

ТУРБОДЕТАНДЕР ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР И ЕГО ПРИМЕНЕНИЕ ДЛЯ ОЖИЖЕНИЯ ВОЗДУХА

П. А. Капица

Введение

Несмотря на то, что впервые воздух был сжижен Кальете и Пикте в 1877 г., техническое значение он начал получать только гораздо позже. Каскадный метод Пикте^[1], основанный на принципе испарения, является вполне эффективным, но в силу своей сложности и громоздкости он не мог получить широкого распространения, тем более, что промышленного применения жидкий воздух тогда не имел. Только когда в 1895 г. Гампсон^[2] одновременно с Линде¹⁾ изобрел простой тип охладителя, работающий на принципе охлаждения посредством эффекта Томсон — Джоуля, жидкий воздух начинает все шире и шире использоваться, главным образом, как холодильный агент в лабораторной практике. Теперь он является насущно необходимым при большинстве научных работ.

Если бы применение жидкого воздуха ограничивалось использованием его в качестве холодильного агента, то потребление его навряд ли достигло бы больших количеств, и при этом главным фактором при конструировании охладителей была бы их простота, а не экономичность процессов охижения. Требованию простоты как раз и удовлетворяли машины Линде и Гампсона; этим и объясняется, что для получения жидкого воздуха в небольших количествах ими часто пользуются и по сей день, несмотря на малую эффективность циклов, на которых они работают.

В 1899 г. было найдено новое и чрезвычайно важное промышленное применение для жидкого воздуха. Оно основано на почти одновременно открытом Линде^[3] и Баали^[4] следующем явлении. Благодаря тому, что температура кипения азота при атмосферном давлении на 12,8° ниже, чем кислорода, жидкий воздух при испарении обогащается кислородом. Линде положил это явление в основу своего технического метода выделения кислорода и азота из воздуха.

С развитием научной разработки методов разделения воздуха и с открытием возможности получения дешевого кислорода, запросы на него со стороны промышленности, в особенности для автогенного дела, начали быстро расти. Промышленная потребность в кислороде легко объяснима, так как она связана с процессом горения, который является основным и ведущим в ряде областей народного хозяйства. При горении на воздухе кроме кислорода, непосредственно необходимого для сгорания горючего, присутствует в 4 раза больше инертного азота, не только вредно понижающего температуру горения, но и вызывающего потери тепла (покидая топку, азот его уносит). Подсчеты показывают, что в ряде случаев даже частичное обогащение воздуха кислородом может значительно повысить интенсивность и экономичность теплотехнических процессов. Отсюда возникает современный спрос на кислород и обогащенный кислородом воздух со стороны металлургии, энергетического хозяйства, газификации угля и нефти, спрос, который достигает десят-

1) Линде 20 и 25 мая 1895 г. демонстрировал свои охладители перед Мюнхенским физико-техническим обществом.

ков тысяч кубометров кислорода в час. Не в меньших количествах требуется и отведенный от кислорода азот, который является основным продуктом в химической промышленности связанного азота, প্রধানной удалять отделить нужды сельского хозяйства в виде азотистых удобрений.

Далее, при получении из воздуха азота и кислорода в качестве побочных продуктов этого процесса стали добываться и редкие газы, как аргон, неон, криптон и ксенон. С промышленной точки зрения особенно важны некоторые из них являющиеся наиболее совершенными наполнителями электровакуумных приборов и лампочек накаливания.

Спрос на кислород и азот со стороны промышленности в таких больших масштабах ставит перед наукой вопрос о наиболее экономичных методах получения этих газов как со стороны удешевления аппаратуры (капиталовложений), так и со стороны коэффициента полезного действия (энергетические затраты).

Перед тем, как более подробно рассмотреть метод разделения воздуха по Линде, надо решить вопрос: является ли свободный воздух лучшими источником сырья для добычи кислорода и азота?

Почти с полной несомненностью можно ответить на этот вопрос утвердительно. При добыче азота и кислорода главными затратами являются энергетические. Поэтому нужно выбирать азот и кислород в таком природном состоянии, при котором работа, нужная для их выделения, будет наименьшей. У кислорода и азота в химических соединениях или при их образовании, например в воде, степень связанности куда выше, чем в воздухе. Для выделения азота и кислорода из воздуха тоже нужно затратить некоторую работу, которая не может быть меньше вполне определенного минимума, но так как она равна только работе на сжатие, необходимое, чтобы довести парциальное давление, соответствующее его концентрации, до нормального, она мала. Подсчеты показывают, что эта работа меньше, чем во всех других известных источниках, из которых можно было бы получать кислород или азот.

Второй вопрос, представляющий не меньшее значение, следующий. Является ли для получения свободных азота и кислорода из атмосферы процесс фракционирования азотки жидкого воздуха наиболее совершенным?

Современные физические представления о процессах, происходящих при разгонке, понылому, приводят нас к выводу, что наиболее эффективно процесс отделения азота от кислорода можно проводить только в жидкой фазе. В самом деле, когда мы имеем смесь двух газов, как кислорода и азота, диффузия этих газов, которая способствует их перемешиванию. Эта сила тем больше, чем выше температура. Теоретически представляется возможным, полярность разности молекулярных масс, отделить азот от кислорода, например, диффузией газа или полярность тем, что молекулы кислорода парамагнитны, а азота диамагнитны, воздействуя на воздух магнитным полем, изменить соотношение концентраций азота и кислорода. Такие предположения делались неоднократно. Теоретически эти методы являются возможными, но так как центробежные силы, создаваемые в наиболее совершенных и прочных центрифугах, которые возможны, недостаточны для изменения оптической концентрации азота и кислорода в воздухе, они не имеют никакого практического значения^[2]. Точно так же и силы воздействия на более сильных магнитных полей ничтожны по своей величине в сравнении с силами диффузии и поэтому непригодны для разделения воздуха.

Таким образом разделение азота и кислорода, понылому, практически возможно только за счет использования молекулярных сил сродства. Когда мы охлаждаем воздух до охлаждения, то сначала начинает переходить в жидкую фазу большая часть кислородных молекул, так как их взаимное притяжение больше, чем между молекулами азота или между молекулами азота и кислородом. Поэтому жидкая фракция богаче кислородом, чем газообразная. В по-

ворении этого процесса несколько раз и заключается разделение воздуха. Этот процесс можно вести непрерывно и теоретически полностью обрести. Следовательно, извлечь энергетических затрат на этот процесс сверх теоретического минимума должны быть всецело отнесены за счет несовершенства аппаратуры, вызывающих потери. Главным источником этих потерь, конечно, является необходимость фракционирования при очень низкой температуре.

Прозвучать разделение воздуха, используя молекулярные силы сродства, но при температуре, более близкой к комнатной, возможно только при наличии специального абсорбера. Если бы мы имели вещество с такой поверхностью, сродства к которой молекула азота и кислорода было бы различно, и эти силы сродства зависели бы от температуры в промышленности, то разделение воздуха было бы возможно и при более удобных температурах. Процесс не происходил бы примерно так же, как, например, отделение воздуха от гелия посредством активированного угля. Известно, что при пропускании смеси воздуха и гелия через уголь, при низкой температуре, воздух поглощается уголем, а гелий уходит. Принципиально нельзя отрицать возможности сродствования вещества, обладающего такими специфическим свойством поверхности в отношении азота и кислорода, но даже в случае его открытия трудно было бы жидать успешного практического использования такого метода для больших технических установок. Можно предвидеть две основные трудности. Первая трудность состояла бы в осуществлении непрерывного замкнутого цикла; вторая — в большой потере, связанной с нагревом самого вещества абсорбера, который по своей массе будет превосходить массу обрабатываемого газа. Из этих соображений надо считать, что разделение воздуха путем фракционирования жидкой фазы, если не будут открыты еще неизвестные нам новые свойства веществ, остается наиболее экономичным, каким оно является.

Поэтому научная и техническая мысль, мне кажется, может наиболее продуктивно работать над усовершенствованием этого метода, по возможности упрощая его и сокращая потери так, чтобы затраченная на разделение энергии по возможности была ближе к теоретической. Описанный ниже метод работы над турбодегазатором и является одной из ряда проводимых в нашем институте работ, имеющих конечной целью улучшение метода разделения воздуха путем фракционирования жидкой фазы.

1. Экзотермическое холодильное действие в ректификационных установках

Минимально необходимая работа для разделения воздуха на кислород и азот вычисляется из основных уравнений термодинамики, пользуясь выражением, которое обычно связывается с именем Гиббса. Численно эта работа равна затраченной работе на изотермическое сжатие кислорода и азота от парциальных давлений до нормального. Считая приближенно, что парциальное давление кислорода в воздухе 0,20 атм, а азота 0,80 атм, имеем, что для получения на 5 м³ воздуха 1 м³ кислорода и 4 м³ азота нужно затратить, по крайней мере, 0,068 ккал.

В наиболее совершенных из существующих крупных установок фирмы Каода или Линде для разделения воздуха тратится на получение 1 м³ чистого кислорода 0,45—0,50 ккал, т. е. в 6—8 раз больше теоретического минимума. Такой низкий коэффициент полезного действия этих установок, как 0,14—0,15, показывает, что наличие большой проостор для научно-исследовательской работы для улучшения их эффективности.

Анализ потерь таких установок хорошо известен, и мы на нем остановимся, поскольку он нам будет нужен для дальнейшего обслуживания развития наших работ. Процесс разделения воздуха распадается на три части. Прежде всего, это — охлаждение воздуха; во-вторых, это — процесс ректификации, заключающийся в многократном испарении и конденсации, после которой получают

газообразный азот и жидкий кислород. Наконец, в-третьих, если желательно получить конечным продуктом газообразный кислород, то жидкую фазу подвергают испарению, причем процесс должен вестись таким образом, чтобы холод, накопленный при ожижении первой порции воздуха, не терялся с уходящим газообразным азотом и кислородом, а шел на ожижение поступающего воздуха.

Эти процессы в силу несовершенства теплообменников протекают так, что прохладит постоянно потери холода, на пополнение которых надо затрачивать работу. Поэтому один из основных элементов раздельных установок — это аппаратúra, создающая жидкий воздух. При пустом периоде она создает необходимое количество жидкости, и в дальнейшем пополняет ее потери, поддерживая количество жидкости в разном устрйостве постоянным. Роль этой ожижительной установкн весьма значительна, так как до половины всех потерь падает на потери холода. Другие потери, происходящие из-за отсутствия обратимости, имеют также большое значение, но в данной работе мы ими заниматься не будем.

