

УДК 621.56/9

**М.О. Мартынюк\***, **М.Г. Хмельнюк**

Одесская государственная академия холода, ул. Дворянская, 1/3, г. Одесса, Украина, 65082

\*e-mail: maximmar@rambler.ru

## АНАЛИЗ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОПАНОВОГО ХОЛОДИЛЬНОГО КОМПРЕССОРА ТИПА TP5-5 ПРИ ЕГО РАБОТЕ НА СМЕСИ ПРОПАН/ЭТАН

*Рассматриваются возможности применения смеси пропан/этан как перспективного рабочего тела в пропановой холодильной установке, входящей в состав комплекса низкотемпературной конденсации природного газа. Для описания работы установки на смеси пропан/этан моделируются характеристики турбохолодильного агрегата. Анализ характеристик компрессора позволяет сделать вывод о допустимых режимах работы установки на новом рабочем теле, а также о её энергетических показателях. При эксплуатации двухсекционного центробежного компрессора на смеси необходимо согласовывать работу секций компрессора с учётом потоков основного и переохлаждающего циклов. Расчётные исследования позволили определить необходимые условия работы установки на новом рабочем теле (требуемая температура конденсации и холодопроизводительность), а также произвести оценку энергетической эффективности компрессора турбохолодильного агрегата.*

**Ключевые слова:** Центробежный компрессорный агрегат. Пропан. Смесь пропан/этан. Секции компрессора. Согласование работы секций. Холодопроизводительность. Политропный КПД секции. Степень повышения давления. Основной и переохлаждающий циклы холодильной установки.

**М.О. Martynuk, M.G. Khmelnyuk**

## ANALYSIS OF CHARACTERISTICS OF PROPANE REFRIGERATING COMPRESSOR SUCH AS TYPE «TP5-5» AT ITS WORK ON A MIXTURE PROPANE/ETHANE

*Possibility of application of mixture propane/ethane as perspective working body in propane refrigerating unit included in complex of low-temperature condensation of natural gas are considered. For the description of work of unit on a mixture propane/ethane the characteristics of turborefrigerating unit are modelled. The analysis of characteristics of the compressor allows to draw a conclusion on frameworks operating modes of unit on a new working body, and also about its power parameters. At operation of the two-section centrifugal compressor on a mixture it is necessary to coordinate the work of compressor sections in view of streams of the basic and overcooling cycles. Settlement researches have allowed to define the necessary operating conditions of unit on a new working body (the required temperature of condensation and refrigerating capacity), and also to make an estimation of power efficiency of the compressor of turborefrigerating unit.*

**Keywords:** Centrifugal compressor unit. Propane. Mixture propane/ethane. Compressor sections. Coordination of sections work. Refrigerating capacity. Polytropic efficiency of section. Extent of pressure build-up. Basic and supercooling cycles of refrigerating unit.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Применение в качестве хладагента в пропановой холодильной установке (ПХУ) смеси пропан/этан позволяет решить задачу понижения температурного уровня кипения в испарителе, где происходит охлаждение потока природного газа. Снижение температуры природного газа в установках низкотемпературной конденсации (НТК) приводит к повышению эффективности процесса переработки. При переработке природного газа в установке производится отделение фракций сос-

тава  $C_{3+}$  в виде жидкой газоконденсатной смеси и получение сухого «отбензиненного» газа состава  $C_1 + C_2$ .

Использование этана в качестве второго компонента обусловлено тем, что его можно получать прямо в той же установке НТК, как и пропан-хладагент. Подробнее о переработке попутного нефтяного газа и особенностях этого процесса можно узнать из [1].

При рассмотрении задачи перевода пропановой холодильной установки, содержащей центробежный компрессорный агрегат, на новое рабочее тело требуется уделить особое внимание оценке его режимов

работы и показателей. Объясняется это тем, что центробежная машина создаётся для довольно узкого рабочего диапазона степени повышения давления и массового расхода хладагента. Поэтому даже небольшие отклонения от этого диапазона приводят к значительному ухудшению энергетических показателей турбокомпрессора и, прежде всего, его КПД. Важной особенностью турбохолодильных агрегатов следует также считать их недостаточную унификацию по отношению к другим рабочим телам. Турбомашина обычно приспособлена для работы только на конкретном рабочем теле и какое-либо изменение его или режима работы приводят к мало прогнозируемым последствиям, если исходить исключительно из поэлементных поверочных расчётов на основе теории подобия.

