

А. И. Прилуцкий, М. А. Молодов,  
Е. И. Борзенко, И. К. Прилуцкий

## РАБОТА ПОРШНЕВОГО ПАРОЖИДКОСТНОГО ДЕТАНДЕРА ПРИ КОЛЕБАНИЯХ ДАВЛЕНИЯ В ВЫПУСКНОМ ТРАКТЕ

*Приведены результаты численного анализа работы высокооборотного многорядного парожидкостного поршневого детандера форсированного по частоте вращения вала и средней скорости поршня. Численный эксперимент базируется на использовании программы расчета, учитывающей реальность рабочего вещества, конечность объемов полостей, примыкающих к цилиндру, и фазовые переходы в течение рабочего цикла. Показана принципиальная возможность повышения на 25–30% массового расхода детандера при оптимизации геометрических параметров элементов выходного тракта и сохранении значения расчетного изотропного коэффициента полезного действия. Приведены результаты оценки интенсивности процессов теплообмена на различных участках рабочего цикла.*

**E-mail: borzenko@gunipt.spb.ru**

**Ключевые слова:** поршневой детандер, парожидкостной рабочий цикл, выхлопной тракт, колебания давления, численный эксперимент, оптимизация, реальность рабочего вещества, теплообмен, фазовые переходы, эффективность, массогабаритные показатели.

Работа машин объемного действия (МОД) сопровождается колебаниями давления в элементах газовых трактов, примыкающих к рабочему цилиндру. В поршневых компрессорах колебательные процессы в линии всасывания могут сопровождаться повышением производительности. Такой эффект достигается при акустическом наддуве ступени I сжатия, когда при определенном сочетании параметров всасывающего тракта (диаметра  $d$ , длины трубопровода  $l_{\text{тр}}$  и объема впускной полости  $V_{\text{в.п}}$ ) давление в цилиндре в момент закрытия всасывающих клапанов становится выше давления всасывания  $p_{\text{ц.1}} > p_{\text{вс}}$ . Это способствует увеличению массы всасываемого газа за цикл, а следовательно, и повышению производительности компрессора. Подобный эффект может быть достигнут и в поршневых детандерах при рациональном использовании колебаний давления в выпускном тракте.

На рис. 1 приведены схема детандерной ступени (штриховая кривая) и схематизированные процессы в цилиндре (штрих-пунктирная линия) и выпускной камере (сплошная кривая). За исходный принят рабочий цикл 1–2–3–4–5–6–1 в координатах  $p-\varphi$ , без колебаний давления в выпускной полости (штриховая) при объеме выпускной полости  $V_{\text{к}} \rightarrow \infty$ .

В соответствии с теорией поршневых детандеров, при наличии колебаний давления в выпускной полости массовый расход газа за один

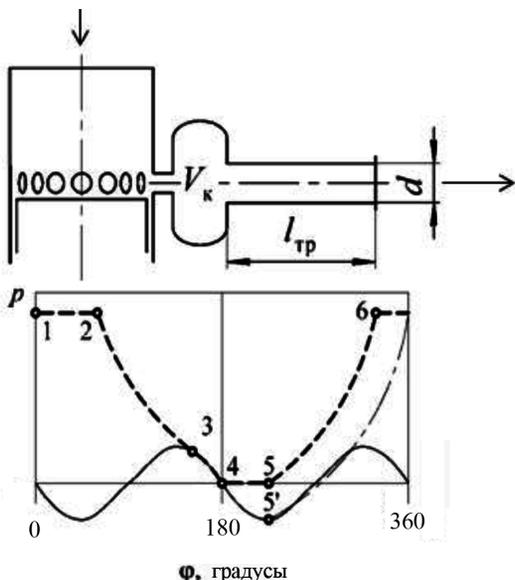


Рис. 1. Схематизация конструкции и рабочих процессов прямоточной ступени детандера

рабочий цикл ( $M_{ц}$ ) и в единицу времени ( $\bar{m}$ ) определяется уравнениями:

$$M_{ц} = M_3 - M_{5'} \approx M_2 - M_{5'} \quad (1)$$

и

$$\bar{m} = M_{ц}n, \quad (2)$$

где  $M_2$ ,  $M_3$  и  $M_{5'}$  — массы газа в цилиндре в процессе расширения ( $M_2 \approx M_3$ ) и в момент закрытия выхлопных окон ( $M_{5'}$ ) на обратном ходе поршня;  $n$  — частота вращения вала.

Предварительный расчетный анализ показал, что колебания давления на входе в детандер при продолжительности процесса наполнения  $\tau_{1-2} \sim C_2 = S_2/S_{ц} = \text{const}$  не приводят к существенному изменению отношений давления в процессах расширения ( $p_2/p_3$ ) и выхлопа ( $p_3/p_4$ ) и масс газа в точках 3 и 5 рабочего цикла, а следовательно, не способствуют заметному изменению массового расхода  $\bar{m}$  и конечной температуры газа  $T_k$  за детандером.

В случае колебаний давления в выпускном тракте картина меняется качественно: при определенных сочетаниях длины  $l_{тр}$  и диаметра  $d$  выпускного трубопровода и объема выпускной камеры  $V_k$  можно добиться выполнения условия  $p_{5'} \ll p_k$ . При одинаковой продолжительности процесса наполнения массы газа в точках 2 и 3 рабочего цикла сохраняются ( $M_2 \approx M_3 = \text{const}$ ), а масса газа, остающаяся в цилиндре в конце процесса вытеснения, снижается до  $M_{5'} = f(p_{5'} \downarrow)$ , что ведет к увеличению производительности детандера  $\bar{m} = (M_3 - M_{5'} \downarrow)n$  и

отношения давлений в процессе выхлопа  $p_3/p_{5'}$  при сохранении отношения давлений  $p_2/p_3$  в процессе расширения.

