

УДК 621.592.5

**Г.К. Лавренченко, С.Г. Швец**Украинская ассоциация производителей технических газов «УА-СИГМА», а/я 271, г. Одесса, Украина, 65026  
e-mail: uasigma@paco.net

## ОПТИМИЗАЦИЯ ДЕТАНДЕР-КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК

*В технологические схемы современных воздуходелительных установок (ВРУ) включаются детандер-компрессорные агрегаты. В них имеются детандерная и компрессорная ступени, расположенные на общем валу агрегата. Это позволяет полезно использовать энергию расширения части воздуха для повышения его давления в компрессорной ступени. Эффективности ДКА уделяется серьёзное внимание. Излагается постановка задачи оптимизации ДКА, которая сводится к определению оптимальной частоты вращения вала, соответствующей максимуму КПД агрегата. Описывается алгоритм оптимизации. На первом этапе его реализации определяются границы области компромисса локальных целевых функций. Приведены результаты оптимизационных расчётов, которые показали, что КПД ДКА может быть увеличен на 4,7 %. Отмечается перспективность создания крупных ДКА с двухвальной конструкцией.*

**Ключевые слова:** Воздуходелительная установка. Детандер-компрессорный агрегат. Область компромисса. Частота вращения вала. Редуктор. Двухвальная конструкция.

**G.K. Lavrenchenko, S.G. Shvets**

## OPTIMIZATION OF EXPANDER-COMPRESSOR UNITS OF AIR SEPARATION PLANTS

*In technological circuits of modern air separation plants (ASP) are included the expander-compressor units (ECU). In them are available the expander and compressor steps located on general shaft of the unit. It allows to use energy of expansion of air part for increase of its pressure in compressor step. The serious attention is given to efficiency of ECU. The problem of optimization ECU which is reduced to definition of optimum frequency of rotation of the shaft, corresponding to maximum of efficiency of the unit is stated. The algorithm of optimization is described. At the first stage of its realization the borders of compromise area of local objective functions are defined. The results of optimization calculations are stated which have shown that efficiency of ECU can be increased by 4,7 %. Perspectivity of creation of large ECU with twin-shaft design is marked.*

**Keywords:** Air separation plant. Expander-compressor unit. Area of compromise. Shaft speed. Reducer. Twin-shaft design.

### 1. ВВЕДЕНИЕ

Для повышения эффективности криогенных воздуходелительных установок (ВРУ) используют энергию расширения части воздуха в детандере для повышения давления перед ним. Это можно реализовать за счёт включения в состав ВРУ детандер-компрессорных агрегатов (ДКА).

Пока, к сожалению, ДКА применяются только в крупнотоннажных и, частично, современных малотоннажных ВРУ низкого давления [1-3]. Ограниченность области применения ДКА циклами низкого давления объясняется следующим. Высокие давления и относительно небольшие объёмы перерабатываемого воздуха, характерные для ВРУ среднего и высокого давле-

ний, не позволяют обеспечить удовлетворительную эффективность таких агрегатов. Низкое её значение объясняется заниженным КПД компрессорной ступени (КС) агрегата, работающей при повышенных, относительно оптимальных значений, частотах вращения вала, что в свою очередь обусловлено высокой степенью расширения воздуха в его детандерной ступени (ДС).

Рассмотрим особенности создания методики расчёта ДКА, позволяющей учитывать взаимное влияние конструктивных и режимных параметров КС и ДС агрегата для условий его работы в составе ВРУ среднего и высокого давлений. Для этого необходимо выделить параметры, оказывающие наибольшее влияние на эффективность ДКА.

## 2. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ВЕЛИЧИН И КОНСТРУКТИВНЫХ СООТНОШЕНИЙ НА КПД ДЕТАНДЕР-КОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА

Как следует из теории и опытных данных, выбор различных расчётных величин и конструктивных соотношений при расчёте и проектировании как отдельных турбодетандеров и турбокомпрессоров, так и ДКА, объединяющих эти две машины, не может быть произвольным. При выборе исходных данных необходимо учитывать не только имеющиеся к настоящему времени рекомендации, а также используемые формы проточных частей компрессорной и детандерной ступеней, но и взаимное влияние отдельных величин и соотношений как внутри КС и ДС, так и ДКА в целом.

