

АНАЛИЗ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВОЗДУШНЫХ ТУРБОХОЛОДИЛЬНЫХ УСТАНОВОК (ВТХУ) И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ ДЛЯ НАЗЕМНОГО КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА НА САМОЛЕТАХ

Э. ПАСТОР

Институт транспортного машиностроения
Будапештского Технического Университета

Поступило 22 октября 1980 г.

1. Введение

Охладители с воздушным (газовым) рабочим циклом стали известны практически вместе с паровыми охладителями, однако их использование до сих пор было сильно ограничено. Главное препятствие перед их распространением состоит в том, что они менее экономичны, чем охладители с паровым рабочим циклом, число их оборотов относительно выше и их работа достаточно шумна. За прошедшие несколько десятилетий к. п. д. отдельных частей и вместе с этим экономичность всей воздушной турбохолодильной установки (ВТХУ) в такой мере возросли, что ее применение в отдельных специальных случаях может быть экономичным.

За прошедшие годы кафедра Аэро- и Термотехники Будапештского Технического Университета решила задачу кондиционирования воздуха на автобусах посредством воздушного турбохолодильника, а потом создала две разных по назначению ВТХУ для шахт глубокого заложения, которые ныне эксплуатируются как прототипы в двух шахтах.

В этой статье анализируется рабочий процесс ВТХУ и в результате анализа показывается планы такой ВТХУ, которую разработали для наземного кондиционирования воздуха на самолетах Предприятия Венгерского Воздушного Транспорта (MALÉV).

2. Термический анализ рабочего процесса ВТХУ

2.1. Анализ идеального цикла

Идеальная ВТХУ (без потерь) осуществляет рабочий процесс, ограниченный двумя адиабативами (изэнтропами) и двумя изобарами (рис. 1). Характеристика идеального цикла: $0-2'$ — изэнтропическое сжатие, $2'-3'$ — изобарный отвод тепла, $3'-4'$ — изэнтропическое расширение. Воздух, выходящий из машины холоднее, чем окружающая среда ($T'_4 < T_0$), таким образом его можно использовать для охлаждения.

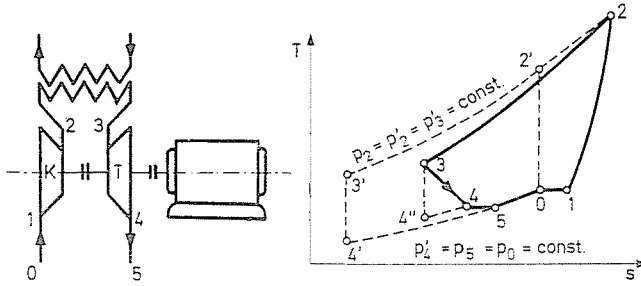


Рис. 1

Удельная охлаждающая мощность (ε_{id}) идеальной ВТХУ определяется как отношение полезной охлаждающей мощности (q_0) к мощности, сообщенной валу (P).

$$\varepsilon_{id} = \frac{q_0}{P} = \frac{T_0 - T_4'}{(T_2' - T_0) - (T_3' - T_4')} \quad (1)$$

Так как $p_2'/p_0 = p_2/p_0 = p_3'/p_1$ и начальные и конечные точки состояния изэнтропического сжатия и расширения лежат на одной и той же изобаре, для выражения ε_{id} получаем следующую функцию:

$$\varepsilon_{id} = \frac{1}{\frac{\kappa-1}{\left(\frac{p_2}{p_0}\right)^\kappa} - 1} \quad (2)$$

Видно, что уменьшение отношения давлений ε_{id} расчет и в случае $p_2/p_0 = 1$; $\varepsilon_{id} = \infty$

2.2. Анализ реального цикла

Экономичность реальной ВТХУ (с потерями) существенно ниже идеальной, так как действительная воспринимаемая мощность во много раз больше идеальной даже при очень высоких к. п. д. компрессора и турбины. Это объясняется тем, что даже в идеальном случае мощность, воспринимаемая компрессором увеличивается, мощность турбины уменьшается, а разница между ними, т. е. воспринимаемая мощность реальной ВТХУ будет во много раз больше, чем у идеальной.