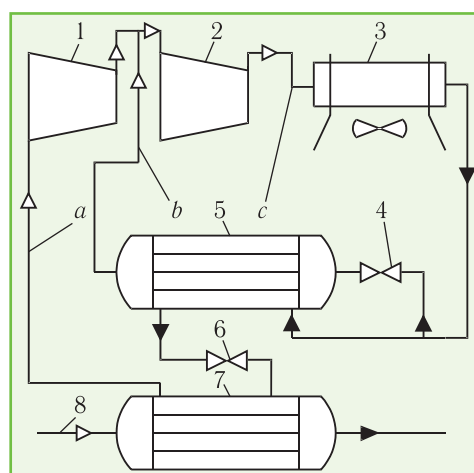
Показатели холодильной установки полностью зависят от параметров турбокомпрессора. Он характеризуется рядом характеристик, которые свойственны только данной конкретной проточной части и данному рабочему телу и режиму. Наиболее точный способ получения характеристик — это испытания натурной модели. Среди альтернативных методов определения характеристик следует выделить метод поверочного поэлементного расчёта, при выполнении которого используют усреднённые данные о коэффициентах потерь в элементах проточной части, найденные из результатов испытаний [2,3]. Этот метод, как известно, не даёт удовлетворительной точности в широком диапазоне изменения режимных параметров и не учитывает достаточно полно взаимное влияние ступеней турбокомпрессора. Вызвано то тем, что течение в проточной части компрессора такого типа, как центробежный, настолько сложно, что математическое моделирование этого процесса затруднено многими факторами. Следует учесть не только значительное число условий, но и многие взаимоопределяющие и меняющиеся непрерывно параметры, которые зависят в свою очередь от не меньшего числа условий. Если для отдельных элементов, таких как рабочие колёса, диффузоры, входные и выходные устройства, обратные направляющие аппараты, можно достаточно корректно построить модели, которые позволяли бы рассчитывать параметры потока, то для всей машины выполнить такое моделирование не удаётся. Особенно — для машин двухсекционной сборки, по две ступени в каждой.

Когда необходимо определить характеристики существующего компрессора при использовании в нём другого рабочего тела с переменным составом, то возникают аналогичные трудности [4]. Проведение серии экспериментов на производстве является нерегламентированным мероприятием и требует согласования большого числа вопросов. Нелегко также доказать целесообразность подобных мероприятий. Вообще говоря, данная проблема оказывается шире, чем кажется вначале. Так, сырьевые компрессоры работают на газе, свойства которого сильно изменяются и не остаются постоянными в течение года. При этом оценка эффективности работы компрессора и способов его регулирования производится на основании усреднённых показателей и часто далека от объективной.

Для решения стоящей перед нами задачи применим метод конечно-элементного моделирования проточной части компрессора. Подобные расчёты всё чаще используют в практике турбомашиностроения.

## 2. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ ДВУХСЕКЦИОННОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ТУРБОАГРЕГАТА

В составе установки комплекса НТК используется центробежный четырёхступенчатый, двухсекционный пропановый холодильный компрессор типа ТП5-5. Каждая секция состоит из двух ступеней сжатия и сами секции — последовательны. На рис. 1 приведена схема ПХУ с переохлаждением хладагента за счёт внутреннего холодообразования частью потока пропана после конденсатора.



