

УДК 621.59 (083)

## Анализ эффективности работы поршневого детандера при переменной продолжительности процесса наполнения

Д-р техн. наук И. К. ПРИЛУЦКИЙ<sup>1</sup>, канд. техн. наук Ю. И. МОЛОДОВА,  
канд. техн. наук А. И. ПРИЛУЦКИЙ, А. А. СНАЗИН

<sup>1</sup>5592085@mail.ru

Университет ИТМО

Институт холода и биотехнологий

921002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Канд. физ-мат. наук И. В. ВОРОШИЛОВ

info@kkzav.ru

Промышленная группа «ТЕГАС»

ООО Краснодарский компрессорный завод

350051, г. Краснодар, пр. Репина, 20

Приводятся результаты численного анализа работы поршневого детандера при переменной продолжительности процесса наполнения, устанавливаемой за счет дискретного изменения натяга пружин впускного клапана  $h_o$ . Рассматривается качественная и количественная зависимость изоэнтропного КПД детандера  $\eta_s$  от величины относительного хода поршня  $C_2$  в процессе наполнения при различном уровне герметичности рабочей камеры. Показано, что форма характеристики  $\eta_s = f(C_2)$  в наибольшей степени зависит от герметичности ступени детандера.

**Ключевые слова:** поршневой детандер, рабочий цикл, численный эксперимент, реальность рабочего вещества, теплообмен, эффективность.

### Analysing overall performance of a reciprocating expander at variable durations of admission process

D. Sc I. K. PRILUTSKY<sup>1</sup>, Ph. D. Yu. I. MOLODOVA,  
Ph. D. A. I. PRILUTSKY,

A. A. SNAZIN

<sup>1</sup>5592085@mail.ru

University ITMO

Institute of Refrigeration and Biotechnologies

191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9

I. V. VOROSHILOV

info@kkzav.ru

Tegas Industrial Group, Krasnodar Compressor Plant

**This publication presents the results of numerical analysis of a reciprocating expander's performance at different durations of admission process varied by means of discrete changes in the tension of the intake valve springs. Qualitative and quantitative relationships between the expander's isentropic efficiency  $\eta_s$  and the relative piston stroke  $C_2$  are considered in the process of admission at different levels of imperviousness of the working chamber. It is shown that the shape of the function  $\eta_s = f(C_2)$  depends to the greatest extent on the hermetic sealing of the expander stage.**

**Keywords:** reciprocating expander, work cycle, numeric experiment, reality of working medium, heat exchange, efficiency.

Поршневые детандеры широко распространены в криогенных установках малой производительности. Несмотря на широкий и разнообразный интерес к протекающим в них рабочим процессам [1–3], в настоящее время мало изученной остается взаимосвязь комплекса газодинамических, тепловых и массообменных процессов с конструкцией детандера и режимом его работы.

Одним из положений, недостаточно четко трактуемых существующей теорией машин объемного действия (МОД), является интерпретация зависимости изоэнтропного КПД детандерной ступени от относительного хода поршня  $C_2$  в конце процесса наполнения  $\eta_s = f(C_2)$ . При фиксированном относительном ходе поршня в момент открытия выхлопных окон ( $C_3 = \text{const}$ , см. рис. 1) увеличение  $C_2$  с одной стороны сопровождается ростом расхода газа через детандер, а с другой — ведет к снижению отношения давлений  $P$  в процессе расширения ( $P_{2,3} \downarrow$ ) и к увеличению его в процессе выхлопа ( $P_{3,4} \uparrow$ ). Вследствие этого повышается конечная температура газа за детандером  $T_k$  и снижается изоэнтропный КПД детандера.

С уменьшением  $C_2$  наблюдается обратная картина. Однако при достижении определенной величины  $0 \leq C_{2*} \leq C_2$  изоэнтропный КПД, достигнув максимума  $\eta_s = \eta_{s, \text{max}}$ , начинает снижаться. Данный факт существующая теория трактует как результат увеличения количества теплоты, подводимой к единице массы газа, поступающей в цилиндр в течение цикла. Выявление фактических причин данного явления и является задачей настоящей работы.