Образует отношение работ компрессора w_K и турбины w_T , учитывая, что в идеальном случае при бесконечно большой поверхности охладителя сжатого воздуха $T_0 = T_3'$

$$\frac{w_K}{w_T} = \frac{T_2' - T_0}{T_3' - T_4'} = \frac{T_0}{T_3'} \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3)$$

Видно, что если $p_2/p_0 = 1$, то $w_K = w_T$; т. е. $w_K - w_T = 0$. Значит разница ($w_K - w_T$) малая при малых отношениях давлений, т. е. тогда, когда термические характеристики действительного и реального цикла существенно отличаются при малых отношениях давлений. Поэтому в дальнейшем исследования ограничатся в первую очередь случаями малых отношений давлений [5].

Рассмотрим, в чем различие между реальной и идеальной ВТХУ. Рабочая среда (воздух) поступает в компрессор, как правило, через фильтр, встроенный вместе с шумоглушителем (изменение состояния 0—1). Вследствие сжатия, являющегося по существу адиабатическим, но имеющего потери, растет конечная температура T_2 и воспринимаемая работа w_K (изменение состояния 1—2). На охладителе сжатого воздуха возникает потеря давления ($p_3 < p'_3$) и из-за конечности охладительной поверхности образуется ступень температуры ($T_3 > T'_3 = T_0 = T_1$). Работа, получаемая от турбины вследствие потерь уменьшается, а конечная температура реального расширения больше идеального ($T_4 > T''_4$) (изменение состояния 3—4). За турбиной иногда находится шумоглушитель, влагоотделитель, но всегда имеются трубопроводы, где давление среды уменьшается ($p_4 > p_5 = p_0$) вследствие изменения состояния (4—5), дроссельного характера.

Отдельные потери можно определить следующим образом.

Изэнтропический к. п. д. компрессора и турбины

$$\eta_{izk} = \frac{T'_2 - T_0}{T_2 - T_0}; \quad (4)$$

$$\eta_{izt} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T''_4}. \quad (5)$$

Коэффициент потери давления охладителя

$$\sigma_{23} = \frac{p_3}{p'_3}. \quad (6)$$

Коэффициент (к. п. д.) теплообмена теплообменника (охладителя)

$$\varphi_{23} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T'_3}. \quad (7)$$

Остальные потери давлений (σ_{01} ; σ_{45}) по сравнению с потерей в охладителе незначительны, их воздействия на характеристики рабочего процесса такие же как у первого (охладителя), поэтому воздействие потерь давлений анализируем только при помощи σ_{23} .

Влияние потерь компрессора и турбины на изменение действительной удельной охлаждающей мощности (ε).

Для отделения эффекта от разных потерь мы анализируем только воздействие к. п. д. компрессора и турбины, т. е. $\eta_{izk} < 1$; $\eta_{izt} < 1$, но $\sigma_{23} =$

$= \varphi_{23} = 1$. Действительная удельная охлаждающая мощность (ε) учитывая, что в случае $\varphi_{23} = 1$; $T_3 = T_0 = T_1$ и в случае $\sigma_{23} = 1$; $p_2 = p_3$ — примет следующий вид

$$\begin{aligned} \varepsilon_e &= \frac{T_0 - T_3}{(T_2 - T_0) - (T_3 - T_4)} = \\ &= \frac{T_0 - T_0 \left\{ 1 - \eta_{izt} \left[1 - \left(\frac{1}{p_2/p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \right\}}{T_0 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{izk}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \right\} - T_0 - \left\langle T_0 - T_0 \left\{ 1 - \eta_{izt} \left[1 - \left(\frac{1}{p_2/p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \right\} \right\rangle} = \\ &= \frac{\left(\frac{1}{p_2/p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\frac{1}{\eta_{izk} \eta_{izt}} - \left(\frac{1}{p_2/p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \end{aligned} \quad (8)$$

Видно, что удельная мощность действительного цикла, содержащего только потери компрессора и турбины, не зависит от крайних температурных значений цикла и является функцией только от p_2/p_1 ; η_{izk} и η_{izt} (рис. 2).