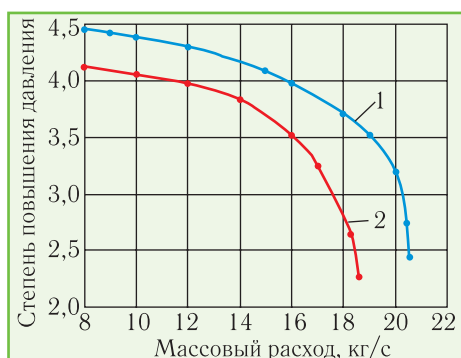
**Рис. 1.** Принципиальная схема пропановой холодильной установки:  
1, 2 — первая и вторая секции компрессора; 3 — конденсатор;  
4 — дроссель потока переохлаждения;  
5 — переохладитель; 6 — дроссель хладагента полезной нагрузки;  
7 — испаритель; 8 — охлаждаемый поток газа; а — линия подачи хладагента на всасывание в первую ступень первой секции компрессора;  
b — поток испаряющегося хладагента из переохладителя в первую ступень второй секции компрессора; c — общий поток хладагента из компрессора на конденсацию

Как видно из рис. 1, в ПХУ через секции компрессора проходят два отличающихся расходами и параметрами потока хладагента. Первый поток *a* определяет полезную холодопроизводительность установки, второй поток *b* необходим для переохлаждения потока *a*. Очевидно, что через первую секцию компрессора проходит только поток *a*, а через вторую — оба этих потока ( $c = a + b$ ). Таким образом, необходимо знать характеристики обеих секций турбокомпрессора для оценки энергетических параметров ПХУ и для нахождения согласованных режимов работы агрегата из условия баланса расходов.

Важно установить так называемые режимные точки на характеристиках машины, когда обе секции работают согласованно, исходя из обеспечения переохладения и производства требуемого количества холода, необходимого для охлаждения потока  $a$ . В каждом режиме (температуры конденсации и кипения, числа оборотов ротора, положение регулирующего органа) может существовать только одна возможная точка согласованной работы секций. Режимы, в которых такая точка отсутствует, характеризуются снижением экономичности компрессора, о чем будет сказано ниже (см. рисунки 4 и 5).

### 3. ХАРАКТЕРИСТИКИ СЕКЦИЙ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Рассмотрим характеристики каждой секции турбокомпрессора отдельно. На рис. 2 представлена зависимость степени повышения давления в первой секции от массового расхода при номинальной частоте вращения ротора 8800 об/мин, полностью открытых лопатках входного регулирующего аппарата и давлении кипения  $P_0=1,21$  бар.

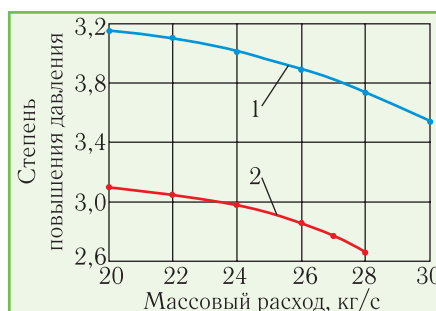


**Рис. 2.** Зависимость степени повышения давления в первой секции компрессора от массового расхода: 1 — пропан; 2 — смесь пропан/этан (85/15 % масс. частей)

Из рис. 2 следует, что при работе на смеси наблюдается снижение степени повышения давления при таком же расходе на пропане и одинаковых давлениях на входе. Это вызвано тем, что смесь имеет больший удельный объём и отличающиеся от номинальных скорости потока в элементах проточной части компрессора. При работе на смеси это приводит к росту коэффициента расхода на выходе из рабочего колеса и к изменению углов входа на лопатки диффузора и выхода из рабочего колеса [3]. Видно, что расчётный режим работы на пропане (19 кг/с) не подходит для смеси из-за недостижимости компрессором такой производительности. По сути, при начальном давлении 1,21 бар, секция компрессора будет работать в турбинном режиме. Есть смысл рассматривать иной режим для смеси. Соответственно, иной будет и холодопроизводительность, так как первая секция обеспечивает полезную холодопроизводительность установки. Только рас-

смотрение совместной работы секций позволит определить возможные режимы работы компрессора и его энергетическую эффективность в этих режимах.

На рис. 3 показана характеристика второй секции компрессора. При её анализе были приняты аналогичные условия работы, кроме начального давления, которое зависит от давления нагнетания первой секции. Для оценки степени повышения давления с некоторой долей погрешности расчёта нами допускалось, что давление на входе во вторую секцию постоянно и равно некоторой средней величине, характеризующей работу первой секции в номинальном режиме.