Потери на холод складываются из двух частей: 1) от неподаного теплообмена входящих и выходящих газов (эти потери от некорректурации зависят равным образом от типа теплообменников, но не от мощности установкн) и 2) на потерь через теплопроводность с окружающей средой. Эти потери зависят в значительной мере от величины установкн. В больших установках, где отношение поверхности к объему установкн меньше, чем в маленьких, эти потери также будут меньше, так как количество переработанного газа пропорционально объему, а потери — поверхности, через которую происходит теплопередача.

В зависимости от размеров установкн общие потери на холод нужно считать колеблющимися от 2,5 до 1,0 кг ккал на 1 м³ переработанного воздуха. Следовательно, для получения 1 м³ газообразного кислорода эти потери будут уже от 12,5 до 5,0 кг ккал. Чтобы получить такое количество холода давательным путем при температуре жидкого воздуха, нужно затратить 0,040—0,016 квтч. Как мы увидим дальше, в современных машинах жидкого воздуха к. п. д. составляет около 0,15, поэтому фактически на пополнение холодильных потерь произойдет затраты от 0,27 до 0,11 квтч, т. е. тратят почти в 4 раза больше той работы (0,068 квтч), которая теоретически необходима для разделения. Улучшая рекуперацию и теплоизоляцию, можно, конечно, уменьшить потери, но это вызовет увеличение в размерах самой установкн; поэтому важно понять малый к. п. д. той части установкн, которая служит для пополнения потерь жидкого воздуха.

Есть еще очень важные основания для улучшения методов пополнения потерь холода, принятых в современных раздельных установках. Воздух, поступающий в раздельную аппаратúру, делат обычно на две части. Большую часть (до 90%) скармливают до 5—6 атм и направляют в рефрижератор. Остальная часть скармливают до высокого давления — обычно до 200 атм, и эту часть воздуха направляют на холодильный цикл. Высокое давление необходимо потому, что только при нем и может осуществляться ожижение воздуха современными методами. Необходимость повышаться двумя давлениями и одним из них до 40 раз более высоким, чрезвычайно усложняет всю аппаратúру. Например, для газа при высоких давлениях приходится использовать системой трубчатых теплообменников, в то время как для теплообмена газа при низком давлении применяются регенераторы, имеющие значительно большую эффективность, чем грубые теплообменники. При работе обычными методами нужны не только две системы теплообменников, но и два компрессора: один из них для низких, другой для высоких давлений. В установках, перерабатывающих большое количество газа порядка десятка тысяч кубометров в час, для основных потоков выгодно применять турбокомпрессоры, которые имеют по сравнению с поршневыми компрессором бóльшие к. п. д., значительно меньше габариты и более надежны в работе.

Для газа, сжимаемого до высокого давления, компрессоры должны быть поршневыми, и при производе нескольких тысяч кубометров в час они приносят чрезвычайно больше габариты. Поэтому очевидно, что разработка метода получения жидкого воздуха с большим к. п. д. при низких давлениях может возможным применять только одно сжатие и полностью перейти на турбокомпрессоры, что, несомненно, должно упростить и улучшить работу аппаратúры для разделения воздуха.

2. Термодинамические показатели установок для ожижения воздуха, работающих при высоких и низких давлениях

Стави перед собой задачу разработкн цикла для ожижения воздуха под небольшим давлением с высокой эффективностью, прежде всего нужно выделить источники потерь и их значение при определении к. п. д. Методы расчета ожижительных установок, принятые теперь в технике, основаны обычно на подсчетах теплового баланса и угисают из рассмотрения термодинамическую эффективность отдельных процессов, происходящих в вращающемся диске. В данной главе мы разберем с точки зрения источников основных потерь диска высокого и низкого давления и покажем источники основных потерь. Это укажет направление исследования работы, ведущей к улучшению диска.

Для наших вычислений возьмем следующее выражение, которым обычно пользуются в технической термодинамике. Если мы имеем газ в состоянии, определенном давлением S_x , температурой i_x , давлением P_x и температурой T_x и переведем его в состояние, определенное соответствующими параметрами S_y , T_y и T_y , то при обратимом процессе работа, которую необходимо затратить, будет равна:

$$|AL_{xy} = T_a(S_x - S_y) - (i_x - i_y), \quad (1)$$

где A — механический эквивалент тепла.

Работа L_{xy} очевидно является минимально возможной. Действительная же работа, затрачиваемая в реальных условиях, будет больше, и мы ее обозначим через R_{xy} . Термодинамический к. п. д. процесса, очевидно, определяется как отношение идеальной работы к реальной. Обозначим его через η_{xy} и получаем:

$$\eta_{xy} = \frac{L_{xy}}{R_{xy}}. \quad (2)$$

Для вычисления минимальной работы, необходимой для сжатия 1 кг воздуха при давлении в 1 атм, поспытаем в выражение (1) разность значений энтропии и теплоемкостной в газообразном и жидком состоянии. Назовем эту работу L_a . Получаем:

$$L_a = 10,19 \text{ дж/кг при } P_a = 1 \text{ атм; } T_a = 293^\circ, (20^\circ \text{ С}). \quad (3)$$

В реальных установках, например в установке Гейланда, вводячая потеря на компрессоре, на 1 кг жидкого воздуха тратится $R_a = 1,3$ квтч и более, так что термодинамический к. п. д. установкн, согласно (2), $\eta_a = 0,145$.

Мы увидим далее, что такая низкая эффективность этого диска в основном объясняется тем, что подвзгуются холодильными процессами с очень малой обратимостью.

Известно, что для получения холода обратимым путем нужно заставить воздух при расширении производить внешнюю механическую работу. Машины, в которых при расширении воздух производит механическую работу и тем самым охлаждается, называются детандерами. Единственный тип этих машин, до сих пор употреблявшихся для ожижения газов, это поршневые детандеры. По существу они представляют собой паровую машину, работающую не паром, а сжатым газом. В наиболее распространенном типе этих машин — в де-

Гейланд — воздух поступает при комнатной температуре под давлением в 200 атм, проиоходит при расширении работу и охлаждается к концу — 150° С. Так как температура жидкого воздуха — 194° С, то охлаждение на оставшиеся 44° приходится вести уже за счет внутренней энергии сжатого газа, подвукзк является Томсон — Джоуль. Этот последний процесс термодинамически мало действителен при обычной температуре, но становится более эффективньм, если воздух предварительно охлажден и если расширение производится от высокого давления. Поэтому и возникает необходимость повышения давлений до 200 ата.

Удельная роль высокого давления при охлаждении газа показателнее всего так. Из выражения (1) можно вычислить ту механическую работу, которую необходимо затратить, чтобы охладить воздух при давлении в 200 ата. Для этого мы должны охладить воздух от температуры 293° К при давлении $p_b = 200$ ата до такой температуры, при которой его теплосодержание будет равно теплосодержанию жидкого воздуха при нормальном давлении. Тогда из диаграммы $T-S$ получаем, согласно (1):

$$L_b = 0,092 \text{ ктлч/кт}, \quad p_b = 200 \text{ ата.} \quad (4)$$

Сравнивая эту работу с L_a , т. е. той, которую нужно затратить при охлаждении воздуха при нормальном давлении (3), мы видим, что она больше чем в 2 с лишним раза меньше. Таким образом очевидно преимущество высокого давления при охлаждении, ибо при этом работа, затрагиваемая на холодильный диск, значительно уменьшается, и его эффективность прираще меньше.

Следовательно, при процессе охлаждения затраченная работа делится на две части: первая затрачивается на то, чтобы 1 кг газа сжать при температуре T_a от давления p_a до давления p_b ; мы обозначаем ее через C_b . Для идеального диска она вычисляется из (1) путем подстановки соответствующих начальных и конечных величин для энтропии и теплосодержания. Вторая часть затрачивается на холодильный диск и идет на охлаждение воздуха при давлении p_b . Для идеального процесса эту часть работы мы обозначим через L_b . Если обозначить изотермический к. п. д. компрессора через η_c и термодинамический к. п. д. холодильной установки — через η_b , тогда действительная работа, затраченная на охлаждение килограмма воздуха, будет:

$$L = \frac{C_b}{\eta_c} + \frac{L_b}{\eta_b}. \quad (5)$$

Для 1 кг воздуха, сжатого до давления в $p_b = 200$ ата, получаем из диаграммы $T-S$:

$$C_b = \frac{0,12}{\eta_c} + \frac{0,092}{\eta_b} \text{ ктлч/кт.} \quad (6)$$

Считая к. п. д. компрессора $\eta_c = 0,59$, мы находим, что при действительной затрате на охлаждение $L_b = 1,3$ ктлч на холодильный диск придется 1,1 ктлч вместо минимально необходимого согласно (4) — 0,092 ктлч. Следовательно, в установках Гейланда к. п. д. холодильного диска $\eta_b = 0,084$, т. е. в 1,7 раза меньше к. п. д. всего диска охлаждения.

Причина такого низкого к. п. д. холодильного диска, как можно показать, лежит главным образом в несовершенстве работы поршневых детандеров.

На рис. 1 на диаграмме $T-S$ изображен процесс детандера. Воздух изотермически сжимается в компрессоре от точки a до b . Потом при адиабатическом расширении воздух должен был бы быть переведен в точку z , но на самом деле попадает в точку 2 с большой энтропией. Мы будем обозначать величину характеристистики состояния воздуха в разных точках индексами, соответствующими номеру точек на диаграмме.