Удельная охлаждающая мощность при единице отношений давлений компрессора ($p_2/p_1 = 1$)

$$\varepsilon \left(\frac{p_2}{p_1} = 1 \right) = \frac{1}{\frac{1}{\eta_{izk} \eta_{izt}} - 1}. \quad (9)$$

Удельная охлаждающая мощность при $p_2/p_1 = 1$ принимает определенное значение, что противоречит действительности. Значит, учет только по-

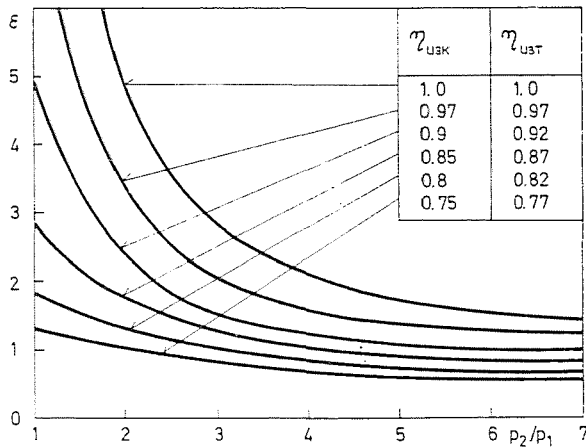


Рис. 2

терь компрессора и турбины при маленьких значениях отношений давлений p_2/p_1 не характеризует условия, соответственно действительности. При больших значениях отношений давлений ($p_2/p_1 > 3 - 4$) учет только η_{izk} и η_{izt} дает результаты, хорошо приближающиеся к действительности, соответственно нашим рассуждениям, связанным с уравнением (3).

Влияние потери давления в охладителе

При исследовании потери давления в охладителе (σ_{23}), мы не учитываем остальные потери ($\eta_{izk} = \eta_{izt} = \eta_{23} = 1$).

Удельная охладительная мощность (ϵ) только при потере давления

$$\epsilon = \frac{T_0 - T_3}{(T_2 - T_0) - (T_3 - T_4)} = \frac{1}{\frac{T_2}{T_0} - 1} = \frac{1}{\frac{(p_2/p_1)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{1 - \left(\sigma_{23} \frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}} \quad (10)$$

В том случае ($\sigma_{23} \cdot p_2/p_1 = 1$), когда рост давления в компрессоре расходуется на потери в охладителе, охлаждающая мощность равна нулю. Однако, мощность, воспринимаемая компрессором имеет определенное значение и поэтому удельная охлаждающая мощность (ϵ), конечно, тоже равна нулю. Значит, ϵ обладает определенным оптимумом в зависимости от p_2/p_1 (рис. 3). Вследствие потерь давления в охладителе ход функции $\epsilon = f(p_2/p_1)$ претерпевает не только количественное, но и качественное изменение. Это и есть одно из важнейших определений показанного выше термического анализа.

С увеличением σ_{23} уменьшается $(p_2/p_1)_{opt}$, соответствующее значению ϵ_{max} . Оптимальное значение (линия — — —) определяется следующим образом:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{opt}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \left[2 - \left(\sigma_{23} \frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = 1. \quad (11)$$

Влияние коэффициента теплообмена охладителя η_{23}

С уменьшением коэффициента η_{23} охладителя при впрочем идеальном процессе ($\eta_{izk} = \eta_{izt} = \sigma_{23} = 1$), как охладительная мощность (q_0), так и необходимая мощность (P) одинаково растет. Поэтому при таких условиях значение ϵ не зависит от значения η_{23} .

