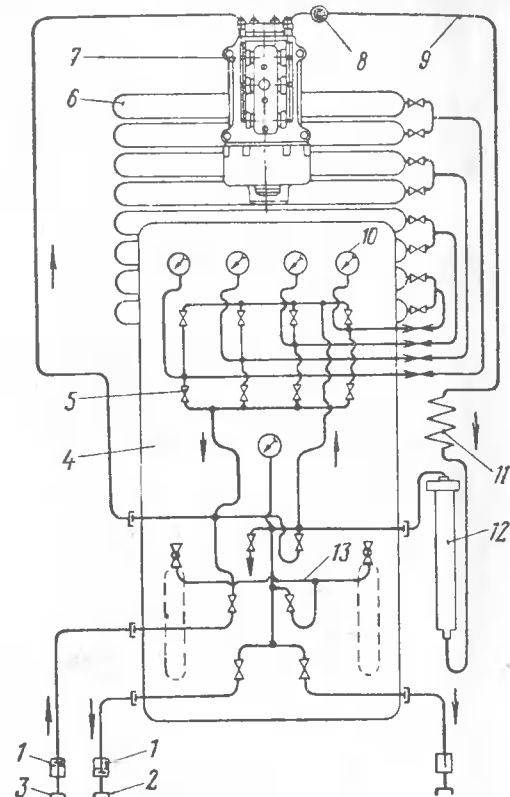
Фиг. 133. Схематичный компоновочный разрез кислородно-зарядной станции КЗС-15а.

1—сменные кислородные баллоны, 2—подъемные колодки, 3—каркас станции, 4—подъемный люк, 5—щит управления, 6—силикагелевый осушитель, 7—бак для воды и глицерина, 8—выхлопная труба, 9—шланг к летательному аппарату.

Кислородный компрессор КН-15 смонтирован на маслосборном предохранительном корыте. На передней части каркаса крепится щит управления 5, холодильник и силикагелевый осушитель кислорода 6. На стенках кузова установлены водо-глицериновый бак 7 и отопительная батарея. Щит управления, соединяясь с коммуникацией станции, имеет собственную питательную, нагнетательную и распределительную магистрали с соответствующими манометрами и вентилями. Нагнетательная магистраль станции снабжена пластинчатым предохранительным клапаном, разрыв пластины которого (с выпуском кислорода в атмосферу) происходит при давлении 160—170 *ати*. Охлаждение кислорода обеспечивается водяным испарительным холодильником. Температура кислорода, проходящего через змеевик холодильника, снижается на 30—40°. Для осушки кислорода от влаги, введенной в него смазкой цилиндрической группы компрессора, в нагнетательной магистрали смонтирован силикагелевый осушитель. Кислород подводится в нижнюю часть корпуса осушителя и после осушки содержит влаги не более 0,1 г на 1 м³, приведенный к 1 *ата*. Запас силикагеля обеспечивает 50-часовую работу станции. Водо-глицериновый бак станции, разделенный на две секции, вмещает 10 л воды и 8 л глицерина. Заправка бака осуществляется с наружной стороны кузова.

Отопительная батарея обеспечивает положительную температуру в кузове станции, необходимую для поддержания нормальной вязкости применяемых смазок. В выхлопную трубу автомашины (до глушителя) вмонтирована распределительная коробка, при перекрытии заслонки которой часть газов направляется в отопительную батарею кузова. Выход газов осуществляется по трубопроводу 8 через крышу кузова. Компрессор станции приводится от двигателя автомашины через центральную коробку отбора мощности и бесшумную пластинчатую цепь. Цепь смазана консистентной смесью, состоящей из 77% глицерина, 12% мыла, 10% графита и 1% стеарина, которая надежно удерживается на поверхности скольжения и сравнительно безопасна при контактировании с кислородом.