Обычно при определении коэффициентов полезного действия детандера принято поступать так. При обратимом диске можно было бы получить за

счет работы холод $i_b - i_z$, а на самом деле получается холод $i_b - i_2$, где индексы соответствуют точкам на диаграмме $T-S$ рис. 1. Коэффициент полезного действия детандера, который мы будем называть техническим, принимаем равным:

$$\eta = \frac{i_b - i_2}{i_b - i_z}. \quad (7)$$

Такой метод определения к. п. д. имеет практическое значение при расчетах теплового баланса, но он не характеризует работы детандера с термодинамической точки зрения. В самом деле, работа, затраченная для получения холода, зависит не только от калорийного содержания холода, но и от той температуры, при которой он получен. Чем ниже температура, при которой получается холод, тем он «ценнее». В определении к. п. д. (7) весь полученный холод принимается равноценным; на самом деле потерянная часть холода как раз более «ценна» с точки зрения затраченной работы, чем полученная. Для детандера Гейланда, если выходящий газ имеет температуру — 150° С и — 130° С, технический к. п. д. получается:

$$\eta = 0,67, \quad T_a = 123^\circ, \quad T_b = 293^\circ, \quad p_b = 200 \text{ ата,} \quad p_a = 1 \text{ ата.} \quad (8)$$

$$\eta = 0,56, \quad T_a = 143^\circ$$

В отличие от технического к. п. д. мы рассмотрим термодинамический к. п. д., который определяется на основании выражения (2), и увидим, что он много меньше. Чтобы перевести воздух из точки a в точку 2 обратимым путем, нужно затратить работу L_{a2} , вычисляемую из выражения (1). На самом деле, затрачиваемая работа состоит, во-первых, из работы сжатия газа от p_a до p_b ата, равной C_b/p_c мвт-т нусе работа, получаемая обратно от детандера при расширении, равная $\eta_m (i_b - i_2)$, где η_m — коэффициент полезного использования механической работы детандера. Тогда получаем термодинамический к. п. д. диска детандера равным:

$$\eta_d = \frac{AL_{a2}}{AC_b - \eta_m (i_b - i_2)}. \quad (9)$$

Рис. 1.

При идеальном компрессоре $\eta_c = 1$ и $\eta_m = 0,85$ мы получим для детандера Гейланда с теми же данными, что применялись для вычисления технического к. п. д. (8):

$$\eta_d = 0,30 \text{ при } T_a = 123^\circ, \quad \eta_d = 0,23 \text{ при } T_a = 143^\circ. \quad (10)$$

Сравнивая эти к. п. д. с (8), мы видим, что они в 2 раза меньше, чем обычно принятый технический к. п. д. η . Обычно принимают для компрессора высокого давления изотермический к. п. д. $\eta_c = 0,59$, и тогда получаем следующий к. п. д. холодильного диска детандера:

$$\eta_d = 0,15, \quad T_a = 123^\circ \quad \left\{ \begin{array}{l} \eta_c = 0,59; \eta_m = 0,85; p_b = 200 \text{ ата, } p_a = 1 \text{ ата, } T_a = 293^\circ. \\ \eta_d = 0,11, \quad T_a = 143^\circ \end{array} \right. \quad (11)$$

Коэффициент полезного действия всего холодильного диска η можно считать равным произведению к. п. д. диска детандера η_d на к. п. д. всех остальных элементов процесса, которые мы обозначим через η_r :

$$\eta = \eta_d \eta_r, \quad (12)$$

откуда для остатного диска Гейланда получаем согласно (11)

$$\eta_r = 0,084/0,15 = 0,56,$$

т. е. все остальные потери примерно в 4 раза меньше, чем вызываемые непосредственно дилком детандера. Таким образом, несомненно, главным источником потерь в современных установках является напорной к. п. д. самого детандера.

Причина такого низкого к. п. д. поршневых детандеров лежит в хорошо известных технических трудностях выполнения этих машин. Трудности заключаются в обеспечении плотно двигающегося в цилиндре поршня с малым трением при отсутствии жидкостей, со смазывающими качествами при низких температурах. Гейланд обходит это затруднение тем, что цилиндр и поршень находятся при комнатной температуре, и охлаждающийся воздух во время своего пребывания в цилиндре не успевает потерять тепло при соприкосновении со стенками. Это оказывается возможным осуществить без больших потерь только тогда, когда объемная теплоемкость газа в цилиндре детандера велика. Поэтому в детандере Гейланда, чтобы эти потери не принимали чересчур больших размеров, расширение воздуха ведется только от 200 до 10—8 атм, и возможную работу расширения от этого давления до нормального приходится терять. Следовательно, терлется соответствующий ей холод, который, как мы видели, является наиболее ценным, так как получается при более низких температурах.

Переходим теперь к рассмотрению дилка окисления воздуха при низких давлениях. Такой дилка до нашей работы не осуществлялся, как легко видеть, по следующим причинам.

Во-первых, и без того малый к. п. д. поршневых детандеров, который, как мы указывали, получается при более высоких давлениях, еще более уменьшается при низких давлениях.

Во-вторых, при окислении воздуха при низком давлении работа, затраченная в холодильном дилке, будет больше, так как газ окисляется при более низких давлениях, как это видно из выражения (5). Следовательно, к. п. д. дилка детандера будет иметь гораздо больший вес в определении к. п. д. установок.

Третье условие заключается в том, чтобы весь процесс шел за счет холода от детандера, так как использование охлаждения за счет явления Томсон—Джоуля не может происходить вследствие его малого значения при низком давлении. Следовательно, детандер должен производить холод при температуре более низкой, чем температура окисления воздуха.

Таким образом требования, которые предъявляются к детандеру на окислительных установках низкого давления, — это высокой термодинамической к. п. д. и работа при низкой температуре. Единственная возможность осуществления таких детандеров, нам кажется, это использование превращения работы скатого газа в ходой в турбинных механизмах.

В следующих главах мы разберем основные условия, определяющие работу турбодетандера, и покажем, что возможно его осуществить с высоким к. п. д. Теперь же наведем основные термодинамические соотношения для дилков с низким давлением.

Дилка изображен на рис. 2, причем слева изображена схема дилка, а справа — соответствующее состояние газов, отмеченное соответствующими цифрами на диаграмме $T-S$. Газ под давлением в 4—5 атм от компрессора идет через теплообменник I, проходит детандер II, где его температура падает от T_1 до T_2 , потом попадает в конденсор III, в котором отдает холод на сжатие воздуха, и возвращается обратно через теплообменник I наружу. Жидкость из конденсора III перепускается через вентиль в резервуар IV; небольшая часть воздуха, испарившегося при этом, присоединяется к воздуху, покидающему турбину. Техническое выполнение схемы изображено на рис. 6 и будет описано подробно в одной из последующих глав.

Работу, необходимую для окисления 1 кг воздуха при низком давлении p_b получаем, как и при высоком давлении, из выражения (5), где C_b попрежнему есть идеальная работа на изотермическое сжатие, а L_b — идеальная работа,

необходимая для окисления 1 кг воздуха. η_c и η_s соответствуют термодинамическому к. п. д. компрессора и дилка охлаждения.

В виде количественного примера возьмем, какое к действительности давление $p_b = 4.3$ атм. Тогда, согласно выраже'ю (1) из диаграммы $T-S$ получим $C_b = 0.032$ ккал/кг и $L_b = 0.141$ ккал/кг. Полученный жидкий воздух при давлении p_b , когда он выпускается через вентиль из конденсора в нижнюю часть резервуара, при переходе к нормальному давлению p_c частично испаряется. Поэтому для получения 1 кг жидкого воздуха при нормальном давлении мы должны будем очевидно окислить при давлении p_b в k раз больше; из баланса холода полу-

$$k = \frac{i_a - i_s}{i_a - i_t} \quad (13)$$

Поэтому для получения 1 кг жидкого воздуха при нормальном давлении необходимо будет затратить работу в k раз большею, и, помножив (5) на k , получим:

$$AR_a = k \left(\frac{C_b}{\eta_c} + \frac{L_b}{\eta_s} \right) \quad (14)$$

Если p_b равняется 4.3 атм, то $k = 1.09$.

Термодинамический коэффициент полезного действия холодильного дилка η_d примем как произведение трех коэффициентов:

$$\eta_d = \eta_a \eta_r \eta_s \quad (15)$$

где η_a — к. п. д. дилка детандера, η_r — коэффициент, связанный с потерями, и прочие, η_s — коэффициент, определяющий те термодинамические потери, которые возникают в силу того, что почти весь холод от детандера, т. е. более низкой, чем он подается при температуре окисления воздуха, т. е. более высокой, это требуется для охлаждения газа, когда он проходит через теплообменник I. Для того, чтобы окислить газ при давлении p_b , необходимо ему сообщить холод $i_b - i_r$. Если весь этот холод будет сообщен при температуре T_4 , т. е. температуре окисления, то минимальная затраченная работа будет равна:

$$AL'_b = (i_b - i_r) \frac{T_a - T_4}{T_4} \quad (16)$$

Эта работа будет больше идеальной работы L_b , и коэффициент η'_s соответственно будет равен:

$$\eta'_s = \frac{L_b}{L'_b} \quad (17)$$

Этот коэффициент характеризует неизбежные потери, связанные с существом дилка, и уменьшение его может быть достигнуто только усовершенствованием дилка, как, например, введением дополнительных детандеров или аналогичных холодильных машин, охлаждающих воздух на его пути в теплообменнике I (рис. 2).

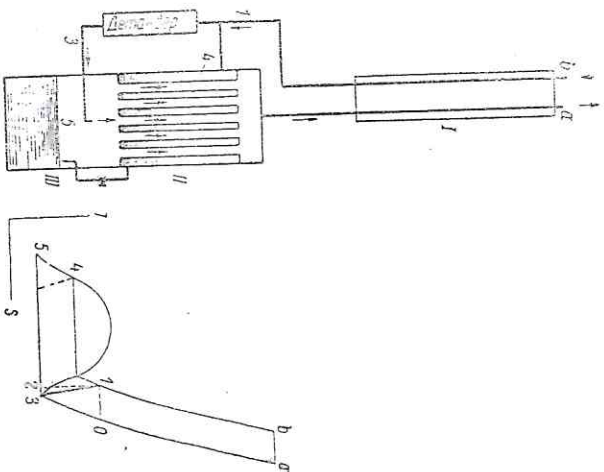


Рис. 2.