Эффективность ступеней ДКА в расчётном режиме зависит главным образом от следующих величин: углов лопаток рабочих колёс (РК) на наружном и внутреннем диаметрах; числа лопаток РК; втулочного отношения; углов лопаток диффузоров на внутреннем и наружном диаметрах и соответствующих относительных размеров диффузоров; чисел Маха; чистоты обработки элементов проточной части и др.

Относительно указанных выше величин, принимаемых или определяемых в процессе расчёта турбодетандеров и турбокомпрессоров, имеются довольно точные рекомендации по оптимальным областям их изменения [4,5]. Эти данные, как правило, получены в результате анализа многочисленных экспериментов, а также накопленного опыта эксплуатации и конструирования турбомашин. Применительно к ДКА отметим, что такие рекомендации также разработаны, однако взаимосвязь соответствующих величин КС и ДС агрегата и их влияние на его эффективность строго не определены.

Ранее было показано [6,7], что основные рабочие параметры ступеней ДКА связаны четырьмя балансовыми уравнениями: балансами по мощности, частоте вращения общего для них вала, расходу газа и его давлению. Но использование этих уравнений является необходимым, но недостаточным условием для ведения оптимизационных расчётов ДКА. При таких расчётах следует учитывать возможные ограничения, налагаемые на конструктивные и режимные параметры ступеней ДКА, использующегося в составе конкретной криогенной воздухоразделительной установки.

Например, основным параметром, устанавливающим зависимость между наружным диаметром РК  $d_b$  и всеми основными геометрическими параметрами турбомашин, является приведённый диаметр  $\bar{d}$ . Его величина через коэффициент расхода  $\theta$  оказывает влияние на важнейшие параметры турбомашин: диаметры, абсолютные и относительные значения ширины РК, частоту вращения и КПД. При объединении турбодетандера и турбокомпрессора в один агрегат роль приведённого диаметра ничуть не снижается, но изменяется область его оптимальных значений. Так, наибольшая величина КПД ДКА, при прочих равных условиях, достигается при значениях  $\bar{d}_d$ , превышаю-

щих его оптимальное значение, характерное для отдельно работающего турбодетандера, и при значениях  $\bar{d}_k$ , меньших оптимального значения для отдельно рассматриваемого турбокомпрессора.

Более того, из проведённого ранее анализа следует, что отличия оптимальных значений конструктивных параметров отдельных турбодетандеров и турбокомпрессоров, от соответствующих значений для ДС и КС агрегата, увеличиваются при переходе от циклов низкого к циклам среднего и высокого давлений и от крупнотоннажных ВРУ к малотоннажным. Перераспределение областей оптимальных параметров турбодетандера и турбокомпрессора, объединённых в один агрегат, объясняется расхождениями в оптимальных режимах работы ступеней агрегата при изменении параметров рабочей среды.

Так, при переходе от цикла низкого давления к циклу среднего давления степень расширения в ДС увеличивается с 5-8 до 10-15, а в случае цикла высокого давления — до 30 и более при практически неизменной степени повышения давления в КС (1,2-2,5). Таким образом, оптимальная частота вращения РК ДС значительно увеличивается, а аналогичный показатель для КС остается практически неизменным. Это обуславливает рост скоростей потока сжимаемого воздуха и, соответственно, чисел Маха, во всех сечениях КС. А, как известно, увеличение чисел Маха до 0,85 может вызывать срыв потока и скачки уплотнения, что приводит к увеличению потерь и снижению КПД КС [5].

При увеличении чисел Маха до 1-1,2 КПД КС может снижаться на 10-15 %. Более того, при дальнейшем росте данного параметра происходит «запирание» сечений проточной части КС, сопровождающееся резким падением характеристик [5].