В качестве объекта исследования выбран поршневой детандер, выполненный на типовой базе 4М2.5–110 Краснодарского компрессорного завода и предназначенный, в частности, для комплектации малорасходной

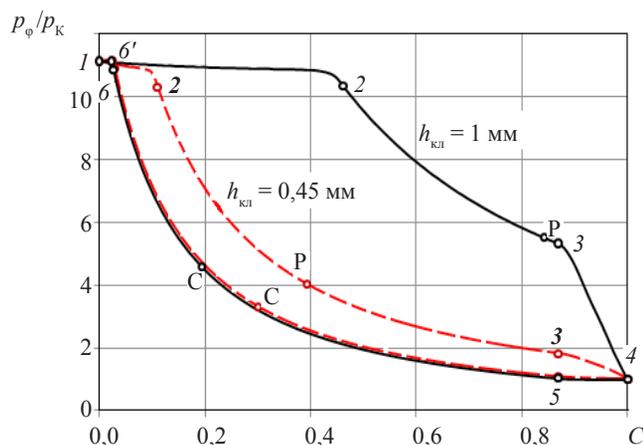


Рис. 1. Текущее давление в цилиндре детандера Дг-80-11-1 в функции от относительного хода поршня  $C_\phi = S_\phi/S_n$  при зазоре в закрытом впускном клапане  $\delta_{кл} = 1$  мкм

технологической установки сжижения природного газа в объеме 1 т/ч СЖПГ при расходе газообразного рабочего вещества (метан — природный газ) из магистрального трубопровода в объеме  $m = 6000$  кг/ч.

В процессе исследования было изучено влияние ряда факторов на уровень изотропного КПД поршневого детандера, а именно:

- наличие зазоров в закрытых клапанах;
- масштабный фактор;
- особенности рабочего цикла (газовый или комбинация газового с парожидкостным);
- режимные параметры (частота вращения вала, начальное и конечное давление);
- свойств рабочих веществ (различные газы, смеси газов и паровоздушные смеси);
- условий теплообмена газа со стенками цилиндра и др.

Рассмотрим подробнее данные факторы, применительно к ступени детандера, характеризующей параметрами, приведенными ниже:

- ступень — прямооточная, одноклапанная с золотником на выхлопе;
- впускной клапан — однокольцевой, самодействующий; нормально-открытый со встроенными толкателями;
- рабочее вещество — метан;
- начальное давление —  $p_n = 1,11$  МПа;
- конечное давление —  $p_k = 0,1$  МПа;
- рабочий цикл — газовый при  $\Pi = p_n/p_k = 11,1$ ;
- диаметр цилиндра —  $D_{ц} = 80$  мм;
- ход поршня —  $S_n = 110$  мм;
- частота —  $n = 220$  об/мин;
- длина шатуна —  $L_{ш} = 220$  мм;
- отношение  $S_n/2L_{ш}$  —  $\lambda_{ш} = 0,25$ .
- конечная температура газа на выходе детандера —  $T_k = f(C_2)$ ;
- Зазор в закрытых клапанах  $0 \dots 2$  мкм.

Величины  $p_n$  и  $p_k$  рассматриваемых вариантов выбраны из условия обеспечения равенства отношений давлений при газовом ( $\Pi = 1,11/0,1 = 11,1$ ) и паро-жидкостном ( $\Pi = p_n/p_k = 5/0,45 = 11,1$ ) циклах. В качестве примера на рис. 1 показаны газовые рабочие циклы при  $C_2 = C_{2max}$  (сплошная линия) и  $C_2 = C_{2*}$  (пунктир).

Особенностью работы самодействующего впускного клапана является постоянство усилия клапанных пластин в момент закрытия клапана, что обусловлено заранее заданной величиной упругой силы клапанных пружин, пропорциональной их предварительному натягу в процессе сборки  $h_0$ , и перемещением пластин  $h_{кл}$  в процессе работы. Конструкция клапана обеспечивает возможность плавно или дискретно изменять натяг клапанных пружин  $h_0$  и величину перемещения пластин клапана  $h_{кл}$  при соблюдении условия  $(h_0 + h_{кл}) = const$ , а следовательно, регулировать продолжительность процесса наполнения 1–2 в диапазоне  $0 \leq C_2 \leq 0,5$ . При этом изменяется масса газа поступающего в цилиндр  $\Delta M_{1-2} = f(C_2)$  и текущая поверхность теплообмена  $F_{1-2} = f(C_2)$ , что отражается на качественных и количественных параметрах исследуемой зависимости  $\eta_s = f(C_2)$ . По мнению авторов на характеристику  $\eta_s = f(C_2)$  конкретной ступени детандера с заданными геометрическими размерами, режимными параметрами и свойствами рабочего вещества помимо теплообмена влияет ряд других факторов.