Величина этого коэффициента мало зависит от давления и, для нашего примера, при давлении $p_0 = 4.3$ ата будет равняться

$$\eta_s = 0.635. \quad (18)$$

Термодинамический к. п. д. цикла детандера определяется так. Из точки 1 воздух при расширении должен был попасть в точку 2, а попадает вследствие потерь в точку 3 (рис. 2). Минимально необходимая затрата работы, чтобы попасть в точку 3, определяется из выражения (1) и будет равна L_{min} . На самом же деле, затрачивалась работа на сжатие газа до давления p_0 при температуре T_0 минус полезная работа от детандера. Если попрежнему η_e — изотермический к. п. д. компрессора, а η_m к. п. д. механической работы, используемой от детандера, то к. п. д. цикла детандера будет, аналогично (9):

$$\eta_d = \frac{\Delta C_p}{\Delta C_p - \eta_e \eta_m (i_1 - i_2)}. \quad (19)$$

Переходя к численным примерам, мы разберем два случая. Один из них, когда воздух сжимается турбокомпрессором, который при большой пропускной способности имеет к. п. д. $\eta_e = 0.70$, и другой с обычным поршневым компрессором, у которого к. п. д. равняется 0.59, и η_m возьмем равным 0.85.

Для характеристики самого детандера мы возьмем экспериментальными данными, полученными от нашего турбодетандера, который будет описан в последующих главах (см. § 4).

Тогда получаем следующие к. п. д. холодильного цикла детандера:

$$\left. \begin{aligned} \eta_d &= 0.41 & \text{при } \eta_e &= 0.59 \\ \eta_d &= 0.50 & \text{при } \eta_e &= 0.70 \end{aligned} \right\} \eta_m = 0.85. \quad (20)$$

Коэффициент η_r определяется главными потерями холода на теплообмен и наружу так же, как и потери, вызванными перепадом давления в трубопроводах. Эти потери слабо зависят от размеров и конструкции ожигателя. Если сделать теплообменник очень большим, то потери от недорекуперации уменьшатся, но зато сильно увеличится пусковая период установки, могут также увеличиться внешние потери на холод и т. д. Поэтому размеры и конструкция обычно диктуются назначением установок, и соответственно ему потери будут различны. На практике, я думаю, величина будет колебаться от 0.6 до 0.8.

Ввиду неопределенности η_r возьмем его равным 1. При этом условии, пользуясь уже вычисленными значениями k , η_r и др. при давлении $p_0 = 4.3$ ата и $T_0 = 293^\circ \text{K}$ получаем мощность для ожигания 1 кг воздуха и к. п. д. установки согласно (14) и (15). Соответственно двум выбранным к. п. д. для компрессоров получим:

$$\left. \begin{aligned} \xi_a &= 0.65 \text{ кт/ч/кг} & \text{при } \eta_e &= 0.29, \eta_e = 0.59, \\ \xi_a &= 0.54 \text{ кт/ч/кг} & \text{при } \eta_e &= 0.35, \eta_e = 0.70. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Теперь сравним характеристики установок, работающих при высоких и низких давлениях.

1. Как мы видели раньше из расчета, при одном и том же к. п. д. компрессора $\eta_e = 0.59$, к. п. д. холодильного цикла турбодетандера будет 0.41 против 0.148 для поршневого детандера. Эта разница вполне достоячна для того, чтобы покрыть то увеличение работы, потребной для холодильного цикла, которое связано с ожиганием воздуха при низких давлениях.

2. Низкое давление позволяет использовать турбокомпрессоры, которые дешевле и проще поршневых компрессоров, в особенности, когда последние работают на высоких давлениях. Мало того, при большой пропускной способности к. п. д. турбокомпрессоров 0.7 и тогда, когда, как можно усмотреть из (20), к. п. д. холодильного цикла доходит до 0.50.

3. Теплообмен между входящими и уходящим газом в циклах низкого давления происходит без дополнительных потерь, так как оба потока имеют одинаковую температуру. При работе с высокими давлениями, наоборот, в теплоемкости воздуха, которая при 200 ата и комнатной температуре $c_p = 0.33$ и при низкой температуре доходит до $c_p = 0.44$, делают теплообмен без термодинамических потерь невозможным. Вычисления показывают, что величина этих потерь при теплообмене в циклах высокого давления покрывает значительную долю потерь в циклах низкого давления, вызванных необходимостью пронаводить холод при низкой температуре (т. е. потерь, учитываемых коэффициентом η_d).

4. Потери от недорекуперации при низких давлениях вообще будут более чувствительны, чем при высоком давлении. Эта недорекуперация с легкостью на 1 кг воздуха примерно в 3 раза меньше. Так недорекуперация с легкостью перекрывается тем, что при работе с газом при низком давлении можно пользоваться регенераторами в качестве теплообменников, что невозможно по техническим соображениям при высоких давлениях. Кроме ряда преимуществ в эксплуатации (как, например, отсутствие необходимости предавать теплового удавления углекислоты и осушки газа) регенераторы являются куда более эффективными теплообменниками. Недорекуперация в них в 3—4 раза меньше, чем в обычных теплообменниках, и потому потери на теплообмене при работе с низким давлением не больше, а скорее меньше.

5. Больше всего сказываются при низких давлениях те потери, которые вызваны падением давления в трубопроводах, но опять же применение регенераторов позволяет свести их к очень малой величине, так как гидродинамическое сопротивление регенератора очень мало по сравнению с теплообменниками. Затем внешние потери холода через теплопроводность могут заметно уменьшиться на к. п. д. установках только тогда, когда она мала. Поэтому турбоожигательная установка будет наиболее эффективной при переработке больших количеств газа; к тому же при этом возможно использовать турбокомпрессоры с большим к. п. д.

Итак, мы видим, что, осуществив турбодетандер с хорошим термодинамическим к. п. д., мы открываем возможность получения цикла ожигания при низком давлении большей эффективности, чем для цикла высокого давления.

Об оставшихся преимуществам установок низкого давления в раздельных аппаратах упоминается в конце предыдущей главы.

3. Техническое обеспечение для разрабатки конструкции турбодетандера

Идея использования холодильной турбины в качестве детандера относится ко временам самого раннего развития холодильной техники. Первым еще в 1898 г. на это указал Релей [1]. Однако до сих пор турбины не нашли себе применения для ожигания воздуха. Преимущества турбины сразу очевидны. Это механизм, который не требует разрешения проблемы смазки при низкой температуре, так как подшипники, в которых вращается ось ротора, можно отнести из холодильной зоны ротора на расстояние, достояточно, чтобы они работали в нормальных условиях [1]. Главное затруднение в применении турбины для пропусков ожигания воздуха состоит в том, что все до сих пор построенные турбины отключались низким к. п. д., и поэтому были непригодны для процессов ожигания. В наиболее совершенных установках для разделения воздуха пользуются турбодетандерами, как вспомогательными источниками холода, для покрытия тепловых потерь. Полностью же пронаводить необходимый холод турбинами до сих пор не удавалось.

Технический к. п. д. детандера, применяемых в этих установках, вычисленный из соотношений балансов количества холода, как это было указано в предыдущей главе, даже при значительных мощностях около 0.6. Такое

маленькое значение к. п. д., меньшее, чем мы встречаем у других турбин, работающих с паром или водой, ставит вопрос: является ли это необходимым результатом неправильного выбора конструктивных типов этих машин.

Все детандеры, описанные до сих пор в литературе, строились наподобие активных паровых турбин с аксиальными движением воздуха. В данной главе будет разобран вопрос о наиболее правильном выборе типа турбины для холодного дика. Мы увидим, что выбор в качестве конструктивного образца активной паровой турбины неправилен и что из теоретических соображений турбина, работающая при низких температурах, при правильной конструкции должна иметь к. п. д. не только лучшую, чем у тепловых детандеров, но превосходящую даже к. п. д. паровых турбин.

Известно, что из потерь, влияющих на уменьшение к. п. д. паровой турбины, наибольшее значение имеют потери на трение газа при прохождении его через направляющие сопла и рабочие лопатки ротора. На рис. 3 изображен элемент аксиальной турбины. Разберем прежде всего потери в сопле.

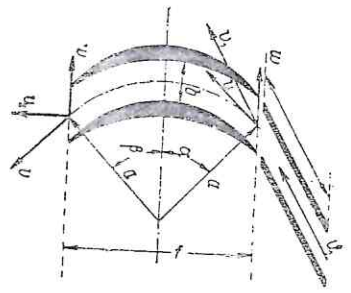


Рис. 3.

Для простоты возьмем сопло с круговым поперечным сечением, с радиусом r ; примем, что газ плотность ρ проходит через него со скоростью v_1 . Единица массы этого газа несет с собой кинетическую энергию $\frac{1}{2} v_1^2$, и в хорошо построенных турбинах она почти полностью передается в работу ротору.

Так как в единицу времени проходит $v_1 \rho \pi r^2$ газа, то мощность, которую можно получить, будет равна:

$$W_1 = \frac{1}{2} \pi r^2 \rho v_1^3 \quad (22)$$

Сила трения газа, как известно из гидродинамики турбулентного движения, будет пропорциональна

$$F = \lambda_1 \frac{\rho v_1^3}{2r} \quad (23)$$

где λ_1 есть величина, характеризующая длину направления сопла, а λ_1 — гидродинамический коэффициент сопротивления.

Потребная мощность на преодоление силы трения будет равна силе трения, помноженной на объем газа, проходящего через сопло в единицу времени. Тогда мы получим:

$$\Delta W_1 = \frac{\pi}{2} \lambda_1 r \rho v_1^3 \quad (24)$$

и относительные потери будут

$$\frac{\Delta W_1}{W_1} = \lambda_1 \frac{r}{r} \quad (25)$$

На основании этого выражения можно заключить, как повлияют физические свойства среды на потери в сопле. Очевидно, что только величина λ_1 может зависеть от этих свойств, тогда как длина сопла и радиус поперечного сечения выйдут из соображений получения достаточно направленного потока.

Из гидродинамики известно, что коэффициент λ_1 зависит только от функции связи между Рейнольдсом, однако до сих пор не удавалось найти простую, как бы мы ни искали в сопле, известную, что при гладких поверхностях, числа Рейнольдса. Для точных вычислений существует ряд полуэмпирических

выражений, которые можно найти в литературе [8]. Если поверхность стенки сопла гладкая, то в той области, в которой работает турбина, с достаточной степенью приближения можно воспользоваться выражением, данным Блуанисом:

$$\lambda_1 = 0.133 \sqrt{\frac{\nu}{v_1 r}} \quad (26)$$

В этом выражении ν — кинематическая вязкость, которая равна обычной вязкости, деленной на плотность:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (27)$$

Из этого выражения видно прежде всего, что отношение потерь будет тем меньше, чем меньше кинематическая вязкость среды, движущейся в сопле. В следующей таблице даны для сравнения кинематическая вязкость пара, воздуха и воды.