**Рис. 3.** Изменение степени повышения давления второй секции компрессора от массового расхода: 1 — пропан; 2 — смесь пропан/этан (85/15 % масс. частей)

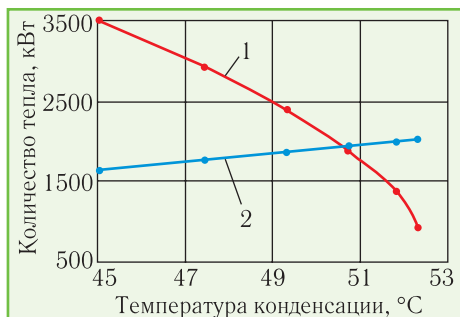
Вторая секция рассчитывалась на более высокую производительность по сравнению с первой. Учитывалось также, что на температуру конденсации влияет расход через вторую секцию и давление на входе в неё, которое зависит от расхода через первую секцию.

### 4. СОГЛАСОВАНИЕ РАБОТЫ СЕКЦИЙ КОМПРЕССОРА

Для определения совместных точек (фактического режима для конкретных температур кипения и конденсации) следует обратиться к холодильному циклу.

Поскольку в установке часть холодильного агента расходуется для переохладения основного потока, то следует обеспечивать соответствие количества холода, которое производится в переохлаждающем цикле, количеству тепла, которое необходимо отвести от основного потока для его переохладения до заданной температуры от температуры конденсации. Сложность нахождения согласованного режима заключается в том, что температура конденсации определяет давление нагнетания, а оно однозначно — массовый расход при заданной частоте вращения ротора компрессора и заданных начальных параметрах потока. В случае одной и той же массовой производительности первой секции могут наблюдаться разные производительности второй, которые будут обуславливаться разным давлением конденсации. При этом, холодопроизводительность переохлаждающего цикла зависит от массового расхода хладагента для этой цели, а также от начальных и конечных температур и давления конденсации. Количество тепла

переохлаждения определяется расходом основного потока (через первую секцию), который меньше на величину расхода переохлаждающего, его теплоёмкостью, начальными и конечными температурами. Существует такой режим, при котором наступает равенство количеств тепла переохлаждения для конкретного расхода через первую секцию.



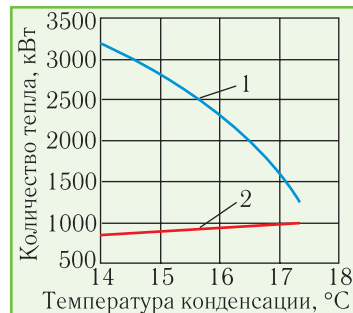
**Рис. 4.** Зависимость холодопроизводительности от температуры конденсации для переохлаждающего цикла (1) и количества тепла переохлаждения основного потока пропана (2) при его расходе 16 кг/с

Верхняя линия на рис. 4 характеризует холодопроизводительность переохлаждающего цикла, найденную с учётом характеристики второй секции, а нижняя — количество тепла, необходимое для переохлаждения потока первой секции от температуры конденсации до заданной температуры, которая определяется температурой кипения пропана при промежуточном давлении и величиной требуемого температурного напора.

Из рис. 4 видно, что при одной массовой производительности первой секции (16 кг/с), можно получить различные массовые производительности второй. Однако, если принять во внимание количество холода, нужное для переохлаждения основного потока, то можно найти точку пересечения с линией, характеризующей количество тепла переохлаждения потока первой секции, которая и обуславливает согласованный режим: 50,6 °C и 1933 кВт тепла. При этом требуемый расход через вторую секцию составит 25 кг/с.

Согласованный режим при расходе основного потока смеси 16 кг/с, как следует из рис. 5, не наступает, и холодопроизводительность переохлаждающего цикла оказывается больше, чем необходимо, вплоть до точки границы устойчивой работы машины. То есть производительность второй секции на смеси выше, чем требуется. Из этого следует, что для устойчивой работы компрессора на смеси при расходе через первую секцию 16 кг/с и ниже, нужно организовать дополнительную циркуляцию его во второй секции путём перепуска через байпасную (разгрузочную) линию на всасывание второй секции. Это позволит согласовывать совместную работу секций при любых допустимых значениях температуры конденсации, однако приведёт к понижению экономичности компрессора. При работе на чистом пропане такие проблемы не возникают, и во всём

диапазоне допустимых температур конденсации возможен согласованный режим из условия выполнимости баланса потоков через переохладитель.