Принципиальная схема кислородно-зарядной станции показана на фиг. 134. Восемь 40-литровых баллонов 6 попарно соединены между собой так, что образуют четыре отдельные питающие группы емкостью по 80 л каждая. Кислород из питающей группы баллонов подводится через вентиль 5 к цилиндрам кислородного компрессора 7, где дожимается до давления в наполняемой емкости и далее по магистрали 9, снабженной пластинчатым предохранительным клапаном 8, холодильником 11 и силикагелевым осушителем 12, подается через обратный клапан 1 и присоединительный штуцер 2 в наполняемые баллоны. Такая схема кислородной установки при соответствующем управлении вентилями на щите управления дает возможность зарядить: баллоны, смонтированные в кислородной коммуникации летательного аппарата; баллоны, закреп-

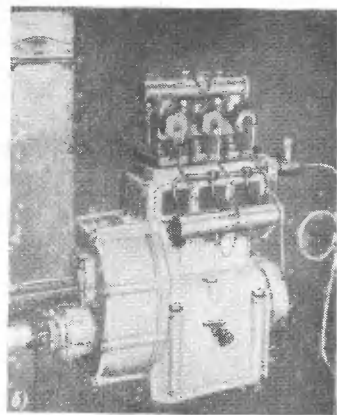
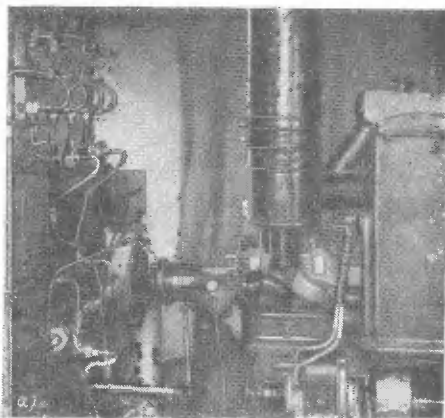


Фиг. 134. Принципиальная схема кислородно-зарядной станции.

1—обратный клапан, 2—присоединительный штуцер шланга для зарядки летательного аппарата, 3—присоединительный штуцер шланга для зарядки станции, 4—щит управления, 5—вентиль, 6—кислородные баллоны станции, 7—кислородный компрессор, 8—предохранительный клапан, 9—магистраль нагнетания, 10—манометры, 11—холодильник, 12—силикагелевый осушитель, 13—зарядный коллектор станции.

ляемые непосредственно на коллекторе станции; баллоны станции из аэродромных баллонов; баллоны коммуникации летательного аппарата из аэродромных баллонов, а также перекачать кислород из одной группы баллонов станции в другую группу и работать на замкнутом цикле.

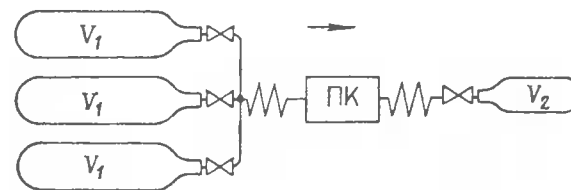
На фиг. 135 показана установка компрессора на кислородно-зарядной станции КЗС-15. Компрессор этой станции приводится от двухцилиндрового двигателя внутреннего сгорания мощностью 6 л. с. На фиг. 135, б изображен компрессор КН-15, на фиг. 135, а — двигатель внутреннего сгорания Л-6/2 и щит управления.



Фиг. 135. Внешний вид машинного отделения кислородно-зарядной станции КЗС-15.
а—щит управления и двигатель Л-6/2, б—компрессор КН-15.

Остановимся на некоторых результатах испытаний кислородно-зарядных станций. Программы заводских и полигонных испытаний предусматривали выявление длительной работоспособности компрессоров и соответствие их эксплуатационных параметров данным, указанным в технических условиях. Причем к последнему относилось главным образом выявление производительности, определяемой временем наполнения емкостей различного объема. Рассматривая вопросы производительности, упростим схему установки компрессора (фиг. 136). Как указывалось, специфика работы заключается в том, что компрессор, забирая кислород из жесткого баллона, имеющего постоянный объем V_1 , подает кислород также в жесткий баллон с постоянным объемом V_2 . Следовательно, с каждым ходом плунжера давление питания и нагнетания изменяется. Экспериментальные характеристики $p=f(\tau)$, т. е. изменение давления в зависимости от времени работы компрессора, представлены на фиг. 137. По оси ординат отложены давления в опорожняемых