Таблица 1

		Кинематическая вязкость в СГС единицах
Для пара	при 1 ат и 600°K	0.35
"	" 5 ат и 600°K	0.07
"	" воздуха при 1 ат и 100°K	0.109
"	" " 5 ат и 100°K	0.034
"	" воды при 300°K	0.0178

Из сопоставления этих величин видно, что кинематическая вязкость воздуха при 100° K и 5 ат, т. е. приблизительно в тех условиях, при которых он движется в сопле детандера, жала — в 18 раз меньше, чем у пара тоже в условиях, близких к рабочим, в паровых турбинах. Эта разница объясняется главным образом тем, что с понижением температуры плотность воздуха значительно возрастает, а вязкость уменьшается.

Далее из выражения (26) видно, что λ_1 зависит от скорости v_1 ; чем выше эта скорость, тем меньше будут относительные потери (25). Скорость пара в соплах и турбинах берется по возможности высокой, и v_1 достигает 800 м/сек, тогда как в детандерах она обычно значительно меньше — около 200 м/сек. Учитывая влияние, вызванное разностью в скоростях и пониженной вязкостью, одновременно мы видим, что в общем коэффициент λ_1 в паровой турбине будет в 1.4 раза больше, чем в детандере, и, следовательно, относительные потери (25) в сопле детандера должны быть меньше.

Другая часть потерь относится к потерям на трение в лопатках. Для того, чтобы ее определить, обозначим скорость газа в лопатке через v , а поступательную скорость лопатки через w . Единица массы газа принесит на лопатку кинетическую энергию $\frac{1}{2} v^2$, которая из параболограммы скоростей на рис. 3 будет равна:

$$\frac{1}{2} v^2 = \frac{1}{2} (v''^2 + w^2 + 2vw \sin \alpha) \quad (28)$$

а кинетическая энергия единицы массы покидающего лопатку газа таким же путем получится равной

$$\frac{1}{2} v'^2 = \frac{1}{2} (v''^2 + w^2 - 2vw \sin \beta) \quad (29)$$

где значение угла α и β видно из рис. 3.

Работа, переданная на ротор единицей массы, будет, таким образом, равна разности кинетической энергии входящего и выходящего газа.

Если мы обозначим высоту лопатки через h и ширину прохода между лопатками через b , то в единицу времени через лопатки будет проходить количество

газа, равное $h\delta v_1$, и, следовательно, получаемая от одной лопатки будет

$$W_2 = h\delta v_1^2 w (\sin \alpha - \beta). \quad (30)$$

Примем, что лопатки имеют постоянную кривизну; пусть радиус кривизны будет a и ширина лопатки f ; тогда, как видно из чертежа,

$$f = a (\sin \alpha + \sin \beta). \quad (31)$$

В этом случае выражение (30) будет

$$W_2 = h\delta \frac{f}{a} \rho v_1^2 w. \quad (32)$$

Потерянная мощность будет вычислена так же, как и в сопле; обозначим коэффициент сопротивления через λ_0 , получаем при длине канала между лопатками, равной $a(\alpha + \beta)$:

$$\Delta W_2 = \lambda_0 \frac{ab h \rho}{2a} (\alpha + \beta) v_1^3, \quad (33)$$

где r_0 есть эквивалентный радиус, равный

$$r_0 = \frac{hb}{h + b}. \quad (34)$$

Этот эквивалентный радиус также надо будет ввести в выражение для коэффициента сопротивления λ_0 , который будет:

$$\lambda_0 = 0.133 \sqrt{\frac{\rho}{\sigma r_0}}. \quad (35)$$

Тогда относительные потери будут:

$$\frac{\Delta W_2}{W_2} = \lambda_0 \frac{a^2}{2r_0} (\alpha + \beta) \frac{v_1}{w}. \quad (36)$$

Скорости v и v_1 связаны между собой. Найдем эту связь приближенно. Вычисленная нами мощность W_1 равна W_2 за вычетом потери в кинетической энергии покидающего газа, которая в турбинах делается по возможности малой. Принимаем поэтому W_1 и W_2 равными. Количество газа, проходящего через сопло, равно количеству проникающего через лопатки; поэтому $h\delta v_1 = \sigma r_0^2 v_1$. Тогда из выражений (22) и (32) получаем:

$$\frac{f}{a} v_1^2 \approx \frac{1}{2} v_1^2, \quad (37)$$

откуда, в связи с тем, что f примерно равно 2α , получаем:

$$v \approx \frac{1}{2} v_1. \quad (38)$$

Так как это соотношение сохраняется для всех типов активных турбин, то из (35) мы видим, что коэффициент сопротивления в лопатках λ_0 будет несколько больше, чем λ_1 в соплах. Но попрежнему в турбодетандерах потери в лопатках, определяющие гидродинамический коэффициент сопротивления, будут примерно на 1,4 меньше, чем эквивалентные им потери в паровых турбинах. Выражение (36) содержит еще величины $(\alpha + \beta)$, r_0 и f , отношение между которыми не зависит от физических свойств среды.

Отношение между v и w в турбодетандерах и паровых турбинах значительно отличается и является одним из основных факторов, характеризующих турбину. Обычно при конструировании активных турбин для достижения высокого к. п. д., а отчасти для уменьшения габаритов машины стремятся достигнуть по возможности больших скоростей газа в сопле v_1 , а также по возможности увеличить периферийские скорости ротора w . Величина v_1 лимитируется критической скоростью газа. Для турбодетандеров при 100° К

она около 200–180 м/сек, и практически не встречается необходимости ее увеличения, как это делается в паровых турбинах посредством сопла Лавыля. Для паровых турбин скорость v_1 стремится сделать по возможности выше, и она достигает 600–800 м/сек. Что касается скорости ротора и реакто на много превышает величина определяется прочностью ротора и реакто на много превышает 200 м/сек. Поэтому для паровых турбин и турбодетандеров мы получаем различные отношения v_1 и w . Следовательно, обычно встречающиеся на практике, типовой (табл. 2):

Таблица 2 [1]

Тип турбины	v_1/w	v/w
Паровая турбина	4–10	2–5
Турбодетандер	~1	~1/2

Введя эти соотношения в выражение (36), мы видим, что в силу меньшей величины отношения v/w в турбодетандерах потери на трение в лопатках будут в 15 раз меньше, чем в паровых турбинах.

Таким образом все основные потери, с которыми приходится считаться в паровых турбинах, в турбодетандере заведомо меньше.

Но есть и такие потери, которые как раз в турбодетандерах, если неправильно выбрана конструкция, достигают больших размеров, чем в паровых турбинах, и становятся главными. Прежде всего, это потери, вызванные трением ротора о воздух. Если w есть периферийская скорость ротора и R его радиус, то мощность, затрачиваемая на трение о воздух, будет иметь вид:

$$\Delta W_3 = \lambda_0 R^2 \rho w^3, \quad (39)$$

где λ_0 есть функция числа Рейнольдса и, как прежде, будет несколько меньше у турбодетандеров, чем у паровых турбин.

Полная мощность, получаемая от турбины, будет равняться выражению (32), помноженному на число лопаток, которое мы назовем n . Это число будет равно:

$$n = \frac{2\pi R}{b} s, \quad (40)$$

почем s есть часть окружности ротора, полезно используемая лопатками, т. е. против которой помещаются сопла. Тогда вся мощность, полученная от турбины, будет равняться:

$$W_3 = 2\pi \frac{R h f s}{a} \rho v_1^2 w, \quad (41)$$

и отношение потерь на трение о воздух к W_3 будет

$$\frac{\Delta W_3}{W_3} = \frac{1}{2\pi} \lambda_0 \frac{a}{h s} R \left(\frac{w}{v_1} \right)^2. \quad (42)$$

Тут мы имеем отношение w/v_1 , обратное по сравнению с выражением (36) поэтому из соотношений этих величин в табл. 2 получаем, что потери на трение ротора в турбодетандерах будут от 16 до 100 раз больше, чем в паровых турбинах. Чтобы уменьшить эти потери, нужно прежде всего стремиться брать для турбодетандеров по возможности малый радиус ротора и также стремиться полностью его использовать, т. е. брать s ближе к единице.

В турбодетандерах есть еще один вид потерь, зависящих от квадрата отношения w/v_1 , которое в паровых турбинах из-за их малости обычно опускается на рассмотрение. Дело в том, что плотность воздуха в турбодетандерах при рабочей температуре 100° К в 11 раз больше, чем плотность пара при том же давлении и при 600° К. При круговом движении такой плотной среды она будет подвержена значительной центробежной силе, которая содействует разкалыванию градиенту давлений; воздух будет выбрасываться из ротора, и это помешает нормальному движению газа в лопатках и вызовет потери.

Подсчет указывает, что это есть основной источник потерь, который до сих пор, возможно, упускался, и поэтому турбодетандеры, построенные на этих принципах аксиальных турбин, и дают такой низкий к. п. д.

Логически следствием из учета вредного влияния центробежных сил должно быть стремление использовать это явление не во вред, а на пользу. Примером турбин, в которых рабочая среда имеет большую плотность течет медленно и отношение w/v_1 близко к единице, являются водяные центробежные сна.

Таким образом, вследствие большой плотности воздуха и малой скорости его потока в турбодетандерах, с ним надо обращаться скорее как с водой. Имея при этом в виду, что это все же газ, т. е. сжимаемая среда, и можно с выгодой использовать и это его свойство, например, для турбодетандера с большим перепадом давления, используя принцип Лавазековских сна. Таким образом правильно выбранный тип турбодетандера будет как бы компромиссом между водяной и паровой турбиной.

Эффект использования центробежных сна можно видеть из рассмотрения элемента радиальной турбины, изображенного на рис. 4.

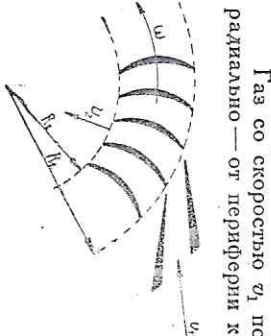


Рис. 4.

Газ со скоростью v_1 поступает из сопла на лопатки и переходит в ротор радиально — от периферии к центру, покидая их со скоростью v_2 . Ротор вращается с угловой скоростью ω .