Таким образом, при увеличении частоты вращения РК КС относительно её оптимального значения, что может иметь место при создании ДКА для условий ВРУ среднего и высокого давлений, наблюдается снижение КПД ступени при одновременном сужении области устойчивой работы. Следовательно, нужно принимать меры, направленные либо на уменьшение негативного влияния высоких чисел Маха или на снижение частоты вращения.

В первом случае повышение эффективности КС достигается только за счёт корректировки геометрических параметров КС. Применение данного метода ограничено предельными значениями соответствующих размерных параметров. Во втором случае возникает необходимость перерасчёта ДС и КС при новом значении частоты вращения.

Ориентация на частоту вращения вала ДКА, полученную в результате предварительного расчёта ДС при  $n_{\text{оптД}} \rightarrow n_{\text{Дmax}}$ , естественно, приведёт к снижению её КПД, но одновременно с этим повысится КПД КС. Причем, характер изменения КПД ДС и КС различный. Для КС эта зависимость более крутая, чем для ДС, поэтому можно ожидать, что рост КПД КС будет опережать снижение аналогичного показателя ДС. В итоге, результирующий КПД КС и ДС, т.е. КПД ДКА,

должен увеличиться.

Сделанное допущение позволяет сформулировать новую оптимизационную задачу для расчёта ДКА, ДС которого работает с большими степенями расширения. В её основе лежит определение оптимальной частоты вращения вала агрегата, соответствующей максимуму его КПД. Следующим шагом при создании ДКА должна быть более точная постановка задачи и построение алгоритма её решения, позволяющего одновременно выполнить расчёт и проектирование высокоэффективного ДКА при  $n=var$ .

### 3. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ДКА

На первом этапе оптимизационных расчётов необходимо, прежде всего, выбрать и обосновать подлежащие оптимизации функции или, так называемые, критерии эффективности. Затем нужно разработать адекватную математическую модель ДКА, надёжно описывающую выбранные критерии эффективности. Все многообразие этих критериев можно условно разделить на три группы: энергетические, технико-технологические и экономические. На этапе определения оптимальных конструктивных и режимных параметров ДКА целесообразно ограничиться учётом только критериев эффективности, относящихся к первой группе.

В качестве целевой функции оптимизации ДКА может использоваться его КПД  $\eta_{ДКА}$ , который определяется следующим образом:

$$\eta_{ДКА} = \eta_d \eta_k \eta_a \frac{m_k}{m_d}, \quad (1)$$

где  $\eta_a$  — коэффициент, учитывающий потери, обусловленные трением в подшипниках агрегата, утечками рабочей среды и гидравлическими сопротивлениями коммуникаций и теплообменных аппаратов, расположенных между КС и ДС;  $m_k$ ,  $m_d$  — массовые расходы воздуха через КС и ДС, соответственно.

Из (1) следует, что при максимизации целевой функции необходимо оптимизировать три величины  $\eta_d$ ,  $\eta_k$  и  $\eta_a$ , которые по сути являются функциями двух групп переменных — глобальных  $x_i$  и локальных  $y_i$ . Отношение  $m_k/m_d$  в данном случае полагалось постоянным и заданным из расчёта схемы ВРУ. Переменные из первой группы (начальные параметры воздуха, частота вращения вала ДКА) оказывают влияние на все члены выражения (1) и, соответственно, являются общими для них. Во вторую группу входят переменные, относящиеся только к одному из членов выражения (1) (конструктивные соотношения, принимаемые коэффициенты).

Оптимизируемые функции для каждого из членов (1) будут иметь следующий вид:

$$\eta_i = f(x_i, y_i), x_i \in X, y_i \in Y, \quad (2)$$

где  $X$  и  $Y$  — области допустимых значений  $x_i$  и  $y_i$ , соответственно.

Если рассматривать задачи максимизации функ-

ций, входящих в (1), порознь, то для каждой и них можно найти набор переменных  $x_i$  и  $y_i$ , отвечающих  $\eta_{i,max}$ . Совпадение всех значений  $x_i (x_d = x_k = x_a)$  представляет собой исключительное событие, а правилом является  $x_d \neq x_k \neq x_a$ .