**Рис. 5.** Зависимость холодопроизводительности переохлаждающего цикла (1) и количества тепла переохлаждения (2) основного потока смеси от температуры конденсации при расходе через первую секцию 16 кг/с

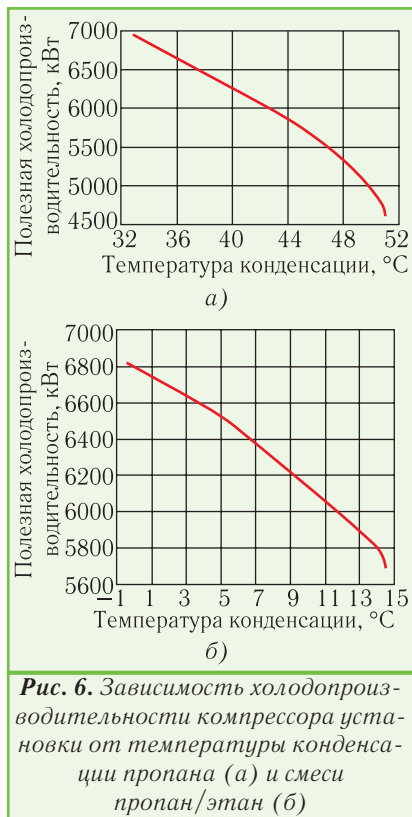
## 5. ХОЛОДОПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И КПД КОМПРЕССОРА

Интерес представляет зависимость полезной холодопроизводительности холодильной установки от температуры конденсации, поскольку она является основной характеристикой холодильного компрессора (см. рис. 6).

К сожалению, из-за отличий в значениях температур конденсации, нельзя совмещать эти характеристики. Зависимости холодопроизводительности установки от температур конденсации для пропана и смеси пропан/этан получены путём совмещения характеристик секций компрессора. При этом фиксировались только параметры на всасывании при давлении  $P_0=1,21$  бар. Другие способы построения аналогичных характеристик требуют фиксации параметров всасывания и во вторую секцию и поэтому не позволяют учесть влияние температуры конденсации на параметры всасывания в неё. В данном случае холодопроизводительность устанавливалась из значений массового расхода через первую секцию. При этом определялись удельные холодопроизводительности цикла при параметрах кипения, переохлаждения и конденсации. При таком подходе учитывались все факторы взаимного влияния ступеней компрессора, и находились допустимые режимы работы для заданных начальных условий.

Анализ работы холодильной установки на смеси показал, что полезная холодопроизводительность установки выше в диапазоне значений температур конденсации. Вызвано это более низкой требуемой температурой конденсации (сужение температурного интервала цикла) и большей, нежели у чистого пропана, удельной холодопроизводительностью. Минимальному значению температуры конденсации соответствует максимально допустимый массовый расход через первую секцию. Следует отметить, что для неазеотропной

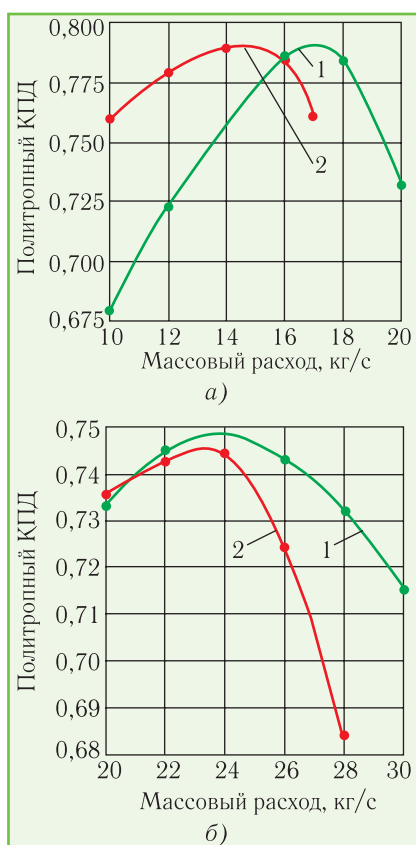
смеси указана температура конца процесса конденсации, которая определяет условия полной конденсации потока. Аналогично, максимальному значению температуры конденсации соответствует минимально допустимое значение массового расхода. Отсюда следует, что на пропане возможно достичь большего значения холодопроизводительности из-за большего значения максимальной массовой производительности и большей температуры конденсации, однако на смеси при одной и той же массовой производительности первой секции холодопроизводительность будет выше. Это следует из соотношения удельных параметров цикла.