В качестве объекта исследования выбран поршневой парожидкостный детандер, содержащий прямоточную ступень с самодействующим впускным клапаном и с золотником на выхлопе. В седле впускного клапана установлены толкатели, срабатывающие в случаях существенного понижения давления рабочего вещества в начале процесса обратного сжатия  $p_{5'}$ . Исследуемый детандер выполнен на форсированной по средней скорости поршня высокооборотной базе 6У0.5, использование которой априори способствует улучшению удельных массогабаритных показателей агрегата. Указанные в табл. 1 основные параметры детандера  $p_n$ ,  $p_k$ ,  $T_n$  и  $m$  приняты идентичными паспортным параметрам турбодетандера ДГ-1/0.4, входящего в состав ВРУ К-0.25. Мощность, передаваемая на вал турбодетандера (вращающийся с частотой 150 тыс. об/мин), безвозвратно теряется в масляном тор-

Таблица 1

**Геометрические и режимные параметры парожидкостного детандера  
Дж-6У0.5-5-0.6 (Рабочее вещество – воздух)**

Параметр	Обозначение, ед. измерения	Значение
Диаметр цилиндра	$D_{ц}$ , мм	34
Ход поршня	$S_{п}$ , мм	98
Относительный ход поршня в процессе наполнения	$C_2 = S_2/S_{п}$	0,246
Относительное мертвое пространство	$a$ , %	22
Частота вращения вала	$n$ , об/мин	1500
Средняя скорость поршня	$c_{п} = 2Sn$ , м/с	4,9
Начальное давление	$p_n$ , МПа	5
Конечное давление	$p_k$ , МПа	0,6
Начальная температура	$T_n$ , К	168
Начальная энтальпия	$h_n$ , кДж/кг	365,08
Конечная энтальпия при изоэнтропном расширении	$h_s$ , кДж/кг	306,85
Конечная температура при изоэнтропном расширении	$T_{к.с}$ , К	90,7
Коэффициент интенсивности теплообмена	$K_{ст}$	0,5
Перемещение пластины /толкателя впускного клапана	$h_{кл}/h^*$	0,8/0,5
Зазоры в закрытом клапане и уплотнении поршня	$\delta_{усл}$ , мкм	0
<b>Интегральные параметры детандера на номинальном режиме работы</b>		
Массовый расход рабочего вещества	$m$ , кг/ч	1400
Мощность, передаваемая на вал ( $N_b = N_{инд}\eta_{мех}$ )	$N_b$ , кВт	18,5
Конечная температура рабочего вещества	$T_k$ , К	$T_k = T_{к.с}$
Изоэнтропный КПД герметичной ступени	$\eta_s$	0,88

возможном устройстве, что следует отнести к недостаткам турбодетандера данного конструктивного исполнения.

Большинство существующих математических моделей рабочих процессов МОД и созданных программ расчета основаны на допущении об идеальности рабочего вещества. В данном случае в условиях отрицательной начальной температуры газа  $T_n$  и высокого давления газа на входе в детандер  $p_n$  начальная плотность реального рабочего вещества (воздуха) отличается от аналогичного параметра для идеального газа в 1,3 раза. В связи с этим для анализа рабочих процессов в элементах детандера Дж-6У0.5-5-0.6 была использована универсальная прикладная программа КОМДЕТ-М [1], предусматривающая возможность расчетного исследования компрессорных (КОМ) и детандерных (ДЕТ) ступеней на стадии проектирования. В программе учитываются реальные свойства рабочего вещества, колебания давления во входном и выходном трактах и фазовые переходы на отдельных участках цикла.

На первом этапе численного эксперимента была поставлена задача: проанализировать корректность использования упрощенных математических моделей (рабочее вещество — идеальный газ) при изучении колебательных процессов в выпускном тракте парожидкостных детандеров. Полученные результаты приведены в табл. 2 и на рис. 2 и 3.

В результате анализа авторы выявили следующее:

1. При допущении об идеальности газа при заданных режимных параметрах не наблюдается фазовых переходов в течение всего рабочего цикла.