С учетом сказанного, целью настоящей работы является изучение зависимости изотропного КПД газового поршневого детандера  $\eta_s = f(C_2)$  от комплекса независимых переменных, включая геометрические ( $D_{ц}, S_n, a$ ) и режимные ( $p_n, T_n, n$ ) параметры, степень герметичности ступени и свойства рабочего вещества, совокупность которых определяет интенсивность процесса тепло- и энергообмена, т.е. количественную и качественную стороны характеристики детандера  $\eta_s = f(C_2)$  при  $0 \leq C_2 \leq 0,5$ .

Методика исследования предусматривает применение в ходе численного эксперимента прикладной программы расчета КОМДЕТ-М, базирующейся на математическом моделировании рабочих процессов в ступенях МОД и используемой в настоящее время рядом отечественных фирм связанных с расчетом, проектированием и эксплуатацией компрессоров и детандеров. Выходная информация о текущих и интегральных параметрах исследуемой ступени выводится на печать в цифровой и графической форме и позволяет исследователю глубже вникать в сущность протекающих процессов.

Программой численного эксперимента предусматривалось следующее:

- анализ влияния свойств рабочей среды, геометрических размеров ступени и режимных параметров;
- расчетный анализ функции  $\eta_s = f(C_2)$  при «схематизированном» цикле;
- оценка влияния только теплообмена газа со стенками цилиндра;
- оценка влияния массопереноса через зазоры в закрытых клапанах  $\delta_{кл}$ ;
- анализ совместного влияния теплообмена и массопереноса на изотропный КПД  $\eta_s = f(C_2)$ .

### Влияние негерметичности ступени поршневого детандера

На 1 этапе, в качестве объекта исследования была принята герметичная ступень газового (рабочее вещество  $CH_4$ ) детандера низкого давления, работающего

при низкой частоте вращения вала  $n = 220$  об/мин и отношении давлений  $p_n/p_k = 11,1$ . Поставленная цель — выяснить, является ли теплообмен газа со стенками цилиндра основным фактором, определяющим характер зависимости  $\eta_s = f(C_2)$ ? Согласно данным, приведенным на рис. 2 (кривые 1 и 2), изменение изоэнтропного КПД  $\eta_s = f(C_2)$  герметичной детандерной ступени носит практически линейный характер в заданном диапазоне  $0 \leq C_2 \leq 0,5$  независимо от наличия или отсутствия теплообмена газа с окружающими стенками. При учете только теплообмена (кривая 2) зависимость  $\eta_s = f(C_2)$  имеет слабо выраженный максимум в зоне  $C_2 \rightarrow 0$ , что соответствует существующим теоретическим представлениям. Было установлено, что снижение максимального уровня  $\eta_{s, \max}$  в зоне  $C_{2*} \approx 0,05$  практически неощутимо даже при малой заданной частоте вращения вала. Качественные изменения  $\eta_s = f(C_2)$  в зоне  $C_{2*} \approx 0,05$  обусловлены ростом отношения давлений в процессе расширения  $P_{2-3}$  по мере снижения величины  $C_2$  и соответствующим снижением температуры газа в конце процесса расширения  $T_3$ .

На основе анализа первичных результатов численного эксперимента было принято решение о подробном анализе влияния на характеристику  $\eta_s = f(C_2)$  зазоров в закрытых клапанах. Результаты, приведенные на рис. 2 (кривая 3), показывают, что при не герметичных клапанах максимум кривой  $\eta_s = f(C_2)$  снижается по величине и смещается в сторону больших значений относительно хода поршня  $C_2$ .

По данным источников [4, 5], при качественном изготовлении условные зазоры в щели закрытых клапанов лежат в диапазоне  $0,5 \leq \delta_{\text{кл}} \leq 2$  мкм. Результаты расчетного исследования работы реальной прямооточной детандерной ступени при переменном зазоре в щели закрытого впускного клапана кольцевого типа показаны на рис. 3. Их анализ позволяет констатировать, что характеристика  $\eta_s = f(C_2)$  определяется не интенсивностью теплообмена газа со стенками рабочей камеры, а процессами массопереноса, т. е. энергообменом между рабочим цилиндром и примыкающими к нему через органы газораспределения и уплотнительные узлы впускной и выпускной камерами. Видим, что по мере увеличения  $\delta_{\text{кл}}$  изоэнтропный КПД детандера существенно снижается, а его максимум хотя и смещается в сторону больших значений  $C_2$ , но не достигает значений  $C_2 = 0,3 \dots 0,4$ , обычно рекомендуемых на стадии проектирования для детандеров низкого давления значений с целью обеспечения повышенного расхода газа.