Энергетическую эффективность работы компрессора обычно представляют в виде зависимости политропного КПД от массового расхода через проточную часть (разумеется, что КПД возможно представлять и в виде зависимости от иных параметров, которые связаны между собой, например, от степени повышения давления, коэффициента расхода и т.п.). Оценка значений политропного КПД объясняется тем, что только этот параметр в наиболее полной мере соответствует реально имеющимся потерям при течении потока в проточной части. При анализе центробежных машин принято оценивать эффективность компрессора в зависимости от его конструкции. При этом для хорошо охлаждаемых машин используют изотермический КПД, а для неохлаждаемых — адиабатный [2]. Наряду с этими типами КПД вводят и так называемый газодинамический КПД машины, который отражает характер самого процесса течения и величину гидравлических потерь. Вместе эти показатели должны в полной мере характеризовать все потери, которые сопровождают процесс сжатия.

В реальной машине, разумеется, невозможен в чистом виде ни один из перечисленных процессов сжатия. Тем более, что само сжатие происходит непрерывно. Процесс преобразования кинетической энергии в потенциальную энергию давления сложен в частностях, и скорости потока изменяются в значительной мере не один раз. При течении потока происходит теплообмен с различными конструктивными элементами. Важно отметить, что в результате трения потока и вихреобразования происходит тепловыделение. Это приводит к тому, что реальный процесс сжатия осуществляется политропно, в той или иной степени отличаясь от принятых эталонных. Если рассмотреть, какие параметры имеет газ до и после его сжатия, очевидно, что на выходе его удельная энтальпия больше начальной на величину затраченной удельной работы. Однако это — общее теплосодержание потока, и надо точно знать, какая часть энергии была затрачена на само сжатие, а какая часть присутствует в потоке как та, что выделилась в виде эквивалентного потерям тепла. Если в каждом последующем сечении проточной части компрессора наблюдается дополнительное наряду с эквивалентным работе сжатия тепловыделение в результате неизбежных гидравлических потерь, то наиболее информативным параметром экономичности машины будет именно политропный КПД. Такой параметр позволяет увидеть, какая доля в общем теплосодержании газа на выходе была затрачена на сжатие, а какая составляет неучастовавшую в процессе сжатия энергию, превращенную в тепло из-за трения. Такой тип КПД называют внутренним по той причине, что он учитывает все потери, возникающие внутри машины при сжатии, но не учитывает механической эффективности внешнего механизма привода. Адиабатный КПД в отличие от политропного позволяет лишь увидеть, насколько процесс сжатия отличается от изоэнтропного, но ни в коей мере не отображает газодинамическое совершенство проточной части компрессора.

Из рис. 7 можно установить, что характеристика энергетической эффективности первой секции компрессора для смеси пропана с этаном более пологая. В связи с этим возможна эффективная работа машины в довольно широком диапазоне изменения расхода. Более крутая характеристика КПД для пропана объясняется тем, что скорости потока существенно изменяются в различных сечениях. Поэтому проточная часть хотя и была спроектирована для сжатия пропана, обладает она небольшим диапазоном эффективной работы при отсутствии регулирования. И действительно, расчёт политропного КПД был произведён при полностью открытых лопатках входного направляющего аппарата (ВНА) и для одной номинальной частоты вращения ротора — 8800 об/мин. При этом массовый расход изменялся за счёт перепада давлений на входе-выходе секции. Это не противоречит общепринятым приёмам испытаний центробежных машин. На их основе устанавливается необходимость того или иного метода регулирования производительности с целью максимизации значения политропного КПД для данного режима.