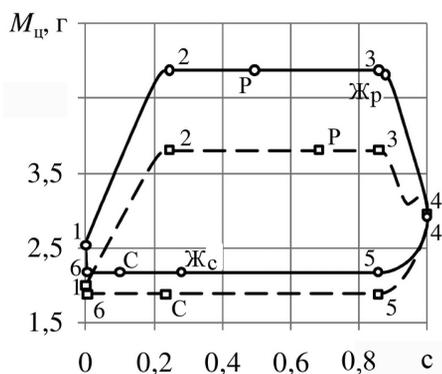
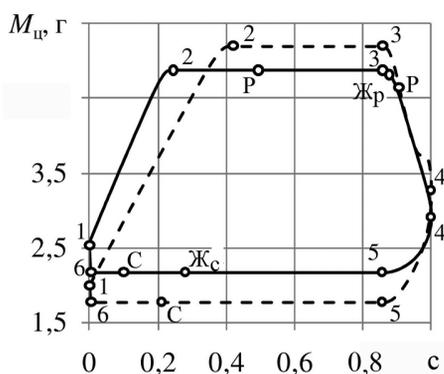
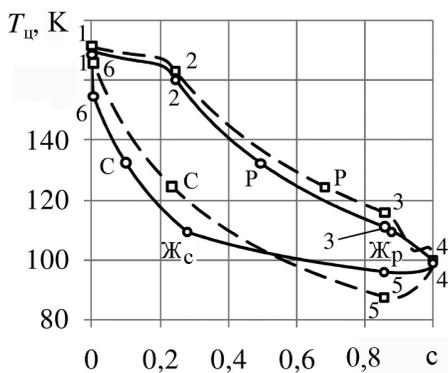
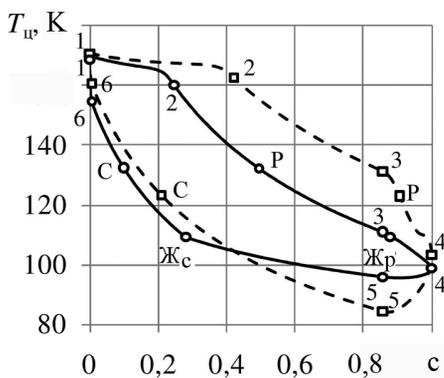
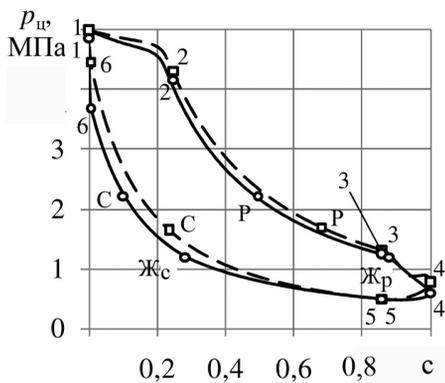
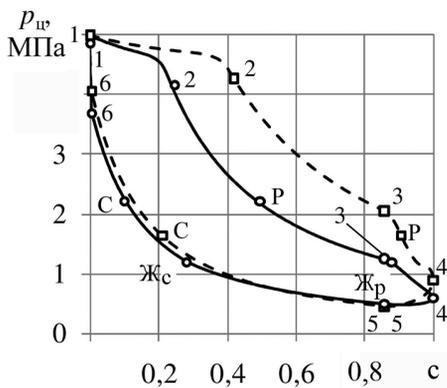
2. При учете реальности газа на участках цикла “ж<sub>р</sub>–4–5–ж<sub>с</sub>” степень сухости рабочего вещества  $x < 1$ . В точке ж<sub>р</sub> процесса расширения 2–ж<sub>р</sub>–3 рабочее вещество с массой  $M_3$  начинает переходить из газового состояния в парожидкостное. За время процессов выхлопа и вытеснения масса  $M_3$  уменьшается до значения  $M_{5'} < M_3$ , а степень сухости достигает минимального значения ( $x \rightarrow x_{\min}$ ). В точке ж<sub>с</sub> процесса сжатия 5–ж<sub>с</sub>–6 заканчивается обратный фазовый переход рабочего вещества  $M_{5'}$  из парожидкостного состояния в газообразное, т.е. к началу открытия впускного клапана рабочее вещество в цилиндре находится в газообразном состоянии.

3. При заданной жесткости и одинаковом предварительном натяге пружин впускного клапана  $h_0 = 3$  мм (см. табл. 2, варианты В1 и В3) допущение об идеальности рабочего вещества приводит к резкому увеличению (в 1,71 раза) относительного хода поршня в процессе наполнения  $C_2 = S_2/S_n$  (см. рис. 2, 3), что влечет за собой изменение номера гармоник колебаний давления в выпускном тракте ( $N_{\text{г-гарм}}$ ), амплитуды колебательных процессов (А) и практически всех интегральных параметров детандера:  $m$ ,  $N_{\text{инд1}}$ ,  $T_k$ ,  $\eta_s$  и др.

Таблица 2

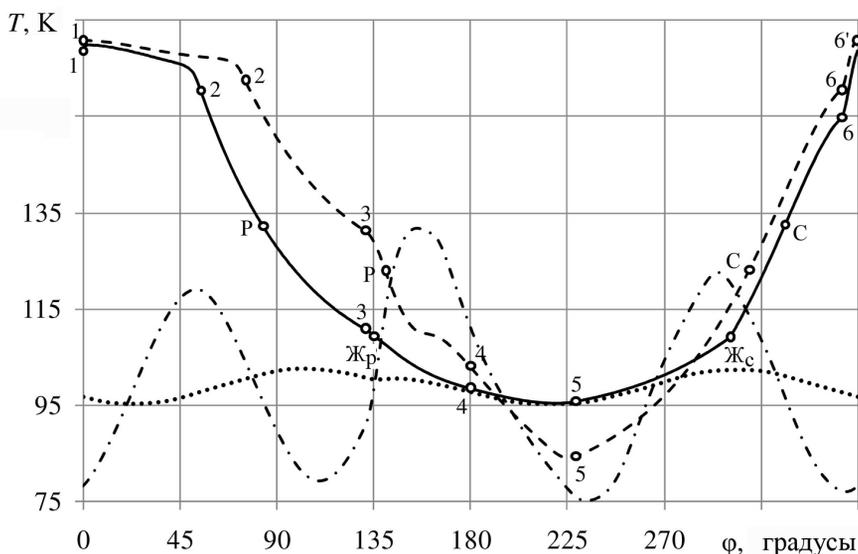
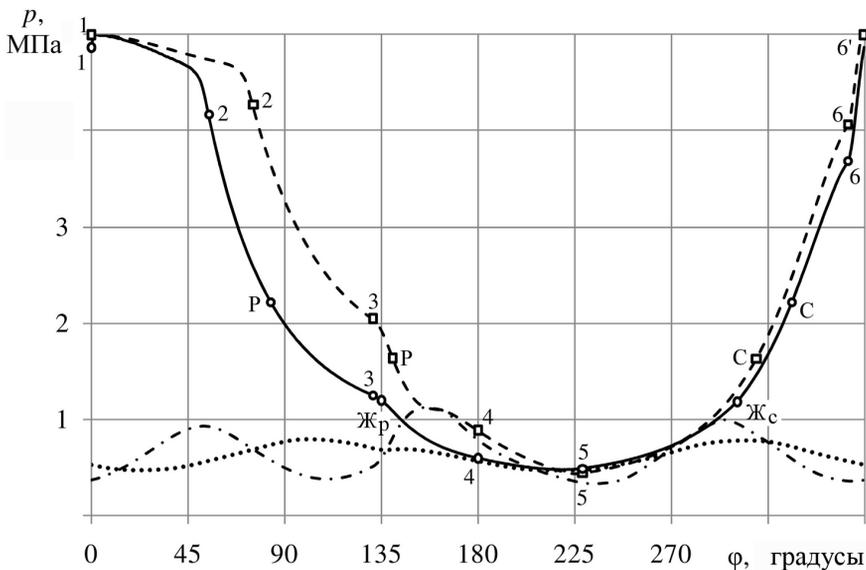
Параметры детандера Дж-6У0.5-5-0.6 при заданных режиме работы, свойствах рабочего вещества и геометрии выпускного тракта ( $V_{\text{вып}} = 200\%$ ,  $L_{\text{тр.вып}} = 295$  мм,  $d_{\text{тр.вып}} = 20$  мм)