В этом случае для оптимизации функции (1) нельзя использовать традиционные методы оптимизации, так как они не могут дать единственного решения задачи. Оптимизация ДКА в этой ситуации должна приводить к некоторому компромиссу между экстремумами отдельно взятых функций (2). Такой подход к решению оптимизационной задачи, применительно к дроссельным рефрижераторным системам, подробно рассмотрен в работе [8].

Коэффициент  $\eta_a$  мало изменяется при варьировании конструктивных и режимных параметров ДКА в рамках выбранного типа конструкции основных элементов агрегата (подшипников, теплообменных аппаратов и т.п.). Следовательно, без заметного ущерба для точности расчётов,  $\eta_a$  может приниматься постоянным.

В общем виде задача поиска оптимальных конструктивных и режимных параметров ДКА может быть сформулирована следующим образом:

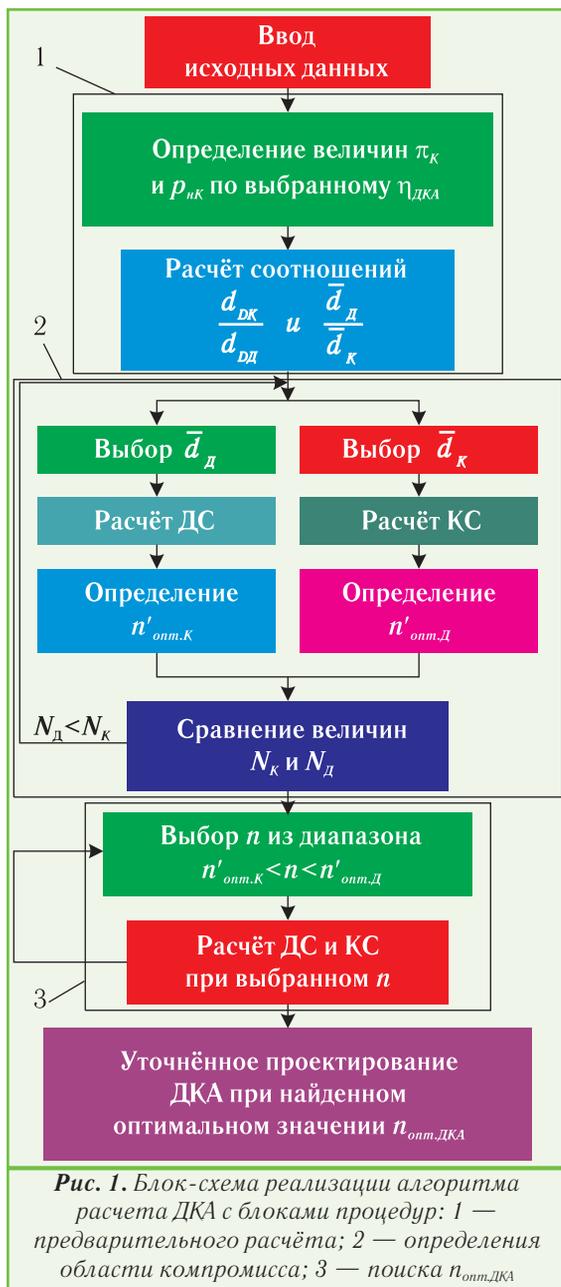
$$opt \bar{\eta}_{ДКА} \left[ \begin{array}{l} \eta_d(\bar{x}, y_d) \\ \eta_k(\bar{x}, y_k) \end{array} \right] \left| \bar{x} \in X, y_i \in Y_i, \quad (3)$$

где  $\bar{\eta}_{ДКА}$  —  $N$ -мерная вектор-функция, представляющая собой глобальный критерий эффективности, компонентами которого являются локальные критерии  $\eta_d$  и  $\eta_k$ ;  $\bar{x}$  —  $M$ -мерный вектор оптимальных глобальных параметров ДКА;  $y_d$ ,  $y_k$  — функции локальных переменных ДС и КС, соответственно.