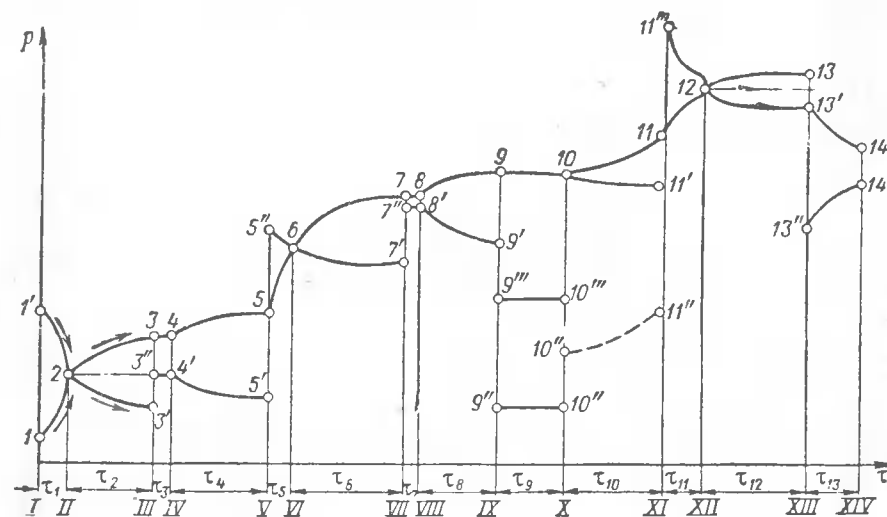
и наполняемых баллонах, а по оси абсцисс — время, необходимое для наполнения и опорожнения подключенных баллонов.



Фиг. 136. Упрощенная схема кислородно-зарядной установки.

V_1 —опорожняемые емкости, ПК—поршневой компрессор, V_2 —наполняемая емкость.

Участок I—II. Точки $1'$ и 1 показывают давление соответственно в опорожняемом и наполняемом баллоне. Здесь давление питания больше давления наполнения и за счет потенциальной



Фиг. 137. Экспериментальные характеристики изменения давления в наполняемых и опорожняемых емкостях в зависимости от времени работы компрессора КН-15.

энергии за время τ_1 происходит перепуск кислорода до уравнивания давления в точке 2. Кривизна линий характеризует скорость открытия вентиля. В данном случае вентиль открывается медленно, газ интенсивно дросселируется и выпуклости кривых направлены во внешнюю сторону.

Участок II—III. После уравнивания давлений в точке 2 началась принудительная подача кислорода компрессором. Кривая 2—3 характеризует повышение давления в наполняемом баллоне за время t_2 , а кривая 2—3' падение давления в опорожняемом баллоне.

Участок III—IV. В точке 3' вентиль питающего баллона закрыт, а с точки 3'' начинается включение нового (второго) баллона питания. Таким образом, отрезок t_3 характеризует время, необходимое для открытия вентиля.

Участок IV—V. Питающий баллон включен с меньшим давлением, чем в баллоне наполнения, и точка 4' лежит ниже точки 4. Наполнение и опорожнение баллонов характеризуется соответственно кривыми 4—5 и 4'—5'. Заметим, что на участке I—V вследствие равенства объемов наполняемого и опорожняемого баллонов характеристики перепусков и характеристики наполнения и опорожнения симметричны.

Участок V—VI. Включается новый (третий) баллон питания, в котором давление больше, чем давление в наполняемом баллоне. Характеристики аналогичны характеристикам на участке I—II, с той лишь разницей, что вентиль открыт быстро, и кривые перепусков получены вогнутыми. Вследствие большей емкости опорожняемого баллона падение давления в нем происходит менее интенсивно, чем повышение давления в наполняемом баллоне, и кривые 5''—6 и 5'—6 несимметричны.

Участок VI—VII соответствует участку II—III, но поскольку емкость наполняемого баллона меньше емкости опорожняемого, то повышение давления, иллюстрированное кривой 6—7, происходит более интенсивно, чем понижение давления, иллюстрированное кривой 6'—7'.

Участок VII—VIII. В точке 7' вентиль питающего баллона закрыт, а с точки 7'' начинается включение нового питающего баллона.

Участок VIII—IX. Случай соответствует участку IV—V с той разницей, что емкость наполняемого баллона больше емкости питающего и подъем давления по кривой 8—9 происходит менее интенсивно, чем падение давления по кривой 8'—9'.