Параметр	Ед. измерения	Свойства рабочего вещества (воздух)		
		Идеальный газ		Реальный газ
№ варианта	–	B1	B2	B3
$h_0$	мм	3	2,08	3
№ гармоники	–	3	3	2
$C_2$		0,4208	0,2460	0,2460
$C_3/C_5$		0,8577/0,8571		
$C_6$		0,0050		
$p_1$	МПа	5,000	5,000	4,864
$T_1$	К	170,8	171,6	168,7
$T_k \geq T_{k.s}$		$107,4 - (T_k > T_{k.s}) - 90,7$	$99,0 - (T_k > T_{k.s}) - 90,7$	$98,68 - (T_k = T_{k.s}) - 98,68$
$p_2$	МПа	4,271	4,312	4,167
$T_2$	К	162,6	163,3	160,4
$p_3$	МПа	2,049	1,320	1,253
$T_3$	К	131,3	115,7	111,0
$p_4$	МПа	0,891	0,778	0,596
$T_4$	К	103,1	99,8	98,6
$p_5$	МПа	0,446	0,489	0,488
$T_5$	К	84,4	87,3	95,9
$p_6$	МПа	4,064	4,457	3,682
$T_6$	К	160,6	166,0	154,8
$M_3$		5,208	3,807	4,881
$M_5$	г	1,765	1,873	2,166
$\Delta M_{3-5}$		3,443	1,934	2,715
$m_1$	кг/ч	309,81	174,06	244,4
$V_{н.у}$	нм <sup>3</sup> /мин	4,2869	2,4085	3,3802
$N_{\text{инд.1}}$	кВт	5,186	3,305	3,491
$\frac{\Delta h_{н-к}}{\Delta h_{н-к.S}}$	кДж/кг	–	–	51,36/58,22
$\eta$	–	0,784( $\eta_r$ )	0,892( $\eta_r$ )	0,882( $\eta_s$ )
$x_d$	–	–	–	0,945
$Q_{ц.ср}$	Дж	–1,3463	–0,5504	+0,2098



**Рис. 2. Свернутые индикаторные диаграммы детандера Дж-6У0.5-5-0.6:**

--- табл. 2, В1; -.-.- табл. 2, В2; — табл. 2, В3



**Рис. 3. Развернутые индикаторные диаграммы детандера Дж-6У0.5-5-0.6:**

--- цилиндр; - - - - - выпускная полость (табл. 2, В1); — цилиндр; .....  
 — выпускная полость (табл. 2, В3)

4. Сравнение вариантов исполнения ступеней детандера при постоянном относительном ходе поршня в процессе наполнения  $C_2 = 0,246$  (см. табл. 2, варианты В2 и В3) показывает, что и в этом случае допущение об идеальности рабочего вещества приводит к существенным количественным и качественным изменениям параметров детандера (см. рис. 2 и 3). В частности, наряду с изменением номера гармоники и амплитуды колебаний давления и температуры положительное при реальном рабочем веществе среднее значение подведенной за цикл

теплоты ( $Q_{ц,ср} = +0,2098$  Дж) при идеальном рабочем веществе меняется по величине и знаку и сопровождается значительным изменением интегральных параметров.

Таким образом, использование математических моделей, основанных на допущении об идеальности рабочего вещества, не гарантирует достоверности результатов расчета текущих и интегральных параметров парожидкостных детандеров и сделанных на их основе выводов.

Исходя из этого, приведенные далее результаты численного эксперимента были получены с помощью модернизированной прикладной программы КОМДЕТ-М, учитывающей реальные свойства газа в рабочей камере и в примыкающих к ней элементах ступени, колебательные процессы во впускном и выпускном трактах и фазовые переходы на отдельных участках рабочего цикла.

В общем случае частота и амплитуда колебаний давления в выпускном тракте зависят от свойств криоагента, режима работы детандера ( $p_n, p_k, T_n, n$ ), геометрических параметров выпускного тракта ( $V_k, L_{тр.вып}, d_{тр.вып}$ ) и продолжительности процесса наполнения. С учетом отмеченных факторов в ходе численного эксперимента дискретно изменялся один из трех указанных параметров выпускного тракта при сохранении остальных параметров постоянными. При заданном режиме работы детандера (см. табл. 1) с учетом номинальной силы принятой при проектировании базы  $P_6 = 0,5$  т максимально возможный диаметр цилиндра был принят равным  $D_{ц} = 34$  мм.

