УДК 621.51

Влияние промежуточного давления на работу двухступенчатого поршневого компрессора (компрессора общего назначения)

А. В. МОЛОСТОВ
vka@mail.ru
Военно-космическая академия имени А. Ф. Можайского

В работе приведены результаты численного исследования поршневого двухступенчатого компрессора 2ВМ2,5–14/9. Математическое моделирование учитывало влияние переменного диаметра поршня (цилиндра) в диапазоне от 160 до 230 мм и относительного мертвого пространства в диапазоне от 0,08 до 0,80. Исследование проведено на базе апробированной программы «КОМДЕТ-ВКА». При численном анализе в качестве рабочего вещества принят воздух. Доказано, что основным критерием при выборе величины промежуточного давления следует считать условие достижения минимума и примерного равенства температур нагнетаемого газа по ступеням.

Ключевые слова: поршневой компрессор, отношение давлений, численное исследование, диаметр цилиндра, относительное мертвое пространство.

Информация о статье:
Поступила в редакцию 28.01.2022, принята к печати 16.02.2022
DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-44-52
Язык статьи — русский
Для цитирования:
Молостов А. В. Влияние промежуточного давления на работу двухступенчатого поршневого компрессора (компрессора общего назначения) // Вестник Международной академии холода. 2022. № 1. С. 44–52. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-44-52

The effect of intermediate pressure on the operation of a two-stage reciprocating compressor (general purpose compressor)

A. V. MOLOSTOV
vka@mail.ru
A. F. Mozhaysky Military-Space Academy

The paper presents the results of a numerical study of 2VM2.5–14/9 two-stage reciprocating compressor. Mathematical modeling took into account the influence of a variable diameter of the piston (cylinder) in the range from 160 to 230 mm and relative dead space in the range from 0.08 to 0.80. The study was carried out on the basis of the field proven COMDET-VKA software. In the numerical analysis, air was taken as the working substance. It is proved that the condition for achieving a minimum and approximate equality for the temperatures of the gas injected in steps should be considered to be the main criterion for choosing the value of the intermediate pressure.

Keywords: piston compressor, pressure ratio, numerical study, cylinder diameter, relative dead space.

Article info:
Received 28/01/2022, accepted 16/02/2022
DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-44-52
Article in Russian
For citation:
Molostov A. V. The effect of intermediate pressure on the operation of a two-stage reciprocating compressor (general purpose compressor). *Journal of International Academy of Refrigeration.* 2022. No 1. p. 44–52. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-44-52

Введение

В настоящее время, в отрасли компрессоростроения превалирует подход, предусматривающий создание на конкретном предприятии параметрического ряда поршневых компрессоров, основой которого является базовый компрессор общего назначения. Базовый компрессор работает на воздухе при давлении нагнетания 0,9…1,3 МПа. На данном компрессоре отрабатываются узлы механизма движения, элементы систем смазки и ох-

лаждения, органы газораспределения ступеней низкого давления, которые предопределяют эффективность и надежность работы не только базового компрессора, но и создаваемых на его основе модификаций воздушных и газовых компрессоров с различной производительностью и давлением нагнетания [1].

Базовый компрессор выполняется на многорядной ($2 \le z_p \le 6$) базе и содержит две ступени сжатия. Из теории поршневых компрессоров известно, что в идеальном многоступенчатом компрессоре, у которого относительные мертвые пространства a равны нулю и температуры газа на всасывании $T_{вс}$ всех ступеней сжатия одинаковы, минимум затрат мощности N на сжатие и перемещение 1 м^3 газа достигается при равенстве отношений давлений П по ступеням [2]–[4]. В реальных конструкциях эти условия не выполняются, поскольку из-за недоохлаждения в промежуточном холодильнике температура газа на всасывании 2-й ступени $T_{вс.\ II}$ становится выше, чем на 1-й ступени $T_{вс.\ I}$.

Учитывая данное обстоятельство, с целью достижения примерно одинаковых и минимально возможных температур нагнетаемого газа на выходе каждой ступени отношение давлений в первой ступени $П_I$ обычно увеличивают по сравнению со второй — $П_{II}$ [5]. При обеспечении производительности компрессора, указанной в техническом задании на проектирование $V_к$=const, повышению $П_I$ сопутствует увеличение диаметра цилиндра 1-й ступени D_I. Поэтому возрастают металлоемкость компрессора, газовые и инерционные нагрузки на механизм движения, скорости течения газа и газодинамические потери в клапанах. В случае же сохранения D_I=const по мере роста $П_I$ снижается производительность компрессора, поэтому в малорасходных компрессорах величину $П_I$ в ряде случаев занижают, изменяется тепловое состояние и эффективность его работы вследствие негативного влияния мертвого пространства 1-й ступени [6].