Следовательно, повышение эффективности работы детандеров низкого давления с газовым рабочим циклом может быть достигнуто за счет применения многорядных высокооборотных баз в сочетании с цилиндро-поршневыми группами, характерной особенностью которых является пониженный относительный ход поршня в процессе наполнения  $C_{1-2}$ . Подобное конструктивное решение гарантирует компактность изделия и минимальные удельные массо-габаритные показатели в сочетании с хорошей уравновешенностью и повышенной эффективностью агрегата.

Другим направлением, перспективность которого вытекает из результатов выполненного исследования, является применение впускных клапанов с не металли-

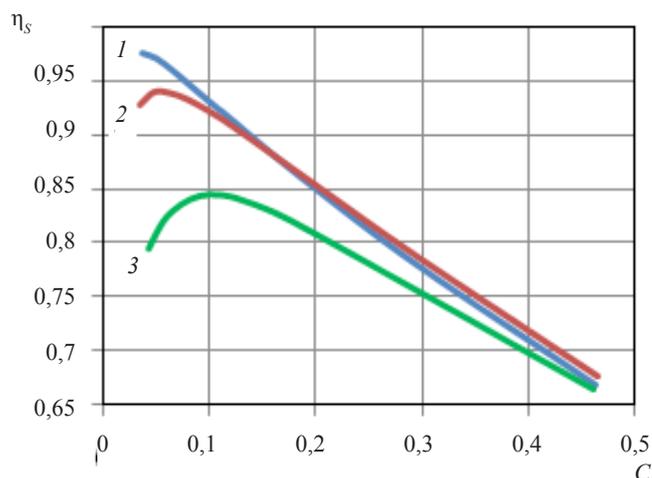


Рис. 2. Изоэнтропный КПД детандера при учете и без учета теплообмена газа со стенками цилиндра:

- 1 — герметичная ступень ( $\delta_{\text{кл}} = 0$ ) без теплообмена;
- 2 — герметичная ступень ( $\delta_{\text{кл}} = 0$ ) с теплообменом;
- 3 — не герметичная ступень ( $\delta_{\text{кл}} = 1$  мкм) с теплообменом

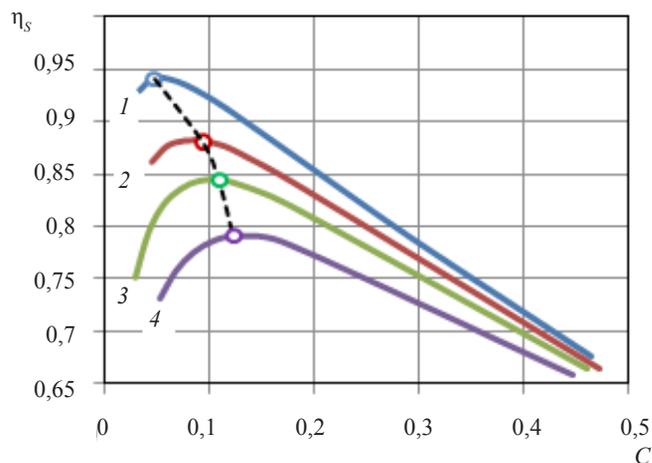


Рис. 3. Изоэнтропный КПД детандера в функции от степени герметичности: закрытого впускного клапана

- 1 —  $\delta_{\text{кл}} = 0,0$  мкм; 2 —  $\delta_{\text{кл}} = 0,5$  мкм;
- 3 —  $\delta_{\text{кл}} = 1,0$  мкм; 4 —  $\delta_{\text{кл}} = 2,0$  мкм

ческими пластинами, герметичность которых в закрытом состоянии близка к абсолютной, и более совершенных уплотнений поршня [6].

### Влияние масштабного фактора

Детандеры с одинаковым режимом работы ( $p_n, p_k, T_n, n$ ) могут проектироваться на базах с различным допустимым усилием по рядам  $P_6$ . При этом максимально возможные диаметры цилиндров определяются из условия: газовые силы по рядам ( $P_{\text{газ}} \sim p_n \cdot D_{\text{ц}}^2$ ) не должны превышать номинального усилия базы  $P_6$ . Следовательно, по мере роста усилия базы будет увеличиваться диаметр цилиндра  $D_{\text{ц}}$ , ход поршня  $S_{\text{п}}$  и объем рабочей камеры  $V_h$ . Оценим, в какой степени изменение величины  $V_h$  отражается на зависимости  $\eta_s = f(C_2)$ . В качестве объекта исследования рассмотрим вариант малорасходного газового (водород) детандера низкого давления, технические параметры которого при  $D_{\text{ц}} = 140$  мм приведены в табл. 1.