Оптимизация целевой функции (3) позволяет найти такие  $\bar{x}$  и  $y_i$ , которые дают наилучшее приближение к одновременно недостижимым максимальным значениям коэффициентов  $\eta_d$  и  $\eta_k$ .

Задача поиска оптимальных конструктивных и режимных параметров ДКА осложняется спецификой методики его расчёта, построенной на основе балансовых уравнений, связывающих основные параметры ступеней агрегата. Слабым местом такой методики расчёта является то, что расчёт КС агрегата по сути сводится к подбору локальных переменных  $y_k$ , а глобальные переменные  $\bar{x}$  берутся из расчёта ДС. Т.е. при расчёте КС практически исключается возможность оптимизации его параметров, так как отсутствует обратная связь.

Как было показано ранее, именно несовершенство методики расчёта ДКА для ВРУ среднего и высокого давлений, приводит к заниженному значению КПД таких агрегатов. Покажем, как изменится алгоритм и методика расчёта ДКА при использовании в качестве оптимизационной функции (3). При этом в качестве оптимизируемых параметров будут выступать не только приведённые диаметры рабочих колёс ДС и КС, но и частота вращения общего для них вала.



#### 4. АЛГОРИТМ ОПТИМИЗАЦИОННОГО РАСЧЁТА ДКА

Использование в качестве целевой функции выражения (3), на первом этапе расчётов, предполагает определение области компромисса, т.е. такой области, в которой невозможно улучшить один из критериев ( $\eta_d$  или  $\eta_k$ ), не ухудшая значения другого.

Для определения границ области компромисса необходимо провести расчёты ступеней ДКА, не связанных балансом по частоте вращения ( $n_k \neq n_d$ ). При этом остальные балансы (по мощности, давлению и расходу) должны соблюдаться.

На рис. 1 приведена блок-схема алгоритма оптимизационного расчёта ДКА, построенного на основе выражения (3).

Кратко опишем последовательность реализации основных процедур алгоритма, приведенного на рис. 1.

Исходными данными для расчёта ДКА являются:

давление нагнетания основного компрессора, температура воздуха перед КС и ДС; расход воздуха, перерабатываемый установкой; доля детандерного потока и др. На этапе предварительного расчёта 1 проводится оценка величины  $\pi_k$  по выбранному значению  $\eta_{ДКА}$  в результате построения функции  $q=f(\pi_k)$  в интервале возможных значений  $\pi_k$ . Затем определяются отношения наружных  $d_{ДК}/d_{ДД}$  и приведённых  $\bar{d}_{ДД}/\bar{d}_{ДК}$  диаметров рабочих колёс ДС и КС.

Процедура 2 введена в алгоритм расчёта для того чтобы определить, во-первых, область компромисса (в данном случае интервал изменения частоты вращения вала ДКА) и, во-вторых, максимально достижимые значения КПД ДС ( $\eta_{maxД}$ ), КС ( $\eta_{maxК}$ ) и, соответственно, ДКА ( $\eta_{maxДКА}$ ) при условии  $n_k=n'_{опт.К}$  и  $n_d=n'_{опт.Д}$ . Причём величина  $\eta_{maxДКА}$  является недостижимой при условии  $n_k=n_d$ .

Простейший алгоритм поиска  $n_{опт.ДКА}$ , удовлетворяющего выражению (3), представлен в виде блока процедур 3. При реализации этих процедур в качестве начальной точки отсчёта лучше принимать правую границу области компромисса, т.е. значение  $n'_{опт.Д}$ , полученное ранее. Алгоритм расчёта ДС при выбранной из диапазона  $n'_{опт.К} < n < n'_{опт.Д}$  частоте вращения вала ДКА будет отличаться от рассмотренного в работах [6,7]. Это объясняется тем, что в данном случае расчёт ДС приходится проводить при заданном значении  $n_d$ , что также, как и в случае с КС, обуславливает необходимость решения обратных задач. Основы расчёта турбодетандеров при такого рода ограничениях рассмотрены в [9]. Методика расчёта КС ДКА подробно изложена в [10].