Работу, переданную единицей массы воздуха на лопатку ротора, можно разделить на две части. Во-первых, она состоит из переданной кинетической энергии струи газа так же, как это происходит в обычной активной турбине, когда мы рассматриваем разность выражений (28) и (29). Обозначим эту работу через P_{a1} ; она будет равна:

$$P_{a1} = \frac{1}{2} (v_1^2 - v_2^2). \quad (43)$$

В детростремительных турбинах, кроме этой, получается еще добавочная работа, производимая кориолисовыми силами, возникающими при движении газа от периферии к центру. Работа, полученная от этих сил, будет равна работе, которую масса газа затрачивает на преодоление радиального градиента давления, созданного центробежной силой вращения ротора. Обозначим эту часть работы через P_{a2} ; она будет равна:

$$P_{a2} = \int_{r_1}^{r_2} \omega^2 R dR = \frac{1}{2} \omega^2 (R_2^2 - R_1^2). \quad (44)$$

Обозначим периферическую скорость через w , тогда

$$w = \omega R_1. \quad (45)$$

Отношение работы, получаемой от центробежных сил, к работе, получаемой от активного давления газа, будет:

$$\frac{P_{a2}}{P_{a1}} = \frac{w^2}{v_1^2} \cdot \frac{1 - \frac{R_1}{R_2}}{1 - \frac{v_2^2}{v_1^2}}. \quad (46)$$

Для приближенного сравнения величин P_{a2} и P_{a1} примем, как это и делается на практике, что R_1 значительно меньше R_2 и v_2 меньше v_1 . Тогда, пренебрегая квадратом их отношения по сравнению с единицей, получаем:

$$\frac{P_{a2}}{P_{a1}} \approx \left(\frac{w}{v_1}\right)^2. \quad (47)$$

Из соотношений, приведенных в табл. 2, мы находим, что в паровых турбинах w/v_1 мало по сравнению с единицей, и поэтому полезная работа от центробежных сил газа была от 16 до 100 раз меньше, чем активное действие пара. Поэтому очевидно, что она и не используется в практике турбостроения. Но в турбодетандере отношение w/v_1 близко к единице; поэтому активное действие газа равносильно центробежному, и, используя его эффект, турбодетандер увеличивает около двух раз мощность турбодетандера при тех же размерах ротора и сопла. При этом потери останутся неизменными; следовательно, относительные потери уменьшатся в два раза. Таким образом мы видим, что, относительно потери центробежные силы, можно сделать турбодетандер с очень высоким к. п. д.

Сравним турбодетандер с водяными турбинами, мы видим, что между ними поразительно больше сходства, чем с паровыми турбинами. Кинематическая потеря в турбодетандере при низкой температуре, как видно из табл. 1, близка к вязкости воды; отношение w/v_1 также близко к единице; поэтому относительные потери в турбодетандерах должны быть такого же порядка, как и в водяных турбинах, где они, как известно, очень невелики, и к. п. д., высокий даже для турбин средних размеров, доходят до 0,87.

Экспериментальная проверка правильности изложенных теоретических данных, экспериментальная была произведена на турбодетандере, описанном в следующей главе.

4. Конструкция опытного турбодетандера

Расчеты турбодетандеров показывают, что, благодаря большой плотности воздуха ρ , следовательно, большому значению кинетической энергии на единицу объема входящего потока, получаются очень малые размеры машины. Так, например, построенный нами турбодетандер с пропускной способностью от 500 до 1000 кубометров воздуха в час при нормальной температуре и давлении имеет ротор диаметром 8 см, весит всего 250 г. Поршневой компрессор, необходимый для подачи воздуха, весит 3 тонны и потребляет мощность 50—80 квт. Необходимость сохранения столь малого размера ротора диктуется главным образом соображениями уменьшения потерь на трение при вращении, как это вытекает из выражения (39).

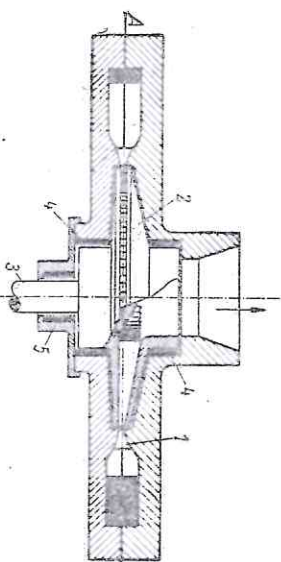
При построении такого малого детандера встречались ряд технических трудностей. Так, чтобы получить достаточную периферическую скорость, число оборотов надо брать более 40 000 в минуту. Далее, при обработке такого малого ротора трудно придать лопаткам сложную, но более выгодную форму, и для простоты их приходится делать прямыми.

Термодинамический расчет лопаток и направляющего аппарата ведется, как обычно, в турбинах и воздуходувках, так как наш турбодетандер представляет собой как бы обращенный турбокомпрессор. При этом надо руководствоваться физическими особенностями воздуха при низкой температуре (вязкость, плотностью и пр.) и выбирать такую форму лопатки и ротора, чтобы термические указания, изложенные в предыдущей главе, были учтены. Механическая прочность ротора определяется по известным для турбин условиям. Тут только следует указать, что важно выбрать такой материал, который бы сохранял свою пластичность при низкой температуре и был бы прочен. Мы выбрали монель (67 Ni; 29 Cu, остальные Fe и Mn), но, как это было показано автором [10], для работы при низкой температуре годятся аустенитовые стали (например ЭИ-1).

Общий вид конструкции турбодетандера дан на прилагаемом чертеже (рис. 5), на котором можно видеть форму сопла 1 и лопаток ротора 2.

Для наилучшей изоляции подшипников от холода, а также для уменьшения потерь холода, ротор посажен на гибкий лавазековский вал 3, причем выбрана консольная конструкция. Расчет этих валов и критических скоростей хорошо известен в турбиностроении, и мы на нем останавливаться не будем.

Малые размеры турбодетандера сказываются в необходимости точной работ и балансировки ротора, связанных с необходимостью иметь небольшой зазор между ротором и кожухом. У выхода на направляющей лопатки воздуха будет иметь давление примерно в два раза больше, чем на выходе из турбины. Чтобы не дать ему течь помимо лопаток, как это видно на рис. 5, ротор имеет два дабритивных уплотнения 4, зазор в них только 0,15 мм. Движение ротора должно быть достаточно устойчивым, чтобы здесь не произошло касания. Размер



Разрез В-Г

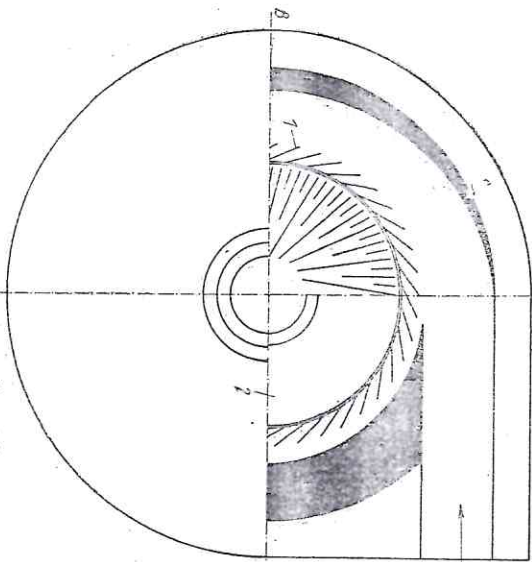


Рис. 5.

Разрез А-Б

более [11], где описан также демпфер, посредством которого можно получить необходимую устойчивость турбины при вращении. Этот демпфер помещается на консольном конце оси турбины и придает ей нужную большую устойчивость. О величине этой устойчивости можно судить потому, что несомненно то, что периферическая скорость ротора достигает 180 м/сек, на периферии ротора зазор не превышает 0,3 мм и в дабритивных уплотнениях 0,15 мм, вращение происходит без касания.

Ось, несущая ротор, вращается в двух шарикоподшипниках, которые смазываются маслом из капельницы. Чтобы по возможности разгрузить подшипники от лишней нагрузки, ротор сидит на оси свободно (на сфере), так что может наклоняться около своего центра тяжести, и таким образом глав-

ная ось инерции автоматически устанавливается по оси вращения. Свобода этой оси ограничена трением, так что случайные возмущения и колебания будут быстро гаситься. Вращательный момент от ротора к оси передается через карданное сцепление специальной конструкции.

При таких предосторожностях оказывается, что даже при консольной работе ротора передняя совокная ось имеет на подшипниках очень малая и даже в течение 700 часов работы подшипники при 40 000 оборотов они находятся в таком состоянии, что еще вполне пригодны для дальнейшей работы.

Получаемая от турбины работа полезно не используется, а подводится в виде тепла, замещающегося на себя через отверстие, величина которого может регулироваться. Изменяя этим давление на турбину, можно регулировать число оборотов. Ротор этого водяного тормоза имеет в диаметре только 3,2 см и несет всего 18 г; при максимальной нагрузке турбины он мог поглотить до 8 квтч. Давление, производимое насосом, достигает 30—40 ата, и по его несильно посредством манометра измеряют число оборотов вращения ротора. Для отвода тепла от нагреваемого приспособления пропускают через него воду, которая, смешиваясь с водой, циркулирующей в насосе, уносит тепло. Для отвода тепла от нагреваемого турбиной и загрязняемого прируемого тепло. Такое приспособление очень удобно для экспериментальной установки, так как замеры расхода проходящей воды и разность температур определяется количеством холода, производимого турбиной и затрачиваемого на охлаждение, так как оно, очевидно, должно быть равно созданию теплу. Посредством такого устройства можно также быстро устанавливать оптимальные режимы турбодетандера, подбирая условия работы такими, чтобы при постоянном расходе вода получала наибольшее нагревание.