Таблица 1

Интегральные параметры герметичной ступени водородного детандера при  $C_2 = f(h_{кл})$  и  $h_0 = 1,85$  мм

Параметры	Высота подъема пластины впускного клапана $h_{в.кл}$ , мм						
	0,1	0,14	0,18	0,25	0,285	0,4	0,6
$Z_{ок} \cdot (h_{ок} \cdot b_{ок})$ , мм	2 (2·34,5)	2 (2·52)	2 (2·70)	2 (2·98)	2 (2·110)	2 (2·135)	3 (2·139)
$h^*$	0,01						
$C_2$	0,0255	0,0404	0,0589	0,1	0,1237	0,2171	0,4803
$C_3/C_5$	0,9621/0,9618						
$C_6$	0,0015	0,0014	0,0017	0,0023	0,0026	0,0035	0,0050
$T_{сг} \downarrow \uparrow$ , К	239,2	238,4	238,1	238,5	239,1	242,6	253,1
$T_1 \downarrow$ , К	323,1	318,6	314,7	310,0	308,6	306,4	307,1
$T_2 \downarrow$ , К	316,3	310,7	306,0	300,2	298,5	295,8	295,8
$T_3 \uparrow$ , К	179,6	179,6	180,9	185,8	189,2	203,8	241,9
$T_4 \downarrow$ , К	173,8	170,6	167,9	164,5	163,4	161,5	160,8
$T_5 \downarrow$ , К	175,6	172,2	169,4	165,9	164,8	162,9	162,5
$T_6 \downarrow$ , К	323,0	318,2	314,2	309,4	307,8	305,6	306,5
$T_{к} \downarrow \uparrow$ , К	175,8	174,1	173,3	174,1	175,4	182,3	203,7
$\eta_s \downarrow \uparrow$	0,909	0,921	0,926	0,921	0,912	0,865	0,717
$m_{н.п}$ , кг/ч	0,6687	1,1144	1,6524	2,8633	3,5627	6,3559	14,34
$V_{ц.п}$ , мм <sup>3</sup> /мин	0,1330	0,2216	0,3286	0,5694	0,7084	1,2639	2,8509
$N_{инд.п}$ , кВт	0,244	0,473	0,739	1,308	1,621	2,757	5,152

В процессе численного эксперимента, задаваясь диаметрами цилиндров ( $D = 140; 120; 80; 35$  мм) и числом клапанов, пропорциональным  $D^2$ , добивались идентичности всех вариантов расчета по продолжительности процесса наполнения ( $C_2 = const$ ), уровню скоростей газа на входе в детандер и газодинамическим потерям в процессе наполнения. С учетом сделанного допущения о герметичности рассматриваемой ступени

( $\delta_{кл} = 0$ ), различия в результатах расчета будут являться следствием только одного фактора — изменения интенсивности протекающих процессов теплообмена.

Из результатов численного эксперимента, приведенного на рис. 4, видно:

1. Уровень максимальных значений функции  $\eta_s = f(C_2)$  зависит от объема рабочей камеры  $V_{н.}$ . Он повышается по мере увеличения объема цилиндра.