**Рис. 7.** Зависимость политропного КПД от массового расхода в первой (а) и второй (б) секциях: 1 — пропан; 2 — смесь этан/пропан (85/15 % масс. частей)

ответающий максимуму политропного КПД, несколько ниже чем при использовании пропана. Это объясняется тем, что плотность смеси в характерных сечениях проточной части ниже по сравнению с пропаном. При одних и тех же окружных и радиальных скоростях на выходе из рабочих колёс, одном и том же сечении канала массовый расход будет пропорционален скорости в сечении, площади сечения и плотности потока. Несмотря на этот факт, полезная холодопроизводительность установки оказывается выше при меньших значениях массового расхода предлагаемого хладагента. Это вызвано тем, что удельная холодопроизводительность смеси выше, чем у пропана.

Для второй секции (см. рис. 7,б) наблюдается обратная картина. Характеристика КПД для смеси круче, чем для пропана. Эта секция менее приспособлена для сжатия газа, отличающегося по свойствам от пропана. Причиной этого являются более низкие темпы уменьшения удельного объёма смеси при затратах одного и того же количества удельной работы сжатия, что приводит к значительному отличию в скоростях потока на выходе из рабочих колёс, к изменению углов атаки по отношению к их нормальным значениям на входе на лопатки диффузоров, даже несмотря на значительный участок безлопаточного преддиффузорного канала. Следует отметить, что работа второй

секции на смеси вполне реализуема с высоким политропным КПД. В этих режимах значение расхода не превышает 23 кг/с.

## 6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Располагая более точными характеристиками турбокомпрессора, можно обосновать и обеспечить работу на новом рабочем теле в оптимальном режиме.

Как показал анализ характеристик турбохолодильного агрегата на перспективном рабочем теле, есть все основания для применения его в холодильном цикле установки. Повышенная холодопроизводительность и более низкая температура конденсации определяют условия работы установки на новом хладагенте. Согласованная работа секций компрессора при малых производительностях первой секции возможна только при дополнительной загрузке второй секции рециркулирующим потоком. Обнаруживается хорошая приспособленность первой секции компрессора к работе на смеси пропан/этан. Однако при этом вторая секция работает менее удовлетворительно и имеет довольно крутую характеристику политропного КПД. Рекомендуется изменение некоторых геометрических параметров ступеней второй секции. При работе компрессора на смеси одним из существенных недостатков цикла является низкая требуемая температура конденсации и повышенная по сравнению с пропановым циклом холодопроизводительность. Выбор смеси пропан/этан объясняется тем, что компоненты получаются на том же производстве, где работает холодильная установка. Эти компоненты не относятся к регулируемым веществам, согласно договоренностям о снижении эмиссии вредных хладагентов. Использование смеси вполне возможно, если учесть особенности климатических условий района расположения установки. Необходимо провести дополнительное обследование для рассмотрения возможности её модернизации.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Мартынюк М.О., Хмельнюк М.Г. Повышение эффективности установки низкотемпературной конденсации природного газа// Технические газы. — 2008. — № 4. — С. 30 -35.
2. Галеркин Ю.Б., Стрижак Л.Я. Методы расчёта, обработки экспериментальных данных и проектирования центробежных компрессоров промышленного назначения. — С-Петербург: СПбГТУ, 2003. — 93 с.
3. Калі́нкевич М.В. Випробування турбокомпресорів. — Суми: Вид-во СумДУ, 2008. — 44 с.
4. Перевод холодильных центробежных компрессоров на озонобезопасные хладагенты/ И.Я. Сухомлинов, М.В. Головин, В.Ю. Иванов, Д.Л. Славущий// Труды XIII-ой международной научно-технической конф. по компрессоростроению «Компрессорная техника и пневматика в XXI веке». — Сумы: Из-во СумГУ, 2004. — Т. III. — С. 5-7.