Таким образом, на стадии проектирования базового компрессора следует обосновать такую величину промежуточного давления $p_{пр}$, при котором обеспечивается заданная производительность компрессора, надежная работа органов газораспределения, требуемая долговечность уплотнительных узлов и минимальные удельные затраты мощности при допустимом уровне усилий по рядам и температур нагнетаемого газа по ступеням. Этой тематике посвящена работа [7].

Авторами работ [8, 9] рассматривается влияние неисправностей различного типа в многоступенчатом компрессоре, например: неплотности всасывающего или нагнетательного клапана, неплотность поршневого уплотнения, неплотность сальника штока, засорение всасывающего и нагнетательного клапанов.

В работе [10] установлено, что на производительность поршневого компрессора влияют, как климатические условия, засорения, так и высокая температура воздуха на входе в компрессор.

Зарубежные исследователи в работах [11]–[13] также рассматривают двухступенчатые поршневые компрессоры. Ученые [11] рассмотрели пути повышения производительности двухступенчатого воздушного поршневого компрессора, в работе [12] представлены результаты проектирования коленчатого вала поршневого компрессора с учетом моментов кручения и изгиба, в работе [13] приводится исследование влияния вибраций.

С учетом выше сказанного, целью настоящей работы является получение и расчетный анализ закономерностей качественного и количественного изменения затрат мощности на сжатие и перемещение 1 м^3 газа в 2-х ступенчатом поршневом компрессоре при переменном давлении между ступенями и выявление причин, предопределяющих эти закономерности.

Промежуточное давление $p_{пр}$ в общем случае зависит от соотношения объемов (диаметров) цилиндров 1 и 2 ступеней, от величины мертвого объема ступеней, условий теплообмена, углов запаздывания закрытия всасывающих и нагнетательных клапанов и ряда других факторов. Все это можно учесть, используя при расчетном анализе прикладную программу расчета, основанную на математическом моделировании рабочих процессов, протекающих в ступенях компрессора и влияющих друг на друга. Таким образом, при математическом моделировании использовалась программа «КОМДЕТ — ВКА» [14, 15].

Объект исследования

В качестве объекта исследования был выбран поршневой компрессор 2ВМ2,5–14/9 производства Краснодарского компрессорного завода, укомплектованный ленточными клапанами с повышенным эквивалентным сечением, представленный на рис. 1.

Поршневой компрессор 2ВМ2,5–14/9 выполнен на оппозитной базе М2,5, двухступенчатого сжатия, горизонтальный и крейцкопфный [16].

Результаты исследования

При численном исследовании рассматривались следующие возможные варианты конструктивного исполнения компрессора:

1. Относительное мертвое пространство 2-й ступени $a_{II} \ne$ const. Такой случай возможен при различных схемах размещения клапанов в составе ступеней и при использовании прокладок различной толщины.

Рис. 1. Поршневой воздушный компрессор 2ВМ2,5–14/9
Fig. 1. 2VM2.5–14/9 reciprocating air compressor

2. Диаметр цилиндра 2-й ступени $D_{II} \neq$ const при неизменном режиме работы компрессора, конструкции элементов ступеней и величинах относительных мертвых пространствах по ступеням, что характерно в случаях унификации цилиндров на компрессорах различного назначения.

3. Диаметр цилиндра 2-й ступени $D_{II} \neq$ const при одновременном изменении относительного мертвого пространства ступени a_{II}, что характерно при сохранении конструкции всасывающих и нагнетательных клапанов.

В ходе первого варианта численного эксперимента задавались дискретные значения a_{II} в диапазоне $0{,}08 \leq a_{II} \leq 0{,}80$, то есть $a_{II} \neq$ const при неизменном значении D_{II}=const. По окончании расчета каждого варианта исполнения компрессора программой «КОМДЕТ — ВКА» на печать выводилась информация в цифровой и графической форме о текущих параметрах газа (p, T) в ступенях компрессора и динамике движения пластин всасывающих и нагнетательных клапанов ($h_{кл}$), а также интегральные показатели, характеризующие работу ступеней, на основе которых рассчитывались интегральные показатели компрессора. Выборка из полученной информации представлена в табл. 1. При обработке результатов расчета получены графические зависимости (рис. 2), отражающие характер изменения основных параметров компрессора в функции от a_{II}.