Экспериментальная эксплуатация этого турбодетандера в продолжение 700 часов работы показала, что он является надежным и очень простым в обращении механизмом. Нормально он работает при 40—42 000 оборотах, но испытывался до 60 000 оборотов. В данное время турбодетандер потребляет 570 кг воздуха в час. В пусковой период снимается до 8 квтч, но при рабочей температуре снимается около 4 квтч. Перепад давления на турбине обычно колеблется около четырехкратного. Для примера приведем данные одного из замеров. Пользуясь обозначениями диаметров на рис. 2, давание на входе $p_1 = 5,6$ ата, на выходе $p_2 = 1,56$, температура воздуха на входе в турбину $T_1 = 115^\circ\text{C}$, на выходе $T_2 = 86^\circ\text{C}$. Получаемая от детандера мощность — 3,720 кал/час (по замеру воды); технический к. п. д. согласно (7) получается:

$$\eta = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_3} = 0,79 - 0,83. \quad (48)$$

Точное определение к. п. д. детандера сопряжено с некоторыми трудностями, так как при низких температурах воздух может покидать турбину через щели между валами, но точно определить степень пересыщения затруднительно, и поэтому положение точки 3 на диаграмме $T-S$ рис. 2 неопределимо. Пренебрегая тепловой пересыщением, получаем из диаграммы $i_1 - i_2 = 6,2$ кал/кг. Произведенную детандером работу на 1 кг газа можно определить и другим путем, как частное от деления полученного холода на количество газа, протекающего через детандер. Тогда мы получаем

$$\eta = \frac{i_1 - i_2}{3720/570} = 6,5 \text{ кал/кг.}$$

В соответствии с этим определяются два значения к. п. д. детандера. Термодинамический к. п. д. детандера η_d с учетом работы компрессора был дан в гл. 2-й (20). Его максимальное значение, характеризующее работу самого детандера, получается, если считать, что к. п. д. компрессора равен единице, и вся работа детандера используется; тогда согласно (19), $\eta_d = 0,81$.

Как видно, термодинамический к. п. д. детандера в данном случае будет мало отличаться от технического. Это объясняется тем, что детандер работает при низкой температуре, с малым перепадом температур ($T_0 - T_1$). Поэтому каждая полученная калория холода в этом перепаде требует для своего получения затраты примерно одного количества работы, независимо от того в каком промежутке температур она получается.

Высокое значение к. п. д. детандера, полученное нами, подтверждает теоретические предположения, выведенные в предыдущей главе. Нужно сказать что есть все основания думать, что при построении более мощных турбодетандеров к. п. д. увеличится и даже может превзойти к. п. д. водяных турбин. Для малых турбодетандеров, подобно описываемому, как это выдвинуто из теории и подтверждается практикой турбостроения, к. п. д. бывает всегда меньше.

Это видно, например, из значения коэффициента λ (26), характерного увеличения потерь на трение. С увеличением размеров турбин радиус канала увеличивается и, следовательно, λ уменьшается. Относительные потери на теплопроводность тоже уменьшаются с увеличением размеров, так как они возрастают с квадратом линейных размеров, а мощность турбины с кубом. Относительная утечка газа через лабиринтные уплотнения также будет меньше с увеличением размеров турбины. Наконец, при сооружении большого турбодетандера откроется техническая возможность делать лопатки и сопла более эффективной формы, чем те, которые применяются в малых турбинах.

Но, как было указано в главе 2-й, даже с полученным к. п. д. можно рассчитывать успешно использовать турбодетандер для ожигения воздуха. Что это так, будет видно из описания опытной установки, данно в следующей главе.

5. Опытная установка для ожигения воздуха

На рис. 6 изображена рабочая схема установки.

Через фильтр от пыли 1 воздух поступает в компрессор 2, где сжимается до 6—7 атм. Это стандартный двухступенчатый компрессор, изготовленный заводом "Борей", марки ВВ-8, на нормальное рабочее давление 9 атм. Производительность 13,3 м³ воздуха в минуту при 500 оборотах. Показатель не используется нами на полное давление и мощность, так как работает при пониженном числе оборотов (380—390 об/мин) и его замеренная производительность 9,5—10 м³ воздуха в минуту.

Поток сжатого воздуха проходит через водяной трубчатый холодильник 3 и маслоотделитель 4 и поступает в капающую коробку 5 регенератора 6.

Капающее распределение разрабатанной нами конструкции представляет собой тип поршневого золотникового распределителя с уравновешенным давлением. Оно приводится в действие двумя электромагнитами тормозного типа завода "Динамо" КМГ-14. Переключенные производятся каждые 25—27 секунд посредством контактного механизма, работающего от моторчика. Регенераторы 6 имеют насадку, несколько отличающуюся от обычной промышленной: вместо гофрированной ленты мы пользуемся плоской лентой с пухлыми рыльцами; она имеет толщину 0,1 мм и ширину 50 мм. Перепад температур на теплом конце 2,0—2,5°. Теплопроводящая вакуумная Капаля 7 на холодном конце автоматическая.

Цикл ожигения соответствует тому, который мы уже рассматривали в главе 2-й; схема его была изображена на рис. 2. После капающего устройства 7 поток сжатого воздуха делится на две части. Главный поток идет через фильтр и угольный уравниватель температур 8 (о функциях которого мы скажем далее более подробно) и попадает в турбодетандер 9, где расширяется, возвращается через внутреннюю трубу конденсора 10 обратно

через регенератор и выходит наружу. Другая часть потока сжатого воздуха через обратный капан 11 идет в конденсор 10, где и ожигается. Сами из конденсора производятся через кран 12 в сборник 13, откуда выходящий воздух может быть снят наружу через кран 14.

Испарившийся при этом газ присоединяется ко конденсору к общему потоку, выходящему из турбины, так что холод его используется в дальнейшем для сжижения.

Как видно из схемы, конденсор изолируется от потерь холода общей вакуумной изоляцией со сборником для жидкого воздуха; таковую же вакуумную изоляцию имеет уравниватель температур 8.

Вода для охлаждения тормоза 14 через фильтр 16 подается под постоянным напором из бабки 15. Это сделано для того, чтобы расход воды не зависал от колебаний напора в сети и промеры мощности турбодетандера по динамичности температур были точны.

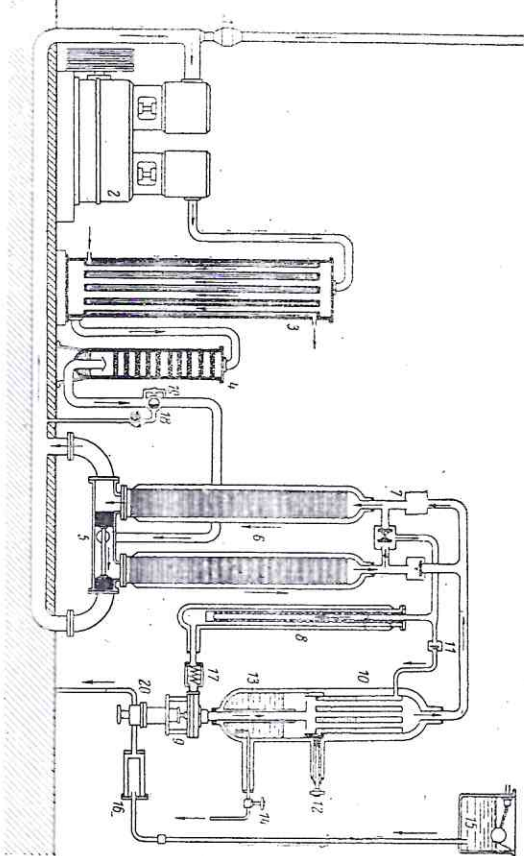


Рис. 6.

На фотографии рис. 7 соответствующие части установки можно видеть из действительном выполнении.

Как известно из теории и практики работы регенераторов низких температур, воздух, участвующий в теплообмене, не требует очищения от влаги и углекислоты, так как осевшие при выходящем потоке влага и углекислота при последующем движении почти полностью выдуваются выходящим потоком воздуха. Такой очистки регенераторов от осадка происходит благодаря тому, что уходящий при более низком давлении воздух имеет меньшую плотность, и даже при нескольких понижений температуры парциальное давление паров воды и углекислоты будет достаточно, чтобы унести почти столько же загрязнений, сколько их было принесено. На холодном конце регенератора парциальное давление углекислоты мало, и количества ее, осевшего на трубках конденсора, недостаточно, чтобы забить их раньше, чем забьются сами регенераторы.

Более серьезный мешающий фактор — это забивка углекислотой сопел турбины. Углекислота медленно высаживается на соплах, и, если принять во внимание, что сечение сопла только 1—2 мм², становится понятным, что даже очень тонкий слой углекислоты в 0,1 мм может уменьшить сечение настолько,

что это заметно ограничится на режиме дегандера. Связанное с этим фактором повышение давления может быть достигнуто от 1 до 1 1/2 атм. Мы успешно боремся с этим нежелательным явлением двумя путями. Из теории ретенера торов известно, что температура на холодном конце за время между переключениями не остается постоянной, она вначале, после переключения бывает более низкой, а к концу заметно повышается. Эти колебания можно видеть на фотографии рис. 8, где слева показана кривая температуры на холодном конце ретенера, измеренная посредством термометра

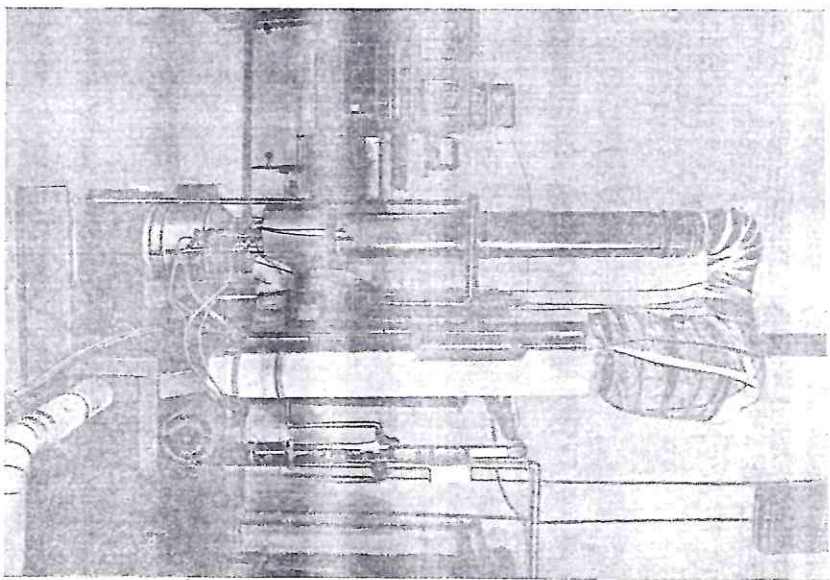


Рис. 7.