Воспользовавшись эмпирической зависимостью

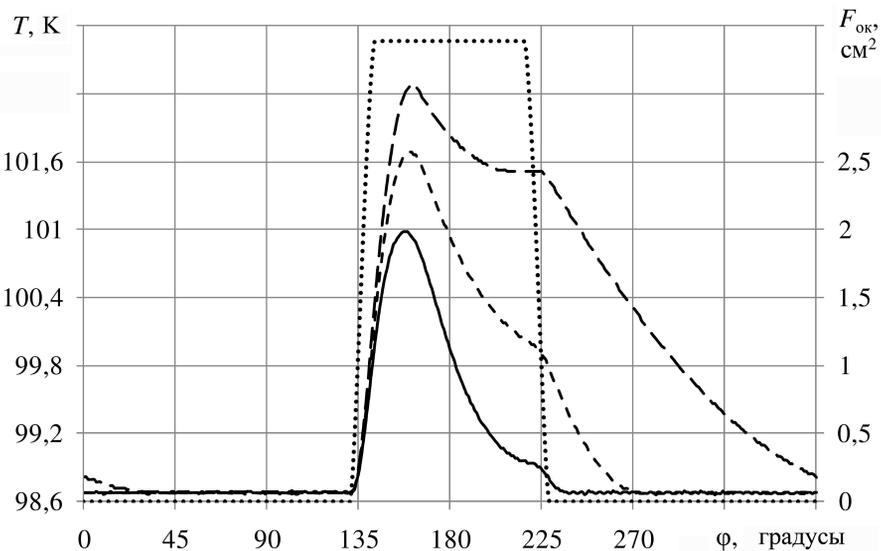
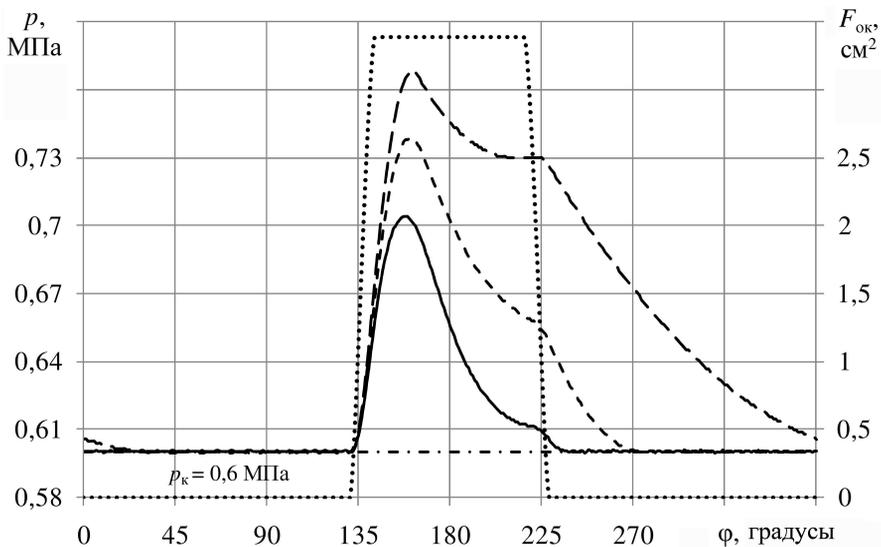
$$0,4D_{ц} \leq d_{тр.вх(вых)} \leq 0,6D_{ц}, \quad (3)$$

предложенной в работе [2], при  $L_{тр.вып} = 0$  находим близкий к оптимальному диаметр выходного патрубка ступени детандера  $d_{тр.вып} = 20$  мм, при котором текущее давление в выхлопной камере в момент закрытия выхлопных окон становится равным заданному конечному давлению  $p_5 \approx p_k$  (рис. 4).

Выполненный авторами статистический анализ показал, что в существующих конструкциях МОД соотношение объема цилиндра  $V_h$  и примыкающих к нему полостей  $V_{пол}$  лежит в диапазоне  $V_{пол} / V_h = 50 \dots 500$  %.

Данные рекомендации учитывались в ходе планирования и проведения второго этапа численного эксперимента, целью которого являлось:

1. Изучение влияния объема выпускной полости на частоту и амплитуду колебаний давления и температуры в выпускном тракте детандера и их взаимосвязи с текущими и интегральными параметрами детандера.



**Рис. 4. Текущие параметры рабочего вещества в выпускной полости парожидкостного детандера Дж-6У0.5-5-0.6 (воздух — реальный;  $V_{\text{вып.п}} = 200\%$ ;  $L_{\text{вып.тр}} = 0$ ;  $d_{\text{вып.тр}} \neq \text{const}$ ):**  
 ---- —  $d_{\text{тр}} = 10$  мм; --- —  $d_{\text{тр}} = 15$  мм; — — — —  $d_{\text{тр}} = 20$  мм; ..... —  $F_{\text{ок}}$ ; - - - - —  $p_k = 0,6$  МПа

2. Обоснование рекомендаций по оптимальному проектированию элементов выпускного тракта детандеров с парожидкостным рабочим циклом.

При отрицательной температуре газа на входе в детандер  $T_{\text{н}} = -105^\circ\text{C}$  (168 К) и заданных начальном и конечном давлениях (см. табл. 1) на отдельных участках рабочего цикла возникают фазовые превращения, связанные с переходом рабочего вещества из газового

состояния в парожидкостное и обратно и характеризующиеся текущим ( $x$ ) или интегральным ( $x_d$ ) значением степени сухости рабочего вещества. В табл. 3 приведены результаты численного анализа работы прямоточной детандерной ступени с объемом входной полости  $V_{вх} \rightarrow \infty$  и с конечным объемом  $V_k$  выпускной камеры, который варьировался в диапазоне  $V_{пол}/V_h = 50 \dots 500\%$  при постоянных диаметре  $d_{вых}$  и длине  $L_{вып.тр}$  выпускного трубопровода. Ступень укомплектована самодействующим нормально открытым впускным клапаном с вмонтированными в седло толкателями, срабатывающими в случаях существенного понижения текущего давления рабочего вещества в начале процесса обратного сжатия ( $p_{5'} \ll p_k$ ), обусловленного колебательными процессами в выпускном тракте детандера.