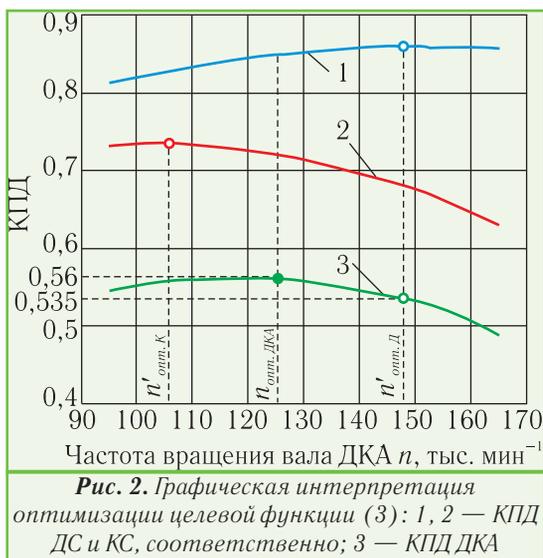
По завершению оптимизационных расчётов, т.е. после того, как найдено значение  $n_{опт.ДКА}$ , необходимо провести более детальный расчёт и проектирование всех элементов ДКА. На основе полученных при этом расчётных данных можно построить виртуальную модель ДКА с целью его доводки и определения рабочих параметров в нерасчётных режимах, например, при изменении давления нагнетания основного компрессора ВРУ и др.

На рис. 2 приведены зависимости, полученные в результате оптимизационного расчёта ДКА с использованием описанного выше алгоритма (см. рис. 1).

На приведённом графике (см. рис. 2) границы области компромисса имеют следующие координаты: правая ( $n'_{опт.Д}=148$  тыс. мин<sup>-1</sup>;  $\eta_{maxД}=0,87$ ), левая ( $n'_{опт.К}=105$  тыс. мин<sup>-1</sup>;  $\eta_{maxК}=0,74$ ). Следовательно, максимальное значение КПД ДКА, недостижимое в рамках одновальной конструкции ДКА, будет равно  $0,74 \times 0,87 \times 0,925 = 0,596$ . При расчётах КПД ДКА коэффициент  $\eta_d$ , входящий в выражение (1), принимался постоянным и равным 0,925.

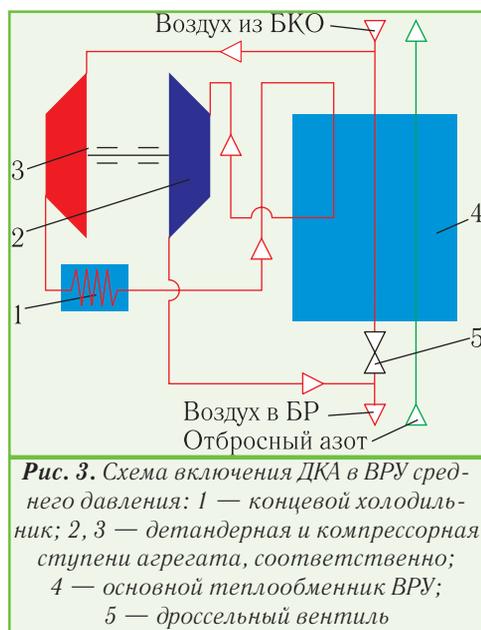
Характер зависимостей КПД ДС и КС (кривые 1, 2, рис. 2) и КПД агрегата (кривая 3, рис. 2) подтверждает сделанные ранее предположения о том, что различие в темпе изменения КПД ступеней агрегата при некотором снижении частоты вращения общего для них вала приводит к росту КПД ДКА. Величина

КПД ДКА возрастает от своего значения на правой границе области компромисса, равного 0,535 при  $n'_{опт,Д} = 148$  тыс. мин<sup>-1</sup>, до 0,56 при  $n_{опт,ДКА} = 125$  тыс. мин<sup>-1</sup>. Таким образом, в результате оптимизации функции (3) при  $n = var$  удалось определить оптимальное значение частоты вращения вала агрегата и тем самым добиться повышения КПД ДКА на 4,7 %.