с малой тепловой инерцией и записанной на движущейся фоторафической ленте. Амплитуды колебаний, как видно, достигают 28°.

Так как парциальное давление паров углекислоты зависит экзотермично от температуры, то конденсации углекислоты заметно возрастает на этом интервале температуры, и приходящая в турбодетандер углекислота почти всецело приносится в тот период, при котором температура выходящего из ретенера газа имеет наибольшее значение.

Поэтому надо спланировать колебания температуры. Этого можно достигнуть различными путями, например, помещая большую теплоемкость на пути перед входом в турбодетандер. Но подобные решения потребовало бы значительного количества массы. Более выгодно использовать теплоотдачу дроссели или сивкалей. Несколько ккалорий углей или сивкалей. Несколько ккалорий углей или сивкалей.

Равность температур воздуха на входе и выходе концов турбины зависит от степени перемешивания выходящего воздуха газом. Турбина работает хорошо, имея влажность, достигающую 2—3% и более, но при этом ее мощность несколько снижается.

При работе с малым перепадом температур на турбине осадки углекислоты на соплах малы и не скапливаются в продолжение нескольких часов.

ее работы, но при этом производительность установки падает на несколько десятков процентов в час. Мы нашли поэтому выходящим работать с большим перепадом температур, но удалить каждые полчаса-два часа прогревом осевшую углекислоту из сопла. Это делается так: перед входом в турбину сжатый воздух проходит через электрический нагреватель 17. При нормальной работе установкой он бездействует, но, как только давление на сопло увеличивается выше определенной величины, посредством поворота крана 18 поток воздуха проходит только через бейпас 19 и в турбине почти полностью преципитируется; при этом включается нагреватель 17. Прогрев длится 3—4 минуты, после чего опять включаются краны, и режим установки еще через 3—4 минуты полностью восстанавливается.

Технические и экономические показатели установки надо рассмотреть как опытные. Строю первую установку, трудно было выбрать правильно размеры всех ее частей. Но главное—это то, что приходилось строить из труб и материалов, которые часто не соответствовали расчетным данным, но были под рукой. Имей в виду в основном проверить принципиальные теоретические соображения, обуславливающие получение высокого к. п. д. от детандера, мы стремимся по возможности быстро получить опытные материалы.

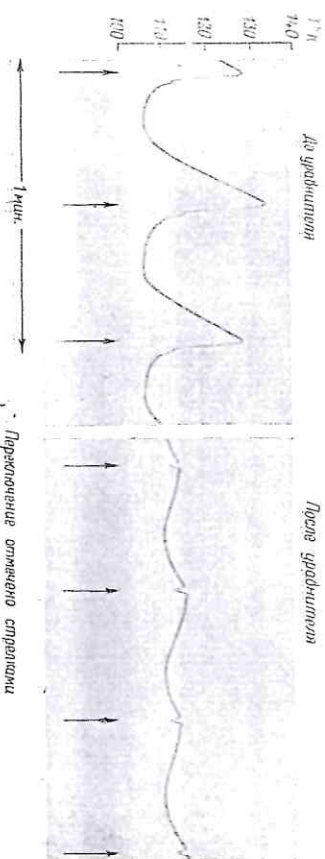


Рис. 8.

необходимые для проверки теории. Как было уже сказано, высокий к. п. д. детандера полностью подтвердился, и экспериментальные результаты совпали с нашими теоретическими предположениями.

Что же касается самого метода охлаждения, то мне кажется, что и здесь показатели установки благоприятные. Производительность нашей установки в среднем 29—30 кг жидкого воздуха в час (исчисляя за 7—8 часов работы и исключая пусковой период). При этом потребляется 9,5—10 м³ воздуха в минуту; перепад давления на установке 7 атм. Таким образом, имел к. п. д. компрессора 0,59, получаем, что на 1 кг жидкого воздуха тратится 1,7 квтч. Из семикратного перепада давления только 4 падают на турбину; остальное—это потери в трубопроводе и ретенераторах. Очень важно, что этих потерь легко избежать, подбирая более подходящие трубы, катанан и пр. Вычитая эти потери в трубопроводах, мы получаем, что на охлаждение 1 кг воздуха потребуются 1,3 квтч.

Если при этом учесть, что можно использовать 0,85 мощности детандера, то расход энергии при этом должен был бы достигнуть до 1,2 квтч на 1 кг. Это уже лучше, чем в установках высокого давления, но все еще меньше, чем мы могли бы ожидать теоретически. Помимо этого, удаётся избежать к. п. д. установок, улучшая теплоизоляцию и борясь с разными потерями, которые в сумме дают заметное влияние. Можно надеяться, что уплотняемые в нашей установке мощности снизятся до 1—1,1 квтч на 1 кг жидкого воздуха, но главный выигрыш получится тогда, когда новые методы охлаждения будут применяться для установок большой производитель-

ности. Тогда не только поднимется к. п. д. детандера, но заметно уменьшится вакуумные потери холода, и можно будет ждать лучших показателей, чем в установках высокого давления.

Надежность работы нашей установки проверялась уже в течение 9 месяцев экспериментальной эксплуатации. Установка работает 1 раз в шестидневку и бесперебойно снабжает нашу лабораторию необходимым количеством жидкого воздуха. Через 18—20 минут после запуска она начинает окислять воздух, и первые 9—11 кг сжигаются через 45—50 минут после пуска, и так через каждые 20 минут.

Установка больше 12 часов подряд не работала, так как за это время она производила достаточное количество удельной энергии потребности даборации. Признаков заметного засорения, закупорки реверсаторов за эти периоды наблюдаться не приходилось.

Парацельсы с работой установки велся ряд экспериментальных работ. Интересно, например, отметить, что жидкий воздух можно получать прямо из турбины, без конденсора. Хотя к. п. д. ее при этом падает, но работа идет нормально, даже несколько лучше, так как полностью отсутствует засорение от углекислоты. Схема работы при этом очень проста, так как отсутствуют конденсор и необходимость регулировать савь воздуха. Недостатки такой схемы следующие: во-первых, трудно полностью отделить жидкость от газа после выхода из турбины, а, во-вторых, воздух, полученный таким образом, имеет обогащение кислородом до 40—50%. Для лабораторных целей жидкая часть имеет воздух, но возможности более бедный кислородом; поэтому в нашей схеме приняты все предосторожности, чтобы жидкость, выходящая из турбины, не могла попасть в сборник 13. Получаемый в нашей установке жидкий воздух имеет содержание кислорода, колеблющееся от 24 до 30%.

Заключение

Из изложенного мы видим, что окисление воздуха при низком давлении не только возможно, но и экономично. Такие результаты достигаются, главным образом, благодаря высокому к. п. д. холодильного цикла. Это возможно благодаря эффективности работы турбинного механизма, если он правильно, как указывает теория, использован в качестве турбодетандера.

Мне кажется, что окисление воздуха при низких давлениях должно иметь большое будущее не только благодаря экономичности цикла, который в установках малой мощности не является решающим, но также и в виду простоты, большей надежности и безопасности работы с давлением в 4—5 атм вместо 200. Короткий пусковой период — всего 18—20 минут — делает ее очень удобной в тех случаях, когда жидкий воздух в небольших количествах надо получить быстро. Отсутствие декарбонизаторов, скрубберов и сушилок несомненно упрощает работу и придает установке компактный вид. Сейчас, например, фабрики нашей установки в 5—6 раз меньше, чем у окислительных ей по производительности установок, работающих при высоком давлении. По видимому, и стоимость ее будет пропорционально во столько же раз меньше.

Но помимо использования установки для непосредственного получения жидкого воздуха ее главное назначение — это просто и эффективно пополнять потери в холоде при ректификации воздуха. Поэтому получение жидкого воздуха эффективным холодильным циклом, как указывалось вначале, есть только одна часть технических проблем, связанных с экономной ректификацией воздуха. Следующая, которая сейчас разрабатывается в институте — это разгонка полученного жидкого воздуха и получение жидкого кислорода. Здесь нужно указать, что обычная схема ректификации посредством двойной колонки хотя принципиально и может быть применена для работы при низких давлениях, но, по видимому, окажется малоудобной. Тут нужно идти другими путями, которые обещают больше при использовании холодильных циклов

низкого давления. Разница обуславливается, главным образом, тем, что при низких давлениях окисляется всего 5—6% переобъемного воздуха, тогда как при высоких давлениях 15—16%. Но, с другой стороны, описанный отводчик и углекислоты воздух в цикле высокого давления представляет известную ценность, и с таким воздухом приходится обращаться экономно. Упомянутая же в цикле низкого давления воздух без предварительного окисления, с ним можно обращаться более свободно.

И, наконец, после решения этой задачи возникает третья проблема — получение газообразного кислорода путем испарения полученного жидкого кислорода, безбедная потеря холода.

В заключение хочу с благодарностью отметить работу коллектива нашего института над быстрым осуществлением установки. В особенности надо отметить участие в работе научных сотрудников: т. О. А. Степко, помогающей с расчетами и принимавшей участие в экспериментальной работе, и тт. А. И. Шальникова, П. Г. Стрелкова и М. А. Векслера, также принимавших участие в экспериментальной работе.

Вся установка за исключением компрессора была построена в мастерских института при участии мастеров тт. Н. Н. Минякова и С. А. Мрында, которые принимали также участие в ее конструировании и испытании.

Литература

- [1] R. Pictet, C. R. 85, 1214, 1220, 1878. — [2] Натрсоп, Англ. патент 21 мая 1895. — [3] C. Lindé, Ber. 1899, 65. — [4] E. C. Valy, Phil. Mag., 49, 517, 1900. — [5] Ю. В. Харитон, Ж. Т. Ф., VII, 1476, 1937. — [6] J. W. S. Rayleigh, Nature, 58, 199, 1898. — [7] Thirup, Англ. патент на изобретение поднимания, № 26757, 1898. — [8] L. Randall, The Physics of Solids and Fluids, Sec. ed., перевод с немецкого, 277, 1936. — [9] Натте, т. III, 371, дек. 1936 г. — [10] P. K. Pritz, Proc. Roy. Soc. [A], 147, 203, 1934. — [11] Л. А. Капица, Ж. Т. Ф., IX, 121, 1939.

Москва.

Институт физических проблем.

Поступило в Редакцию

28 декабря 1938 г.