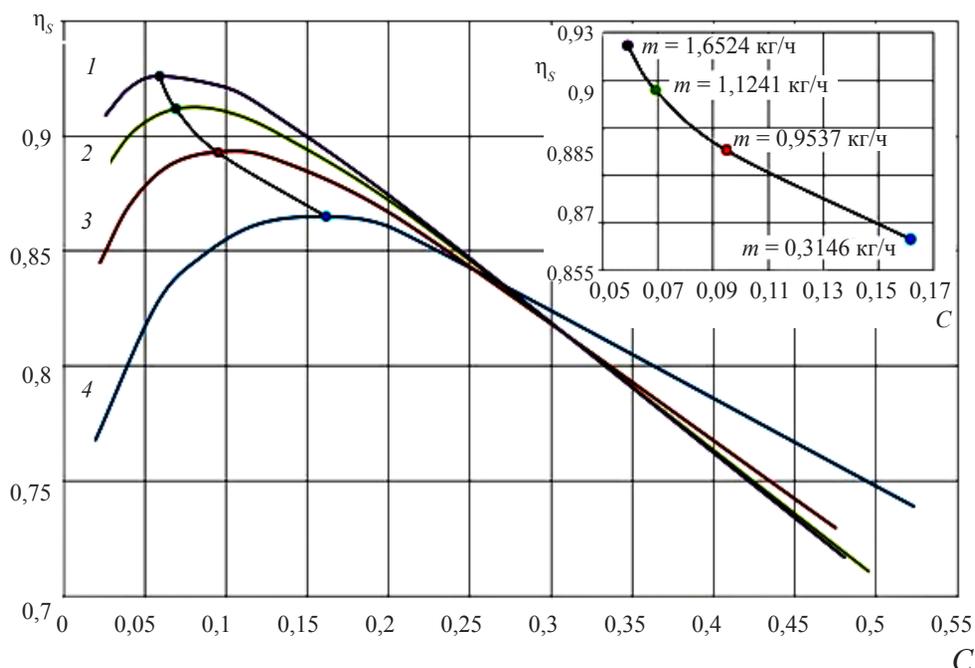


Рис. 4. Изэнтропный КПД газового поршневого детандера с различными объемами рабочего цилиндра  $V_{н.}$ :  
1 —  $D_{ц} = 140$  мм; 2 —  $D_{ц} = 120$  мм; 3 —  $D_{ц} = 80$  мм; 4 —  $D_{ц} = 35$  мм

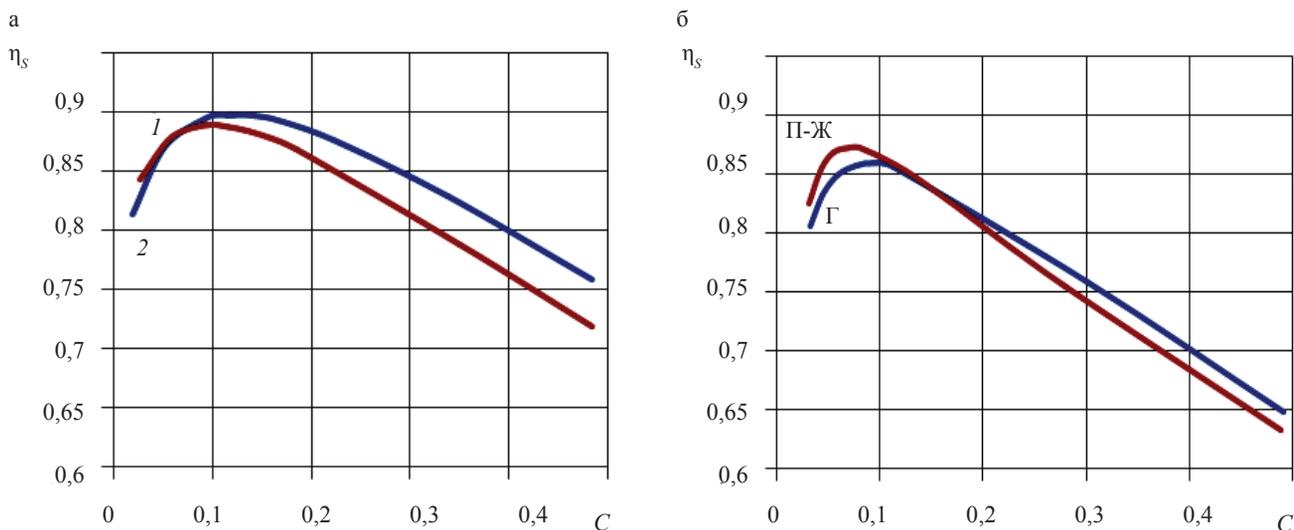


Рис. 5. Влияние рода газа и особенностей рабочего цикла: а — кривая 1 — воздух; кривая 2 — водород; б — Г — газовый цикл (метан); П-Ж — паро-жидкостной цикл

2. В ступенях малорасходных детандеров ( $V_h \rightarrow \min$ ) уровень максимальных значений функции  $\eta_s = f(C_2)$  снижается и смещается в сторону больших значений  $C_2$ . При этом правая ветвь кривой 4 носит более пологий характер, что указывает на возможность сохранять изоэнтальпный КПД на примерно постоянном уровне при изменении расхода газа через детандер.

При переменном зазоре в клапанах  $\delta_{кл} \geq 0$ , смене рода газа (например, воздух на метан) и изменении частоты вращения ( $200 \leq n \leq 1000$  об/мин) характер функции  $\eta_s = f(C_2)$  сохраняется и наблюдается качественная идентичность новых расчетных зависимостей (рис. 5) с полученными ранее (см. рис. 3, 4).