В качестве примера для апробации предлагаемого оптимизационного алгоритма расчёта ДКА была выбрана малотоннажная ВРУ, реализующая термодинамический цикл среднего давления.

При расчётах принимались исходные данные, характерные для ВРУ, реализующих циклы среднего давления. Давление нагнетания основного компрессора задавалось на уровне 5,5 МПа, давление в конце процесса расширения в ДС ДКА — 0,8 МПа. Температура начала процесса расширения и доля детандерного потока воздуха  $D$  принимались равными 240 К и 0,5, соответственно. На рис. 3 приведена расчётная схема узла расширения рассматриваемой ВРУ.

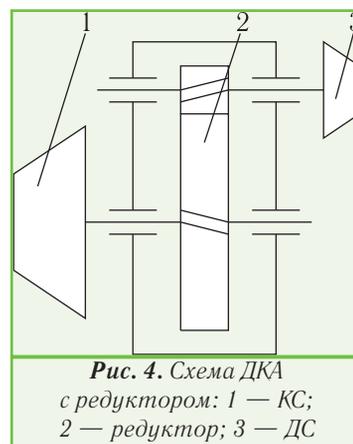


Выбор данной схемы включения ДКА в состав ВРУ среднего давления основывается на выводах, сделанных в работе [11]. В данной работе расчётным путем показано, что наибольшая эффективность применения ДКА в ВРУ достигается при равенстве расходов воздуха, проходящих через КС и ДС, т.е. при  $m_k = m_d$ . Однако, как показали уточненные расчёты КС с использованием разработанного алгоритма (см. рис. 1), более оптимальным будет режим  $m_d = m_k D$ , т.е. когда в КС сжимается весь поток воздуха, перерабатываемого ВРУ, а не только та его часть, которая направляется на расширение в ДС ( $m_k = m_d$ ). Это объясняется тем, что при соблюдении условия  $m_k = m_d$  возникает необходимость обеспечивать в КС высокие степени сжатия, в рассмотренном здесь примере до 1,9, что приводит к снижению КПД КС. В перспективе можно при оптимизационных расчётах ДКА определять соотношения  $m_k/m_d$ , отвечающие наиболее эффективному режиму работы агрегата. Причём, нахождение  $m_k/m_d$  и  $n_{опт,ДКА}$  должно производиться одновременно и в строгом соответствии с оптимизируемой функцией (3).

### 5. АЛЬТЕРНАТИВНАЯ КОНСТРУКЦИЯ ДКА

Анализируя полученные результаты, можно заметить ещё одно направление повышения эффективности конструктивных параметров ДКА путём создания агрегата на основе двухвальной конструкции. Основной предпосылкой для такого решения является различие в величинах КПД ДКА, полученных при расчётах, выполненных на границах области компромисса (при  $n'_{опт,Д}$ ,  $n'_{опт,К}$ ) и при найденной оптимальной частоте вращения общего для КС и ДС вала  $n_{опт,ДКА}$ . Причём, полученные величины различаются более чем на 6 %, что сравнимо с потерями энергии в современных редукторах (2-2,5 %).

Применение двухвальной схемы при создании ДКА позволяет обеспечить оптимальные обороты вала компрессорной и детандерной ступеней, что позволит повысить КПД агрегата на 3,5 %. Простейшая схема двухвального ДКА представлена на рис. 4.



Очевидны также и другие, не менее значимые преимущества такой конструкции ДКА. Перечислим

только основные из них: возможность создания многоступенчатого компрессора и детандера; нет ограничений на геометрические размеры проточных частей ступеней агрегата; возможность передачи мощности детандера на приводную шестерню основного воздушного центробежного компрессора ВРУ и др.