Для доказательства нашего утверждения определяем удельную охлаждающую мощность, учитывая, что при $\eta_{23} < 1$; $T'_3 > T_0 = T_1$.

$$\epsilon = \frac{T_0 - T'_4}{(T'_2 - T_0) - (T'_3 - T'_4)} = \frac{1}{\frac{(T'_2/T_0) - 1}{1 - (T'_4/T_0)} - \frac{(T'_3/T_4) - 1}{(T_0/T'_4)}} \quad (12)$$

Так как $\sigma_{23} = 1$, поэтому

$$(T_2'/T_0) = (T_3'/T_4) = (p_2/p_0)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}. \quad (13)$$

Выражение (12) с учетом (13) примет следующий вид:

$$\varepsilon = \frac{1}{\left[\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \left[\frac{1}{1 - (T_4'/T_0)} - \frac{1}{(T_0'/T_4) - 1} \right]}. \quad (14)$$

Правая сторона знаменателя выражения (14) одинакова, единична и, таким образом, получаем обратно выражение (2); значит мы доказали наше утверждение. При турбине с потерями, ε уже не зависит от η_{23} , но η_{23} не создает в зависимости от p_2/p_0 такие местные максимумы, образование которых мы могли наблюдать на рис. 3.

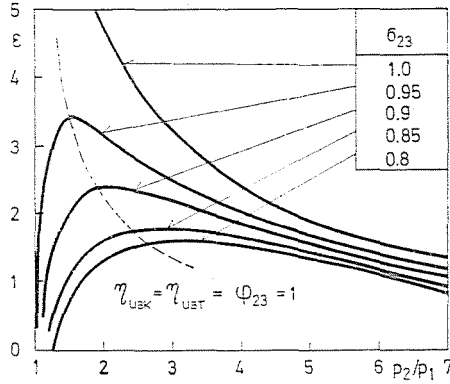


Рис. 3

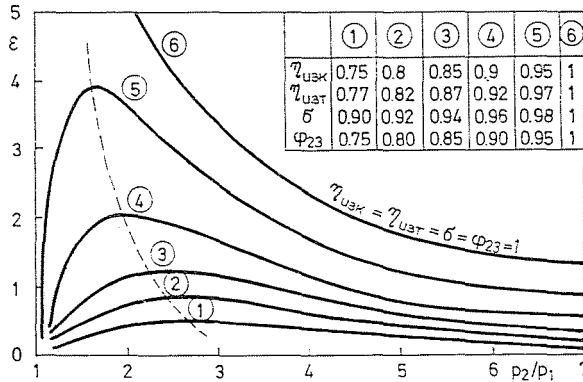


Рис. 4

Изменение ε в зависимости от p_2/p_1 , учитывая все потери, видно на рис. 4. Здесь коэффициент суммарной потери давление (σ) есть произведение трех составляющих коэффициентов: $\sigma = \sigma_{01} \sigma_{23} \sigma_{45}$. У функции $\varepsilon = f(p_2/p_1)$ сейчас тоже имеет максимум, самое высокое реальное значение составляющих коэффициентов потерь соответствует характеристике кривой Э , и так $\varepsilon_{\max} \approx 1,1$; $(p_2/p_1)_{\text{opt}} \approx 2$. Бросается в глаза, что значение ε в какой значительной мере зависит от составляющих потерь, соответственно нашим рассуждениям, связанным с уравнением (3).

В дальнейшем используем наши рассуждения, изложенные до сих пор, в решении проблемы наземного кондиционирования воздуха на пассажирских самолетах.

3. Наземная климатизация пассажирских самолетов с помощью ВТХУ

3.1. Основные данные, начальные условия

При охлаждении пассажирских самолетов потребность в охлаждении по времени появляется быстро за короткий срок и эта потребность также быстро исчезает (анулируется). Время одного периода охлаждения 20—25 минут. В таких случаях хорошо можно использовать ВТХУ по их достоинствам: быстрое достижение работоспособности, для этого им практически не нужно времени; малый вес; малый потребный объем для расположения; легкость транспортировки; их работа и эксплуатация такие же, как у турбореактивных двигателей; лица, эксплуатирующие их могут быть теми же, которые эксплуатируют самолет. Недостаток ВТХУ — меньшая экономичность, что, учитывая сильную прерывность работы, здесь не является важным недостатком [6].