С физической точки зрения, следствием увеличения a_{II} является снижение объема газа, всасываемого во 2-ю ступень. Это приводит к изменению промежуточного давления $p_{пр}$ между ступенями, что сопровождается ростом отношения давлений на 1-й ступени Π_I и соответствующим снижением Π_{II}.

Производительность компрессора $V_к$ определяется количеством газа, всасываемого в 1-ю ступень, и зависит от отношения давлений и мертвого пространства 1-й ступени, то есть $V_к \sim 1/f(\Pi_I, a_I)$. В рассматриваемом случае при a_I=const с увеличением a_{II} отношение давлений в 1-й ступени Π_I возрастает. Поэтому снижение производительности компрессора $V_к$ вполне закономерно.

Температура газа на нагнетании i-й ступени связана с отношением давлений соотношением [2, 3, 17]:

$$T_{нг.\,i} = T_{вс.\,i} \cdot \Pi_i^{(k-1)/k},$$

где $T_{вс.\,i}$ — температура газа на всасывании i-й ступени; Π_i — отношение давлений i-й ступени; k — показатель адиабаты.

Следовательно, при $T_{вс.\,i}$=const изменение $T_{нг.\,i}$ в функции от a_{II} должно быть идентично изменению Π_i. Расчетные зависимости, представленные на рис. 2, $T_{нг.\,i} = f(a_{II})$ подтверждают высказанную гипотезу.

Анализируя табличные данные (табл. 1) и графики (рис. 2) изменения производительности $V_к$ и мощности на валу компрессора $N_к$ в функции от a_{II}, отметим следующее:

1. С увеличением a_{II} производительность компрессора снижается практически пропорционально величине a_{II}, то есть $V_к = f(a_{II})$ — линейная функция.

2. Интенсивность снижения мощности на валу компрессора с увеличением a_{II} уменьшается, таким образом, $N_к = f(a_{II})$ — нелинейная функция, характер которой обусловлен интенсивностью изменения отношений давлений по ступеням.

Вследствие этого зависимость изменения удельных затрат мощности на сжатие и перемещение 1 м^3 газа $N_{уд} = N_к / V_к = f(a_{II})$ имеет минимум, который при диаметрах цилиндров, соответствующих базовому компрессору (D_I =330 мм и D_{II} =200 мм), достигается при величине $a_{II} \approx 0{,}2$.

Обращает на себя внимание и тот факт, что в рассматриваемом случае при $a_{II} \approx 0{,}2$ имеет место, не только минимум удельной мощности компрессора, но также

Таблица 1

Работа компрессора 2ВМ2,5–14/9 при $a_{II} \neq$ const

Table 1

2BM2.5–14/9 compressor performance at $a_{II} \neq$ const

Параметр		Относительное мертвое пространство 2-й ступени, a_{II}					
		0,08	0,13	0,18	0,23	0,33	0,781
1-я ступень	$p_{вс.\,1}$, МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	$p_{нг.\,1}$, МПа	0,2735	0,2895	0,3052	0,3200	0,3482	0,4500
	Π_1	2,735	2,895	3,052	3,200	3,482	4,500
	$T_{нг.\,1}$, К	405,6	412,4	418,9	424,8	435,5	469,9
	V_{A1}, нм^3/мин	7,649	7,617	7,584	7,551	7,477	7,154
	$N_{инд\,A\,1}$, кВт	17,500	18,466	19,370	20,180	21,600	25,690
2-я ступень	$p_{вс.\,2}$, МПа	0,2735	0,2895	0,3052	0,3200	0,3482	0,4500
	$p_{нг.\,2}$, МПа	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Π_2	3,29	3,11	2,95	2,81	2,59	2,00
	$T_{нг.\,2}$, К	435,9	428,7	422,0	416,1	405,7	374,5
	$V_{A\,2}$, нм^3/мин	7,649	7,612	7,585	7,544	7,472	7,152
	$N_{инд.\,A\,2}$, кВт	20,34	19,15	18,07	17,09	15,38	10,40
Компрессор	$N_{инд.\,К}$, кВт	75,68	75,22	75,88	74,50	73,96	72,18
	$N_К$, кВт	82,26	81,77	81,39	80,98	80,39	78,46
	$V_К$, нм^3/мин	15,30	15,22	15,17	15,09	14,95	14,31
	$N_{уд}$, кВт/ (нм^3/мин)	5,380	5,370	5,365	5,366	5,376	5,480
	σ	1,000	0,995	0,992	0,986	0,977	0,935