Участок IX—X. В точке 9'' открыт вентиль следующего питающего баллона, давление в котором (линия 9''—10'') мало. Компрессор не обеспечивает выталкивание кислорода в наполняемую емкость и повышает давление до величины, показанной линией 9'''—10'''. В цилиндре компрессора происходит мятие кислорода, сопровождающееся повышением температуры и давление в наполняемом баллоне (линия 9—10) не повышается.

Участок X—XI. Случай дросселирования кислорода с сохранением постоянной степени повышения давления. Кривая 10—11 иллюстрирует повышение давления в наполняемом баллоне. Кривая 10''—11'' показывает изменение давления кислорода, подаваемого в цилиндр компрессора (давление за дросселем). Кривая 10—11' показывает понижение давления в баллоне пита-

ния. Отношение ординат кривых 10—11 и 10''—11'' в каждый данный момент времени — величина постоянная.

Участок XI—XII. В точке 11''' открыт вентиль нового питающего баллона. Перепуск до точки 12 идет по линии двойной кривизны, что указывает сначала на быстрое, а затем медленное открытие вентиля.

Участок XII—XIII. После уравнивания давления в точке 12 открыт вентиль замкнутого цикла, т. е. магистраль питания компрессора соединена с нагнетательной магистралью. При работающем компрессоре вследствие сопоставления магистралей характеристика давления нагнетания лежит несколько выше характеристики давления питания. Это иллюстрируется кривыми 12—13 и 12—13'. Расположение кривых относительно горизонтали, проходящей через точку 12, не зависит от емкости баллонов и определяется только величинами сопротивления магистралей. При одинаковой величине сопротивления наполняемой и питающей магистралей характеристики симметричны.

Участок XIII—XIV. Случай наполнения баллона перепуском кислорода через редуктор. Кривая 13'—14' соответствует падению давления в питающем баллоне, кривая 13''—14'' — подъему давления в наполняемом баллоне. Наполнение емкости через редуктор применяется в эксплуатации в том случае, когда прочность емкости рассчитана на давление менее 150 атм.

На фиг. 137 иллюстрированы наиболее характерные случаи работы кислородно-зарядной станции. Здесь видно, что время, необходимое для заполнения баллона, складывается из: времени, затраченного на перепуски (на оси абсцисс отрезки t_1 , t_5 и t_{11}); времени, необходимого для переключения вентиля (отрезки t_3 и t_7) и машинного времени, т. е. времени, затраченного на работу компрессора (отрезки t_2 , t_4 , t_6 и t_8).

Из рассмотренных характеристик видно, что эффективность перекачки, кроме параметров компрессора, зависит от параметров установки и режима работы.

Один из этих параметров — начальное давление p_n , т. е. давление, с которого начинается компримирование газа (точки 2 и б). Чем больше p_n , тем круче идут характеристики наполнения и опорожнения емкостей. Вторым параметром, влияющим на эффективность перекачки, — величина емкости баллонов. Для равных емкостей характеристики расположены симметрично (отрезки времени t_2 и t_4).

Если емкость наполнения меньше емкости питания, характеристика наполнения возрастает более интенсивно, а характеристика опорожнения понижается менее интенсивно. Это соответствует времени t_6 . Наоборот, при величине емкости наполнения больше емкости питания характеристика наполнения возрастает с меньшей интенсивностью, чем характеристика опорожнения.

Наконец, третий фактор, влияющий на эффективность перекачки, — степень повышения давления, т. е. отношение давления наполнения (нагнетания) к давлению опорожнения (питания)

в каждый момент времени. При малой величине степени повышения давлений характеристики наполнения и опорожнения идут более круто, далее интенсивность повышения и понижения давлений уменьшается, а при достижении максимального и минимального давлений в емкостях характеристики иллюстрируются горизонтальными линиями.

В заключение приведем некоторые эксплуатационные данные, полученные при испытании одноступенчатых кислородных плунжерных компрессорных машин, установленных на рассмотренных кислородно-зарядных станциях.