По не приведенным здесь расчетам, средние параметры охлаждения самолетов с пассажирами величиной типа ИЛ-18, ТУ-104 в теплые летние (35 градусные) дни следующие:

- количество воздуха кондиционирования — $\dot{m} \approx 3000$ кг/ч;
- необходимая охлаждающая мощность ВТХУ $\dot{Q} = 28$ квт;
- температура воздуха, поступающего на борт самолета — $t' = 5$ °С.

Основные предположения для разработки ВТХУ, необходимой для выполнения задач, следующие:

- на основании анализа, выполненного до сих пор, оптимальное отношение давлений ВТХУ около двух и использовать отношение давлений значительно выше этого нет смысла, потому что тогда уже ухудшится удельная охлаждающая мощность;
- для создания и эксплуатации ВТХУ можно использовать самолетные, бортовые вспомогательные двигатели ТГ-16 и ТА-6А. вспомога-

тельный двигатель типа ТГ-16 создает только электрическую энергию, а вспомогательный двигатель типа ТА-6А может создать и сжатый воздух;

- обратное охлаждение (охлаждение сжатого воздуха) может осуществляться только воздухом;
- температура охлажденного воздуха из-за опасности замерзания воздушной турбины не должна быть в значительной мере ниже нуля.

3.2. Характеристика ВТХУ, созданной на основе вспомогательного двигателя типа ТГ-16

После анализа возможности использования вспомогательного двигателя типа ТГ-16 мы создали ВТХУ, работающую под атмосферным давлением. Рабочий процесс (рис. 5) начинается воздушной турбиной ①. На отрезке 0—1

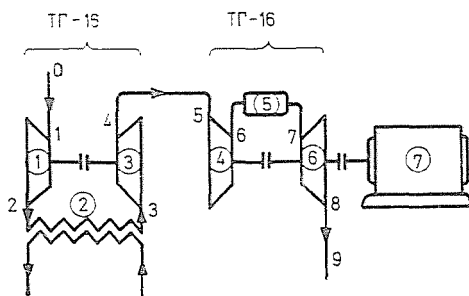


Рис. 5

через фильтр воздух поступает в атмосферном состоянии 1 в воздушную турбину, где расширяется и, в состоянии $T_2 < T_1$, поступает в теплообменник ②. В теплообменнике охлаждается воздух, участвующий в кондиционировании, а рабочая среда (воздух) ВТХУ, нагретая в теплообменнике, поступает в компрессор ③, вращаемый воздушной турбиной, где ее давление и температура возрастут соответственно термическому равновесию ① и ③ частей машины. По нашим расчетам ① и ③ части машины можно создать также из вспомогательного двигателя типа ТГ-16. Из компрессора ③ воздух переходит в компрессор ④, потом в камеру сгорания ⑤ и наконец в турбину ⑥ вспомогательного газотурбинного двигателя ТГ-16. Значит, в этой связи полезной мощностью вспомогательного двигателя ТГ-16 является то, что компрессор ④ всасывает воздух из вакуума, и то, что двигатель вращает генератор, на основании которого работают прочие вспомогательные агрегаты (вентиляторы) ВТХУ. Характеристику вспомогательной газотурбины на таком режиме использования мы определили с помощью стендовых испытаний, во время которых воздушный турбохолодильник замещался переменным дроссельным клапаном. Чтобы как можно точнее имитировать действительные условия, во

время стендовых замеров воздух, поступающий в газовую турбину подогревался до такого значения температуры (50—55 °С), с которым воздух, по нашим расчетам, выходит из компрессора ③ ВТХУ. Результаты замера газотурбинного двигателя, всасывающего из вакуума, при самом большом значении дросселирования видны на рис. 6, где представлен расход воздуха $\dot{m}_{\text{возд}}$, число оборотов n , отношение давления компрессора p_1/p_5 и температура за турбиной t_8 в зависимости от отношения давления p_5/p_0 , создавшегося вследствие дросселя перед компрессором ④.