Обобщая полученные результаты, можно сделать следующие выводы:

1. Изменение изоэнтальпного КПД ступени детандера в функции от продолжительности процесса наполнения, характеризуемой величиной  $C_2$ , определяется комплексом параметров, среди которых в качестве основных следует указать взаимозависимость отношений давлений в процессах расширения ( $\Pi_{2,3}$ ) и выхлопа ( $\Pi_{3,4}$ ), соотношение  $S/D$  и рабочий объем цилиндра  $V_h$  (масштабного фактор) и степени не герметичности рабочей камеры ( $\delta_{кл}$ ) в сочетании с протекающими процессами теплообмена.

2. Максимум функции  $\eta_{s, \max} = f(C_{2*})$  во всех рассмотренных вариантах ступеней лежит в зоне  $C_{2*} \leq 0,15$ . В реальных конструкциях детандеров, в целях повышения расхода газа, относительный ход поршня в момент окончания процесса наполнения принимается равным  $C_2 \gg C_{2*}$ . Таким образом, разработчики ранее созданных поршневых детандеров с клапанами принудительного действия, выполненных на однорядных вертикальных низкооборотных базах, заведомо шли по пути создания расширительных машин объемного действия с заниженным изоэнтальпным КПД.

В качестве альтернативного решения рассмотрим варианты исполнения детандеров на форсированной базе 4УМ с допустимым усилием по рядум  $P_6 \leq 4,0$  т при ходе поршня  $S_n$  в диапазоне 80–110 мм и частоте вращения вала до 1500 об/мин. База, общий вид которой показан на рис. 6, предназначена в основ-

ном для поршневых детандеров, входящих в состав транспортных малорасходных установок сжижения природного газа с расчетной производительностью до 1 т/ч СЖПГ при потреблении из магистрального трубопровода до 6000 кг/ч природного газа.

В табл. 1, 2 приведены результаты сравнительного расчетного анализа интегральных параметров водородного и воздушного детандеров низкого давления в традиционно однорядном и рекомендуемом 4-х рядном исполнении, имеющих следующие идентичные параметры:

- рабочее вещество: воздух-водород, реальный газ;
- режимные:  $p_n = 0,8$  МПа,  $p_k = 0,1$  МПа,  $T_n = 303$  К,  $n = 500$  об/мин;
- геометрические:  $D_n = 140$  мм,  $S_n = 105$  мм,  $\delta_{кл} = 0$
- условия теплообмена:  $K_{ст} = 0,5$ .

Из приведенных в табл. 1, 2 данных, можно увидеть, что максимальный массовый расход газа однорядного водородного ( $m_{n,1} = 14,34$  кг/ч) и воздушного ( $m_{n,1} = 183,3$  кг/ч) детандеров соответствует близким к предельным значениям относительного хода поршня  $C_2 \approx 0,4-0,5$ , при котором разность температур  $T_n - T_k \approx 100$  К практически одинакова в обоих вариантах детандера, а уровень изоэнтальпного КПД  $\eta_s = 0,71 \div 0,72$  соответствует обычно указываемым в технической документации на поршневые детандеры.



Рис. 6. База 4У4-110-1500

Таблица 2

Интегральные параметры герметичной ступени воздушного детандера при  $C_2 = f(h_{\text{кл}})$  и  $h_0 = 2,0$  мм