Срок работы компрессора до капитального ремонта определился в 3000 час при условии проведения регламентных работ, предусматривающих замену манжет уплотнительных узлов через каждые 150 час. Минимальная величина утечки кислорода через манжетные уплотнения составляла примерно 5% от производительности компрессора. При малых и больших давлениях в наполняемой емкости (как это видно из характеристик, показанных на фиг. 128) утечки увеличивались. Выброс смазывающей смеси с кислородом достигал не более 40 г в течение часа при противодействии на выходе из компрессора 5 атм. При увеличении противодействия выброс смазывающей смеси уменьшался. После прохождения кислорода через силикагелевый осушитель, как ранее указывалось, влажность кислорода составляла не более 0,1 г на 1 м³, приведенный к 1 атм. Температура кислорода на выходе из цилиндра компрессора допускалась не более 90°. При достижении этой температуры подключалась новая питающая группа баллонов и цилиндры компрессора охлаждались. Коррозии на поверхностях деталей, контактируемых с кислородом, не наблюдалось.

Как стендовые, так и длительные эксплуатационные испытания показали удовлетворительную работу этих машин и сравнительную простоту их обслуживания. Практически уход при эксплуатации сводился к периодическим подтяжкам манжетных уплотнений, замене прокладок в резьбовых соединениях, наблюдению за подачей водо-глицериновой смеси к цилиндрам и соблюдению режимов работы, предусмотренных инструкцией.

Развитие этих машин должно пойти по линии увеличения производительности и гарантийного срока службы. Повысить производительность можно главным образом отработкой уплотнительных узлов до состояния, допускающего увеличение скорости плунжера за счет повышенной оборотности машин. Эти мероприятия связаны с необходимостью улучшения качества материала манжетного уплотнения и с развитием охлаждающих поверхностей цилиндров компрессора и выходных коллекторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аранович В. В., Слободкин М. С., Арматура регулирующая и запорная, Машгиз, 1953.
2. Вершок А. Б., Расчет промежуточных давлений многоступенчатых компрессоров, Труды НИИХИММАШа № 8, Машгиз, 1952.
3. Доллежалъ Н. А., Расчет основных параметров самодельствующих пластинчатых компрессоров поршневого компрессора, «Общее машиностроение», 1941, № 9.
4. Киселев П. И., Основы уплотнений в арматуре высокого давления, Энергоиздат, 1950.
5. Кондратьева Т. Ф., Определение размеров предохранительных клапанов для сосудов, работающих под давлением газа. «Химическое машиностроение», 1959, № 4.
6. Лисичкин В. Е., Горшков А. М., Компрессорные машины, Госэнергоиздат, 1948.
7. Поликовский В. И., Вентиляторы, воздуходувки и компрессоры, Энергоиздат, 1938.
8. Симоновский И. В., Метод термодинамического расчета многоступенчатых и поршневых компрессоров, Труды НИИХИММАШа № 8, Машгиз, 1952.
9. Феодосьев В. И., Упругие элементы точного приборостроения, Оборонгиз, 1949.
10. Френкель М. И., Поршневые компрессоры, Машгиз, 1960.
11. Рыжов Б. М., Автомобильные кислородно-зарядные станции, «Вестник машиностроения», 1945, № 11 и 12.
12. Рыжов Б. М., Расчет производительности кислородно-зарядных станций, «Кислород», 1948, № 1.
13. Рыжов Б. М., Кислородные компрессоры серии КН. Кислород, 1949, № 3.
14. Рыжов Б. М., Конструкция аэродромных кислородных компрессоров и метод расчета их производительности, МАИ, 1954.
15. Рыжов Б. М., Метод расчета производительности одноступенчатого поршневого компрессора, Труды МАИ, вып. 74, Оборонгиз, 1956.
16. Рыжов Б. М., Исследование экстремумов эквивалента площади цикла одноступенчатой поршневой компрессорной машины, «Химическое машиностроение», 1959, № 3.
17. Рыжов Б. М., Определение давлений в ступенях поршневого компрессора при передаче газа через поршневые клапаны, Известия высших учебных заведений, «Машиностроение», 1959, № 4.
18. Рыжов Б. М., Герметизация предохранительных (редукционных) клапанов, «Вестник машиностроения», 1961, № 7.
19. Рыжов Б. М., Конструкции малогабаритных поршневых компрессорных машин, ЦИНТИМАШ, 1962.
20. Рыжов Б. М., Конструкции малогабаритных кислородных поршневых компрессорных машин, ЦИНТИМАШ, 1962.
21. Энциклопедический справочник машиностроения, т. I, кн. первая, стр. 425; кн. вторая, стр. 264, 270, Машгиз, 1947.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Введение	Стр. 3
<i>Глава первая. Метод определения давлений в ступенях компрессора при передаче газа через поршневые клапаны</i>	11
Определение конечных давлений при синхронной передаче газа между ступенями	15
Конечные давления в ступенях, выраженные через давление в последней ступени	25
Определение начальных давлений при синхронной передаче газа между ступенями	27
Начальные давления в ступенях, выраженные через давление в последней ступени	31
<i>Глава вторая. Метод определения давлений в ступенях компрессора при передаче газа через межступенчатые трубопроводы с совпадением фаз</i>	34
Определение конечных давлений при меросинхронной передаче газа между ступенями	38
Конечные давления в ступенях, выраженные через давление в последней ступени	48
Определение начальных давлений при меросинхронной передаче газа между ступенями	50
Начальные давления в ступенях, выраженные через давление в последней ступени	59
<i>Глава третья. Исследование индикаторных диаграмм с синхронной передачей газа между ступенями компрессора</i>	66
Трансформация индикаторных диаграмм как функция рабочего давления	66
Трансформация индикаторных диаграмм как функция мертвых пространств	73
Расчетные и экспериментальные характеристики	81
<i>Глава четвертая. Метод определения производительности одноступенчатых компрессоров</i>	88
Производительность при постоянных давлениях режима	89
Производительность как функция рабочего давления	93
Некоторые частные условия работы компрессора	103
Оценка принятых допущений и примеры расчета	109
<i>Глава пятая. Исследование производительности одноступенчатых компрессоров</i>	120
Предельные давления режима	120
Графический метод определения безразмерных коэффициентов B_2 и B_1	132
Аналитический метод определения безразмерных коэффициентов B_2 и B_1	139
Некоторые вопросы прикладной теории производительности	148