Анализ результатов численного эксперимента, приведенных в табл. 3, позволяет сделать следующие выводы:

1. При заданных в табл. 1 режимных параметрах и свойствах рабочего вещества его конечная температура на выходе парожидкостного детандера остается постоянной и равной  $T_k = T_{к.с}$  во всем рассмотренном диапазоне соотношений объемов выпускной полости ( $V_{вып}$ ) и цилиндра ( $V_h$ ).

2. При различных сочетаниях  $d_{вых}$ ,  $L_{вып.тр}$  и  $V_{вып}$  возможно существование ряда вариантов исполнения выпускного тракта, близких к оптимальному, при гармониках колебаний, различающихся по частоте и амплитуде.

Оптимальным вариантам выпускного тракта, помеченным звездочкой, как и предполагалось, соответствуют минимальные давления в цилиндре в момент закрытия выхлопных окон  $p_5 = 0,5^{\pm 0,1}$  МПа при выполнении условия  $p_5 \ll p_k = 0,6$  МПа.

В настоящем исследовании при  $C_2 = 0,246$ ,  $L_{вып.тр} = 295$  мм и  $d_{вых} = 20$  мм оптимальными можно считать варианты с относительным объемом выпускной полости  $V_{вып} = 75\%$  ( $N_{г.с} = 3$ ) и  $200\%$  ( $N_{г.с} = 2$ ), в которых достигается максимальный изоэнтропный КПД  $\eta_S = \Delta h_{н-к} / \Delta h_{н-к.с} = 0,88$  в сочетании с максимальным расходом рабочего вещества  $\dot{m} = 241^{\pm 3}$  кг/ч, превышающим на  $21,9\%$  массовый расход детандера при отсутствии колебаний давления в выпускном тракте (см. табл. 3, столбец  $V_{вып} = \infty$ ).

В оптимальных вариантах снижение давления в точке 5 рабочего цикла  $p_5 \downarrow$  влечет за собой незначительное уменьшение величины  $h_k \downarrow$ , что приводит к приращению разности энтальпий  $\uparrow \Delta h_{н-к} = h_n - h_k \downarrow$  и, соответственно, к увеличению изоэнтропного КПД детандера  $\eta_S$  (на  $3,9\%$ ) по сравнению с вариантом без колебаний давления на входе и выходе ступени.

Параметры парожидкостного детандера Дж-6У0.5-5-0.6V при колебаниях давления в выпускной полости переменного объема ( $p_n = 5$  МПа,  $p_k = 0,6$  МПа,  $T_n = 168$  К,  $n = 25$  с<sup>-1</sup>,  $C_3 = C_5 = 0,8577$ ,  $L_{\text{вып.тр}} = 295$  мм,  $d_{\text{вых}} = 20$  мм)

Параметр	Ед. измерения	Объем выпускной полости $V_{\text{вып.}}$ , %								
		$V_{\text{вып.}} = \infty$	50	75*	100	200*	300	400	500	
$Z_{\text{итераций}}$	-	40	20 (шаг расчета → 0,1 градуса)							
$N_{\text{гармоники}}$		-	4	3	3	2	2	2	2	
$p_1$	МПа	5,001	4,972	4,910	5,000	4,864	5,002	5,004	5,000	
$T_1$	К	169,4	169,5	169,0	170,1	168,7	170,5	169,5	169,4	
$T_{\text{ст}}$		133,3	134,5	132,2	131,1	132,4	135,0	133,9	-	
$T_k = T_{k.s}$		98,68								
$C_6$	-	0,0149	0,0050			0,0536		0,0233	0,0161	
$C_2 \approx \text{const}$		0,2460	0,2460	0,2452	0,2452	0,2460	0,2444	0,2460	0,2460	
$p_2$	МПа	4,178	4,177	4,181	4,178	4,167	4,180	4,174	4,174	
$T_2$	К	160,2	160,4	160,5	160,5	160,4	160,8	160,2	160,2	
$p_3$	МПа	1,255	1,252	1,251	1,251	1,253	1,248	1,253	1,254	
$T_3$	К	110,8	110,9	110,9	111,0	111,0	111,0	110,8	110,8	
$p_4$	МПа	0,601	0,647	0,786	0,791	0,596	0,760	0,659	0,638	
$T_4$	К	98,7	99,7	102,6	102,7	98,6	102,1	100,0	99,6	
$p_5$	МПа	0,624	0,520	0,507	0,590	0,488	0,739	0,647	0,628	
$T_5$	К	99,2	96,7	96,4	98,5	95,9	101,7	99,8	99,3	
$p_6$	МПа	4,740	3,990	3,855	4,737	3,682	4,737	4,738	4,740	
$T_6$	К	166,7	158,5	156,9	167,4	154,8	167,7	166,8	166,8	
$V_{n,y}$	мм <sup>3</sup> /МИН	2,7723	3,2406	3,2943	2,9005	3,3802	2,2042	2,6642	2,7531	
$M_3$	г	4,909	4,892	4,883	4,876	4,881	4,855	4,907	4,908	
$M_5$		2,682	2,289	2,236	2,546	2,166	3,085	2,766	2,697	
$\Delta M_{3-5}$		2,183	2,603	2,647	2,330	2,715	1,770	2,141	2,211	
$m_{1,ц}$	кг/ч	200,45	234,31	238,19	209,72	244,4	159,37	192,63	199,06	
$h_n/h_{k.s}$	кДж/кг	365,08/306,86								
$\Delta h_{n-k.s}$		58,22								
$h_k$		315,68	314,10	313,58	315,37	313,72	317,96	316,33	316,06	
$\Delta h_{n-k}$	49,40	50,98	51,50	49,71	51,36	47,12	48,75	49,02		
$Q_{д.1}$	кВт	2,751	3,318	3,408	2,896	3,487	2,086	2,608	2,710	
$N_{\text{инд.1}}$		2,741	3,323	3,398	2,901	3,491	2,052	2,605	2,715	
$\Delta p_{\text{вып.п}}$	МПа	-	0,24	0,54	0,36	0,32	0,34	0,15	0,105	
$\eta_S$	-	0,849	0,876	0,885	0,854	0,882	0,809	0,837	0,842	
$X_d$		0,956	0,947	0,944	0,955	0,945	0,970	0,960	0,959	
$Q_{1-2} = Q_{\text{нап}}$	Дж	-0,57	-0,55	-0,59	-0,61	-0,59	-0,55	-0,56	-	
$Q_{2-3} = Q_{\text{расш}}$		0,0765	0,1004	0,0480	0,0223	0,0507	0,1070	0,0899	-	
$Q_{3-4} = Q_{\text{выхл}}$		0,2462	0,2584	0,2439	0,2309	0,2384	0,2633	0,2523	-	
$Q_{4-5} = Q_{\text{выг}}$		0,2285	0,2269	0,2199	0,2178	0,2110	0,2547	0,2368	-	
$Q_{5-6} = Q_{\text{сжат}}$		0,2772	0,3540	0,3195	0,2205	0,3338	0,2763	0,2871	-	
$Q_{6-1} = Q_{\text{впуск}}$		-0,09	-0,03	-0,04	-0,05	-0,03	-0,19	-0,11	-	
$Q_{ц.ср}$		0,1729	0,3518	0,2044	0,0322	0,2098	0,1590	0,1969	-	