Наиболее существенным недостатком редукторной конструкции ДКА является её сложность и высокая стоимость редуктора. Однако, с учётом того, что выигрыш от реализации такой конструкции не превышает 3,5 %, то применение редукторных ДКА в малотоннажных ВРУ, реализующих термодинамические циклы среднего и высокого давлений, в виду значительно удорожания установки, возможно будет неоправданным. То есть в данном случае большое значение будут иметь экономические критерии эффективности, которые на первом этапе расчётов не учитывались.

Перспективным направлением использования редукторных ДКА являются установки производства сжиженного природного газа (СПГ). В СПГ-установках с внутренним производством холода ДКА такой конструкции может устанавливаться на линии природного газа, в установках с внешним производством холода — в циркуляционных азотных, метановых и др. контурах охлаждения. Стоит отметить, что отдельные образцы редукторных ДКА были созданы для природного газа (Atlas Copco) и воздуха (Cooper Compressor).

## 6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанный алгоритм расчёта ДКА позволяет решать достаточно сложные компромиссные задачи, возникающие при оптимизации его характеристик. Использование данного алгоритма применительно к расчёту ДКА, используемого в ВРУ среднего давления, позволяет уже на расчётном этапе повысить эффективность агрегата на 4,7 % и более.

В данной статье рассмотрен упрощённый вариант оптимизации ДКА, базирующийся на определении оптимального значения одной величины — частоты вращения вала ДКА. В действительности же одновременно с этим необходимо искать оптимальные значения массовых расходов газа через КС и ДС, температуры начала процесса расширения газа в ДС и др.

В целом предлагаемый алгоритм расчёта и проектирования ДКА, в основу которого положена оптимизационная функция (3), является универсальным и может быть использован при создании ДКА, приме-

няемых как в малотоннажных, так и в крупнотоннажных ВРУ, СПГ-установках и др.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Криогенные системы: Т.2. Основы проектирования аппаратов, установок и систем// **А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.П. Беляков и др.**; Под общ. ред. **А.М. Архарова и А.И. Смородина**. — М.: Машиностроение, 1999. — 720 с.
2. **Бумагин Г.И., Меркель Н.Д.** Создание воздухоразделительных установок низкого давления малой и средней производительности// Холодильная техника. — 1999. — № 10. — С. 10-14.
3. Анализ воздухоразделительных установок низкого давления малой производительности контейнерного типа с выдачей жидких продуктов// **Г.И. Бумагин, А.В. Зиновьева, Е.П. Мовчан и др.**// Технические газы. — 2002. — № 4. — С. 31-35.
4. **Давыдов А.Б., Кобулашвили А.Ш., Шерстюк А.Н.** Расчёт и конструирование турбодетандеров. — М.: Машиностроение, 1987. — 231 с.
5. Центробежные компрессорные машины// **Ф.М. Чистяков, В.В. Игнатенко, Н.Т. Романенко и др.** — М.: Машиностроение, 1969. — 328 с.
6. **Лавренченко Г.К., Швец С.Г.** Оптимизация криогенных воздухоразделительных установок с одновременной разработкой эффективных детандер-компрессорных агрегатов// Технические газы. — 2007. — № 6. — С. 24-30.
7. **Лавренченко Г.К., Швец С.Г.** Методика расчёта детандер-компрессорных агрегатов криогенных воздухоразделительных установок// Технические газы. — 2007. — № 4. — С. 22-28.
8. Анализ оптимальных режимов работы дроссельных рефрижераторных систем// **Г.К. Лавренченко, В.А. Мазур, Н.И. Артеменко и др.**// Холодильная техника и технология. — 1980. — Вып. 30. — С. 42-46.
9. **Елифанова В.И.** Компрессорные и расширительные турбомшины радиального типа. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1998. — 624 с.
10. **Лавренченко Г.К., Швец С.Г.** Особенности проектирования одноступенчатого центробежного компрессора, работающего в составе детандер-компрессорного агрегата// Технические газы. — 2008. — № 3. — С. 31-35.
11. **Лавренченко Г.К., Швец С.Г.** Анализ характеристик циклов ожижения воздуха с детандер-компрессорными агрегатами// Технические газы. — 2007. — № 5. — С. 22-29.