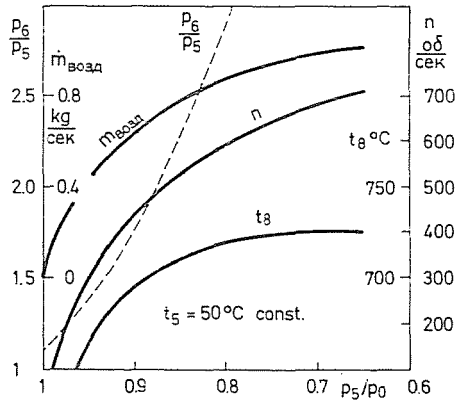


Рис. 6

Максимальная допустимая нагрузка вспомогательного двигателя ТГ-16 определяется температурой газа за турбиной t_8 . Максимальное значение этого по эксплуатационным указаниям и по изучению результатов, проведенных до сих пор эксплуатаций составляет $t_8 = 715\text{—}725^\circ\text{C}$.

Соответственно результатам измерения определяли следующую рабочую точку (рабочий режим) вспомогательного двигателя: $t_8 = 720^\circ\text{C}$; $p_5/p_0 = 0,8$; $n = 583$ об/сек; $\dot{m}_{\text{возд}} = 0,84$ кг/сек; $p_6/p_5 = 2,65$. Сравнительно быстрый рост температуры t_8 вызывается и тем, что уменьшается и абсолютное значение давления после всасывающего из вакуума компрессора p_6 , уменьшается и отношение давлений p_7/p_3 турбины, в которой происходит расширение газа в атмосферу $p_8 \approx p_9 = p_0$, а температура газа за турбиной t_8 увеличивается из-за меньшей степени расширения газа. Это влияние тоже является причиной того, что мы достигли относительно умеренной охлаждающей мощности ВТХУ, созданной так и работающей под атмосферным давлением со следующими конкретными параметрами (расчеты не приводятся из-за нехватки места (обозначения на рис. 5):

$$p_1/p_2 = 1,35; t_0 = 35^\circ\text{C}; t_2 = 16,5^\circ\text{C}; t_3 = 32,2^\circ\text{C}; t_4 = t_5 = 51^\circ\text{C}; p_4/p_3 = 1,16; Q = 12,5 \text{ кВт.}$$

Охлаждающая мощность ВТХУ, созданной таким образом, была малой и не соответствовала потребности. Если вспомогательный двигатель ТГ-16 был бы способен на создание сжатого воздуха, тогда ВТХУ, выполненная с его помощью показывала бы лучшую рабочую характеристику. Поэтому мы исследовали рабочие характеристики ВТХУ, выполненной из вспомогательного двигателя типа ТА-6А, способного создать сжатый воздух.

3.3. Характеристика ВТХУ, выполненной с помощью вспомогательного двигателя типа ТА-6А

Мы создали по схеме данной на рис. 7 такую ВТХУ из вспомогательного двигателя типа ТА-6А, используемого как тепловой двигатель, и из типа ТГ-16, у которой рабочий процесс осуществляется выше атмосферного давления. Отводимый из компрессора ① вспомогательного двигателя ТА-6А воздух, проходя через охладитель ④ охлаждается и поступает в турбину ⑥ турбохолодильника, выполненного из вспомогательного двигателя типа ТГ-16, где воздух расширяется. Воздух, сжатый компрессором ⑤ (компрессором двигателя ТГ-16), вращаемым турбиной ⑥, через охладитель ⑦ поступает также в турбину ⑥, где расширяется и выходит из турбины в холодном состоянии. Неотводимая часть воздуха, сжатого компрессором ① двигателя ТА-6А поступает в камеру сгорания ③, потом в турбину ②, где воздух расширяется и создает мощность, необходимую для вращения компрессора ①. По нашим расчетам турбохолодильник (холодную часть) можно хорошо выполнить из вспомогательного двигателя ТГ-16, а для создания сжатого воздуха очень преимущественно можно использовать двигатель типа ТА-6А.