3. Холодопроизводительность детандера  $Q_d = m \uparrow \cdot \Delta h_{n-k} \uparrow$  при колебаниях давления в выпускном тракте с оптимальными геометрическими размерами в рассматриваемых случаях возрастает на 24 % ( $N_{\text{гарм}} = 3$ ) и на 27 % ( $N_{\text{гарм}} = 2$ ).

4. При заданной геометрии выпускного тракта ( $L_{\text{вып.тр}}$  и  $d_{\text{вып.тр}} = \text{const}$ ) по мере увеличения объема выпускной полости снижается амплитуда колебаний давления  $\Delta p = f(V_{\text{вып}})$ , а следовательно, и уровень вибраций детандерного агрегата и его комплектующих узлов. Вместе с тем рост объема  $V_{\text{вып}}$  сопровождается увеличением внутренней теплообменной поверхности выпускной полости, что негативно отражается на температуре рабочего вещества на выходе детандера.

5. Самодействующий впускной клапан ступени детандера, работающей в условиях интенсивных колебаний давления в выпускном тракте, должен комплектоваться толкателями, обеспечивающими работоспособность ступени при переменных давлениях  $p_5 < p_k$  в процессе обратного сжатия.

6. Расчетная индикаторная мощность отдельного ряда детандера при  $V_{\text{вып}} = 200\%$  составляет  $N_{\text{инд.1}} = 3,5$  кВт. Поэтому при шестирядной базе индикаторная мощность исследуемого детандера будет равна  $N_{\text{инд.д}} = 21$  кВт, что примерно вдвое меньше расчетной нагрузки базы БУ0,5. Следовательно, при увеличении относительного хода поршня в момент закрытия впускного клапана до рекомендуемых значений  $C_{2,\text{max}} \leq 0,5$  массовый расход воздуха через исследуемый парожидкостный детандер может быть увеличен примерно вдвое при сохранении конечной температуры рабочего вещества  $T_k = T_{k,s}$  и гарантии минимального изобарного КПД на уровне  $\eta_s = 0,72 \dots 0,75$ .

Научный интерес, на взгляд авторов, представляют результаты оценки интенсивности процессов теплообмена в цилиндре парожидкостного детандера на отдельных участках рабочего цикла. При анализе приведенных на рис. 5 расчетных зависимостей необходимо учитывать следующие факторы:

- скорости обтекания газом внутренних поверхностей цилиндра практически одинаковы в детандерах различного исполнения, поскольку определяются заданным значением критерия скорости потока газа  $M \sim f(c_{\text{п}} F_{\text{п}} / F_{\text{ш}})$ , имеющего довольно узкий диапазон значений:  $0,1 \leq M \leq 0,2$ ;

- максимальная условная скорость газа ( $W_{\text{усл}} \approx 25 \dots 30$  м/с, см. рис. 5, б) наблюдается в момент закрытия впускного клапана, когда сечение щели клапана  $F_{\text{ш}}$  при  $\varphi_2 \approx 55^\circ$  становится близким к нулю; на остальных участках рабочего цикла скорости газа снижаются и лежат в диапазоне от 5 до 14 м/с.