Параметры	Высота подъема пластины впускного клапана $h_{\text{в.кл.}}$ , мм							
	0,1	0,15	0,2	<b>0,23</b>	0,3	0,4	0,5	0,7
$Z_{\text{ок}} \cdot (h_{\text{ок}} \cdot b_{\text{ок}})$ , мм	1 (4·0,1)	1 (4·24)	1 (4·60)	1 (4·78)	1 (4·114)	2 (4·95)	2 (4·121)	3 (4·131)
$h^*$	0,05							
$C_2$	0,0235	0,0343	0,0478	<b>0,0571</b>	0,0831	<b>0,1319</b>	0,1967	<b>0,4439</b>
$C_3/C_5$	0,8764/0,8759							
$C_6$	0,0220	0,0201	0,0144	0,0120	0,0084	0,0055	0,0041	0,0035
$T_{\text{ср}} \uparrow$ , К	—	240,3	240,1	240,1	240,5	242,0	244,5	254,8
$T_1 \downarrow$ , К	—	317,6	315,9	315,0	312,9	310,7	309,6	309,3
$T_2 \downarrow$ , К	—	310,3	307,8	306,5	303,7	301,1	299,4	298,4
$T_3 \uparrow$ , К	—	183,0	184,7	186,0	189,9	197,9	208,8	246,3
$T_4 \downarrow$ , К	—	175,0	173,8	173,1	171,6	170,1	169,2	168,5
$T_5 \downarrow$ , К	—	181,8	184,7	177,8	175,3	173,0	171,7	170,5
$T_6 \downarrow$ , К	—	315,3	313,3	312,1	309,6	307,1	305,7	305,0
$T_{\text{к}} \downarrow \uparrow$ , К	179,5	178,0	177,4	<b>177,4</b>	178,1	<b>181,0</b>	186,0	<b>206,2</b>
$\eta_{\text{с}} \uparrow \downarrow$	0,905	0,917	0,920	<b>0,921</b>	0,915	<b>0,894</b>	0,856	<b>0,707</b>
$m_{\text{и.п.}}$ , кг/ч	—	4,9	12,7	17,4	29,7	<b>51,25</b>	79,0	<b>183,3</b>
$V_{\text{и.п.}}$ , мм <sup>3</sup> /мин	—	0,0681	0,1758	0,2412	0,41	0,7088	1,09	2,54
$N_{\text{инд.п.}}$ , кВт	—	0,113	0,405	0,576	1,004	1,703	2,514	4,806

При 4-х рядном исполнении детандера тот же суммарный массовый расход газа достигается при более низких величинах относительного хода поршня:  $C_2 = 0,1237$  (водородный детандер) и  $C_2 = 0,1319$  (воздушный детандер). При этом разность температур возросла до  $\Delta T = 122$  К — у воздушного детандера и до  $\Delta T = 128$  К — у водородного, при соответствующем увеличении изэнтропного КПД до уровня 0,89–0,91.

В заключение хотелось бы отметить, что переход на многорядные схемы детандеров со ступенями с минимальными значениями относительного хода поршня  $C_2$  требует обеспечения повышенной эффективности теплоизоляции рабочих цилиндров от окружающей среды, а в малорасходных машинах — и от теплопритоков со стороны элементов базы.

## Список литературы

1. Прилуцкий А. И., Кузнецов Л. Г., Вышивалова Е. В. Поршневые детандеры на аксиальных компрессорных базах. // Холодильная техника. 2007. № 11.
2. Колеснев Д. П., Молодов М. А., Прилуцкий А. А., Прилуцкий И. К. Применение метода конечных объемов при расчетном анализе рабочих процессов поршневого детандера. // Вестник Международной академии холода. 2012. № 1. С. 53–59.
3. Рыжков А. А., Молодова Ю. И., Прилуцкий А. И., Прилуцкий И. К. Особенности работы парожидкостного детандера в составе установок ожижения природного газа. // Вестник Международной академии холода. 2012. № 3. С. 8–12.

4. Кондратьева Т. Ф., Исаков В. П. Клапаны поршневых компрессоров. — Л.: Машиностроение, 1983.

5. Кузнецов Л. Г., Молодова Ю. И., Прилуцкий А. И. Повышение герметичности поршневых компрессоров и детандеров. // Холодильная техника. 1999. № 9.

6. Прилуцкий И. К., Иванов Д. Н., Замолоцкая Е. И. и др. Опыт практического применения методов моделирования при доводке уплотнительных узлов ступеней поршневых компрессоров на стадии проектирования. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2004. № 9. С. 27–30.

## References

1. Priluckij A. I., Kuznecov L. G., Vyshivalova E. V. *Holodil'naja tehnika*. 2007. № 11.
2. Kolesnev D. P., Molodov M. A., Priluckij A. A., Priluckij I. K. *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda*. 2012. No 1. pp. 53–59.
3. Ryzhkov A. A., Molodova Ju. I., Priluckij A. I., Priluckij I. K. *Vestnik Mezhdunarodnoj akademii holoda*. 2012. No 3. pp. 8–12.
4. Kondrat'eva T. F., Isakov V. P. *Klapany porshnevyyh kompressorov*. — L.: Mashinostroenie, 1983.
5. Kuznecov L. G., Molodova Ju. I., Priluckij A. I. // *Holodil'naja tehnika*. 1999. № 9.
6. Priluckij I. K., Ivanov D. N., Zamolockaja E. I. i dr. *Himicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie*. 2004. No 9. pp. 27–30.