<i>Глава шестая. Метод определения экстремальных значений индикаторной работы одноступенчатого компрессора</i>	Стр. 161
Экстремумы эквивалента площади цикла при независимом переменном давлении нагнетания, когда $p_1 = f\left(\frac{V_2}{V_1}\right)$	162
Частные условия установки компрессора	169
Методика расчета	187
<i>Глава седьмая. Метод определения точек герметизации в характеристиках предохранительных (редукционных) клапанов</i>	193
Силовые характеристики клапана прямого действия	196
Клапан прямого действия с усиленной силовой характеристикой	203
Силовые характеристики клапана обратного действия	207
<i>Глава восьмая. Развитие воздушных поршневых компрессорных машин с приводом от двигателей летательных аппаратов</i>	216
Воздушная коммуникация летательного аппарата	216
Компрессоры воздушного охлаждения с межступенчатой передачей газа через поршневые клапаны	219
Компрессоры воздушного охлаждения с передачей газа через межступенчатые трубопроводы	225
Компрессоры жидкостного охлаждения с передачей газа через межступенчатые холодильники	238
<i>Глава девятая. Развитие воздушных поршневых (плунжерных) компрессорных машин с приводом от электродвигателей</i>	250
Плунжерные электроприводные компрессоры с межступенчатым регулированием	250
Плунжерные электроприводные компрессоры с наддувом	268
Некоторые вопросы эксплуатации и проектирования	271
<i>Глава десятая. Развитие аэродромных кислородных поршневых (плунжерных) компрессорных машин</i>	277
Состояние довоенной кислородно-зарядной техники	277
Кислородная коммуникация летательного аппарата	284
Одноступенчатые плунжерные кислородные компрессоры	287
Модификации компрессоров серии КН	294
<i>Глава одиннадцатая. Испытания и доводка кислородных компрессоров</i>	303
Доводка кислородных компрессоров	303
Аэродромные кислородно-зарядные станции и результаты испытаний	321
<i>Л и т е р а т у р а</i>	329

Борис Михайлович Рыжов

АВИАЦИОННЫЕ ПОРШНЕВЫЕ КОМПРЕССОРЫ

Издательский редактор *С. И. Виноградская* Техн. ред. *В. П. Рожин*

Г-90555 Подписано в печать 10/IV 1963 г. Учетно-изд. л. 21,47

Формат бумаги $60 \times 92 \frac{1}{16} = 11,38$ бум. л.—22,75 печ. л., в т. ч. 2 вкл.