Определить измерением рабочую характеристику двигателя ТА-6А у нас не было возможности. А характерные параметры, необходимые для эксплуатации ВТХУ определили с помощью пересчета его известной рабочей точки, так чтобы срок службы был большим.

Результаты наших исследований и расчетов были следующими (обозначение по рис. 7) [6]:

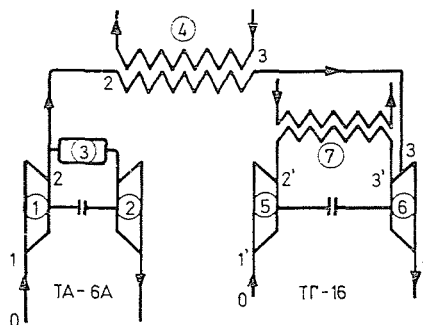


Рис. 7

- отношение произведенного сжатого воздуха $p_2/p_1 = 2,5$;
- количество сжатого воздуха $\dot{m}_{\text{возд}} = 0,85 \frac{\text{кг}}{\text{сек}}$ отношение давления выше этого не требуется, т. к. это есть примерно такое оптимальное отношение давления, когда температура воздуха, выходящего из турбины, t_4 находится около 0°C ;
- отношение давления компрессора ⑤ $p'_2/p'_1 = 2$;
- расход воздуха через компрессор ⑤ — $\dot{m}_{\text{возд}} = 0,64 \frac{\text{кг}}{\text{сек}}$;
- температура охлажденного сжатого воздуха, поступающего в турбину ⑥ — $t_3 = 50^\circ\text{C}$; $t'_3 = 45^\circ\text{C}$;
- температура среды, выходящей из турбины после смешения — $t_4 = 6,8^\circ\text{C}$;
- охлаждающая мощность ВТХУ — 42,5 квт.

Эта охлаждающая мощность является достаточной для кондиционирования воздуха пассажирских самолетов, их салонов. Установку можно хорошо собрать из существующих агрегатов.

Резюме

В данной статье обсуждается теория и исследуется работа таких охладителей турбохолодильников, у которых рабочей средой является воздух. В статье также исследуется влияние потерь отдельных элементов турбохолодильника на удельную охлаждающую мощность. Показывается, что существует оптимальное значение удельной охлаждающей мощности турбохолодильника в зависимости от отношения давлений. Такое изменение удельной охлаждающей мощности вызывается потерями давлений турбохолодильника. Далее в статье изучаются возможности применения турбохолодильников и разрабатываются такие системы турбовоздушных охладительных установок, которые подходят для наземного кондиционирования воздуха самолетов.

Литература

1. Brodsky D.: Feltöltött dieselmotorok (Наполненные дизели). Műszaki Könyvkiadó, Budapest 1966.
2. Pásztor E.: Turboléghűtők (Турбовоздушные охладители). Budapesti Műszaki Egyetem, Tudományos Évkönyv. 1960.
3. Кондиционирование воздуха на автобусах с помощью турбохолодильников. Научный отчет — рукопись. Руководитель темы Э. Пастор. Кафедра Аэро- и Термотехники БТУ, 1976.
4. Э. Пастор. Кондиционирование автобусов турбовоздушным охладителем. Periodica Polytechnica Transport Eng., 4, 145.
5. E. Pásztor: Analyse des Arbeitsprozesses von Kältemaschinen mit Luftzyklus und ihre Anwendungsmöglichkeiten (Анализ процесса работы холодильных машин с воздушным циклом и возможности их применения). Acta Technica Acad. Sci. Hung., 84, 221 (1977).
6. Исследование возможности планирования воздушных турбохолодильных установок для кондиционирования воздуха на самолетах. Научный отчет — рукопись. Кафедра Аэро- и Термотехники БТУ, 1978. Руководитель темы — Э. Пастор.
7. Разработка и конструкция воздушных турбохолодильных установок для шахт. Научный отчет — рукопись. Кафедра Аэро- и Термотехники БТУ, 1977. Руководитель темы — Э. Пастор.

Prof. Dr. Endre Pásztor H-1521 Budapest