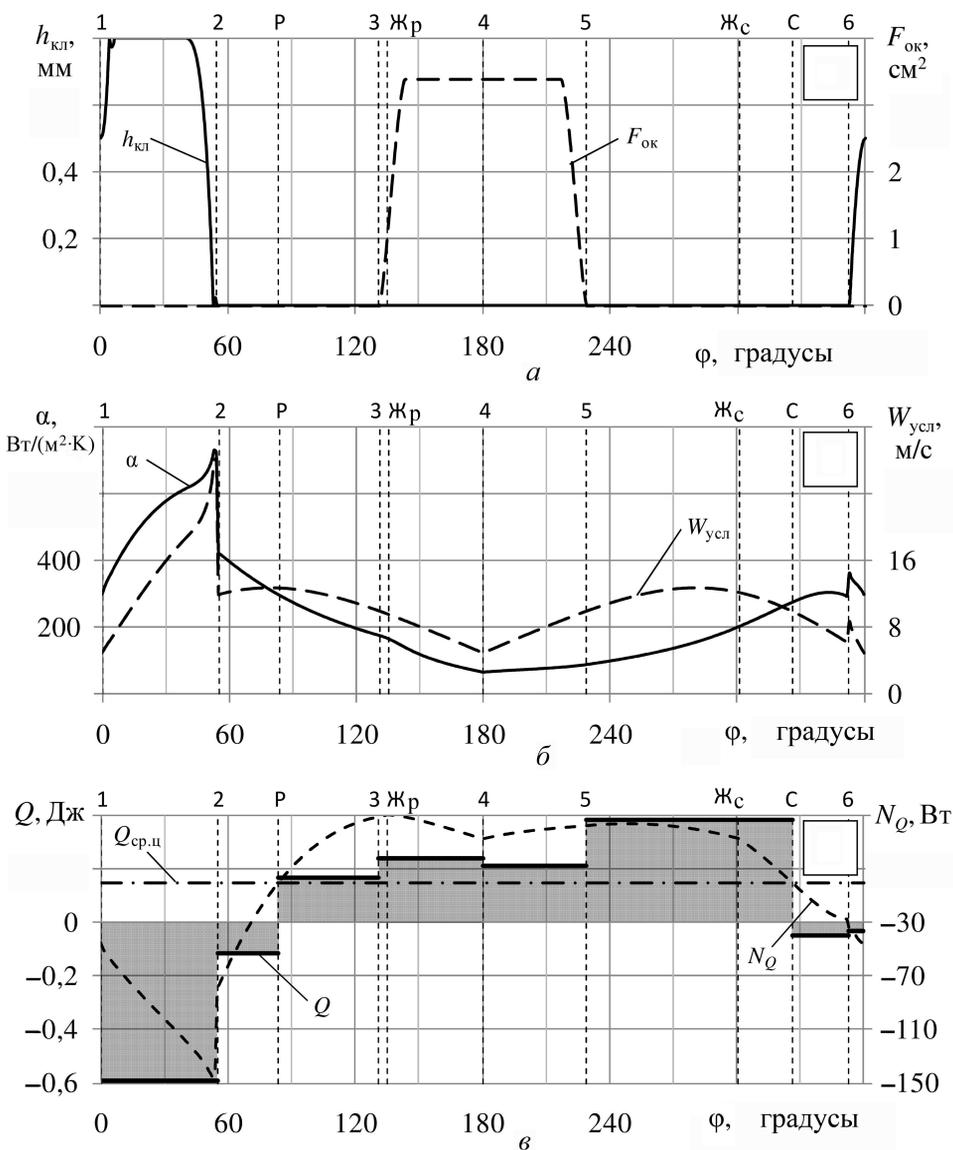


Рис. 5. Теплообмен в ступени детандера Дж-6У0.5-5-0.6 (табл. 2, В3)

- усредненный по внутренней поверхности цилиндра текущий коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  изменяется аналогично переменной по углу поворота вала  $\varphi$  условной скорости газа  $W_{\text{усл}} = f(\varphi)$ . Отсюда следует, что при соблюдении условия  $M \approx \text{const}$  коэффициент теплоотдачи  $\alpha$  слабо зависит от частоты вращения вала;

- время контакта рабочего вещества со стенками цилиндра обратно пропорционально частоте вращения вала  $\tau = 1/n$ , в то время как отношение продолжительности любого из процессов к времени цикла независимо от частоты вращения вала остается неизменным.

Совокупность указанных факторов предопределяет интенсивность процессов теплообмена на отдельных участках цикла (см. табл. 3 и рис. 5, в) и объясняет причины снижения влияния теплообмена на тепловые и интегральные параметры парожидкостного детандера по мере увеличения частоты вращения вала.

Обобщая результаты выполненного численного эксперимента, можно сделать следующие выводы:

1. Рабочий цикл парожидкостного поршневого детандера при отрицательной начальной температуре криоагента характеризуется фазовыми переходами из газового состояния в парожидкостное в процессах расширения-выхлопа и обратным фазовым переходом в процессах вытеснения-сжатия.

2. Характерной особенностью парожидкостных поршневых детандеров является постоянство конечной температуры рабочего вещества ( $T_k = T_{k.s}$ ) при различной продолжительности процесса наполнения.

3. Колебания давления в выпускном тракте поршневого парожидкостного детандера могут быть использованы для повышения на 25...30% массового расхода криоагента при сохранении изоэнтروпного КПД на уровне, соответствующем номинальному режиму работы детандера.

4. При различных сочетаниях объема выпускной полости, длины и диаметра выпускного трубопровода возможно существование ряда вариантов исполнения выпускного тракта, близких к "оптимальному" при гармониках колебаний, различающихся по частоте и амплитуде.

5. Обоснование оптимальных геометрических параметров выхлопного тракта следует проводить на основе анализа результатов численного эксперимента, базирующегося на апробированных прикладных программах расчета, учитывающих реальные свойства рабочего вещества, конечность объемов присоединенных к цилиндру полостей и возможность прямых и обратных фазовых переходов в течение цикла.

6. Парожидкостные поршневые детандеры на базе 6У0.5-98-1500 при параметрах, приведенных в табл. 1, и  $C_2 \rightarrow 0,5$  будут иметь следующие технико-экономические показатели: массовый расход воздуха  $m = 3000$  кг/ч,  $T_k = T_{k.s}$ , индикаторную мощность  $N_{инд} \approx 40$  кВт и изоэнтропный КПД  $\eta_S = 0,72 \dots 0,75$ .

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прилуцкий И. К., Прилуцкий А. И., Иванов Д. Н., Арсеньев И. А. Программа КОМДЕТ (Инструкция пользователю). Метод. указания. – СПб.: СПбГУНиПТ, 2009.
2. Оптимизация рабочих циклов, конструкций ступеней и комплектующих узлов компрессорных и расширительных машин объемного действия / И.К. Прилуцкий, А.И. Прилуцкий, Д.Н. Иванов и др. / Под ред. проф. Прилуцкого И.К. Метод. указания. – СПб.: СПбНИУ ИТМОИХиБТ, 2012. – 58 с.

Статья поступила в редакцию 27.06.2012