Цена 1 р. 22 к. Тираж 5000 экз. Заказ 1077/1708

Типография Оборонгиза

Замеченные опечатки

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
12	18 снизу	и. м. с.	и. м. с.
12	14 снизу	и. с. и. м.	и. с. и. м.
25	5 снизу	(1. 11) и (1. 16)	(1. 11) и (1. 15)
26	1 снизу	$\dots + \Delta p_3 [p_{3\tau}]^{\frac{1}{n}} \}$	$\dots - \Delta p_4 [p_{4\tau}]^{\frac{1}{n}} \}$
33	2 сверху (числитель)	$\dots \bar{V}_4 + V_{c3} \dots$	$\dots \bar{V}_4 + V_{c3} \dots$
47	1 снизу (числитель)	$\dots (1 + \Delta p_H) \dots$	$\dots (1 - \Delta p_H) \dots$
48	16 сверху	(2. 12) и (2. 13)	(2. 11) и (2. 12)
49	8 сверху (числитель)	$\dots - \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} \eta_{3H}^{\frac{1}{n}} \dots$	$\dots - \eta_{2M}^{\frac{1}{n}} \eta_{3H}^{\frac{1}{n}} \dots$
	9 сверху (знаменатель)	$\dots V_s^2$	$\dots V_{s3}^2$
57	1 снизу (числитель)	$\dots \left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right)_i V_s \Big]_i + \left[\dots \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s4} \tilde{V}_2 + \dots \right.$	$\left(1 + \frac{V_c}{V_s}\right)_i V_s \Big]_i +$ $+ \left[\dots \frac{V_{c3}}{V_{s3}} V_{s3} \tilde{V}_2 + \dots \right.$
60	Формула (2. 27) (знаменатель)	$(\tilde{V}_3' + \bar{V}_{\tau 3}) \bar{V}_{3t}$	$(\tilde{V}_3' + V_{\tau 3}) \bar{V}_{3t}$
64	7 сверху	$a_{24}' =$	$a_{34}' =$
64	13 снизу	$b_{24}' =$	$b_{34}' =$

Стр.	Строка	Напечатано	Должно быть
67	9 сверху (числитель)	$1,02 - \frac{34,7}{6,31}$	$1,02 \cdot \frac{34,7}{6,31}$
72	5 сверху	(3.4) и (3.5)	(3.4) и (3.6)
79	16 снизу	V_{c1}	$V_{c'}$
124	В табл. 5 11 графа, 1 снизу	129,5	229,5
141	5 снизу	$+\frac{120}{D_{21}^2} \left(\dots - \frac{\pi}{\pi_2 - 1} \dots \right)$	$+\frac{20}{D_{21}^2} \left(\dots - \frac{\pi_2}{\pi_2 - 1} \dots \right)$
142	12 сверху	$+\frac{120}{D_{11}^2 (\pi_1' - 1)} \dots$	$+\frac{120}{D_{11}^5 (\pi_1' - 1)} \dots$
155	11 снизу	$p_2 = \frac{33,3 Q J p_0}{V_2 (J - 1)}$	$p_2 = \frac{33,3 Q J p_0}{V_2 (J - 1)} \tau_2$
160	Вклейка табл. формул.		
	Формула 14	$\tau_1' = c_1 \ln \frac{p_{H1}}{p_1}$	$\tau_1 = c_1 \ln \frac{p_{H1}}{p_1}$
	Формула 16	$\tau_2' = c_2 \ln \frac{2p_{H1} - p_{H2}}{p_1}$	$\tau_2' = c_2 \ln \frac{2p_H - p_{H2}}{p_1}$
	13 графа 6 сверху	$K_1' = \frac{1}{1 - \pi_1}$	$K_1' = \frac{1}{1 - \pi_1'}$
206	19 снизу	$P_{к.т}$	$P_{к.т}'$
238	12 сверху	от степени	от ступени

Цена 1 р. 25 к.