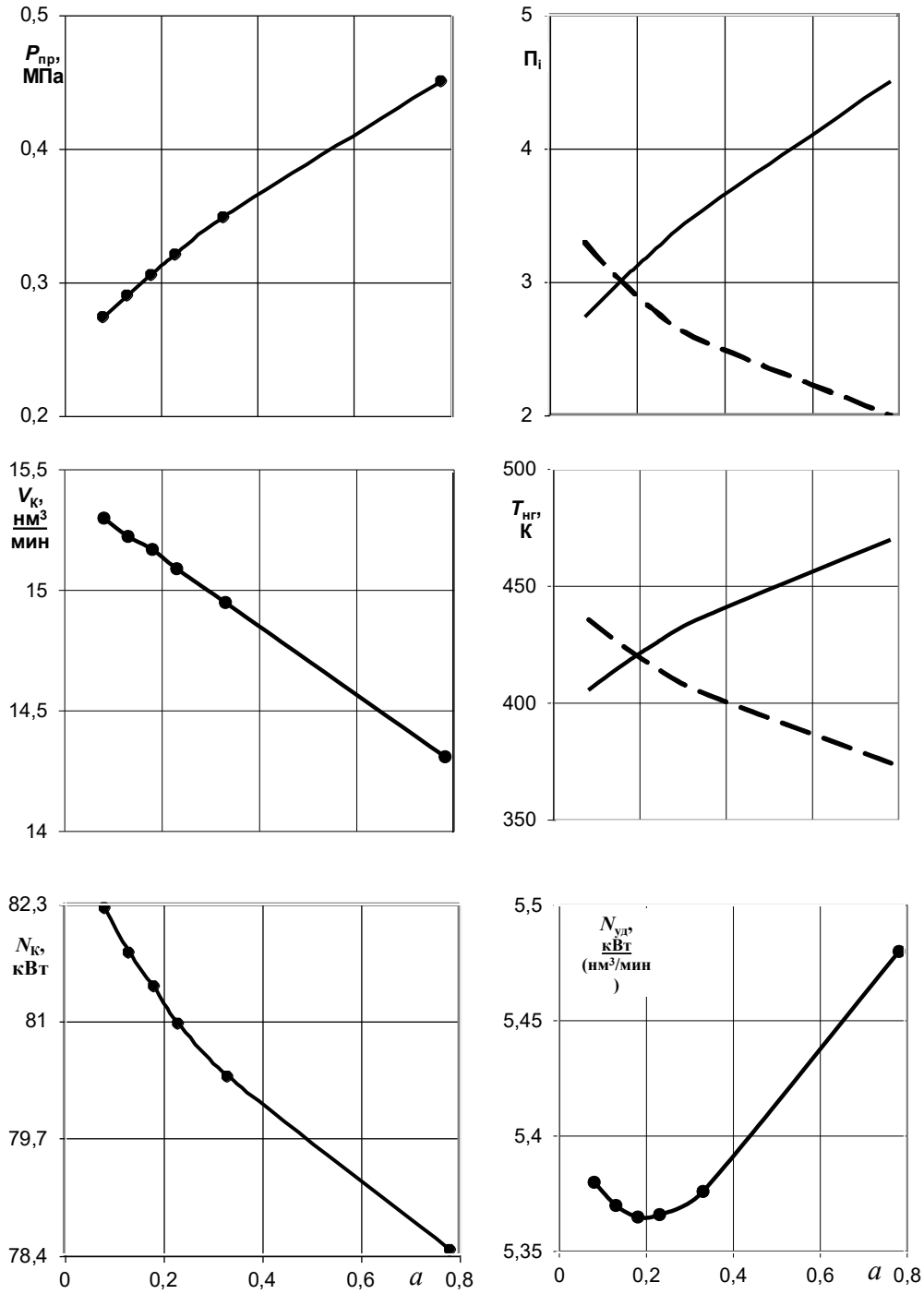

Рис. 2. Интегральные параметры компрессора 2ВМ2,5–14/9 при переменном относительном мертвом объеме 2-й ступени:
I ступень; II ступень

Fig. 2. Integral parameters of 2BM2.5–14/9 compressor at variable relative dead space of the 2nd stage:
I stage; II stage

минимум и примерное равенство температур нагнетаемого по ступеням газа.

Вместе с тем, кривая изменения удельной мощности $N_{уд}$ в диапазоне $0{,}1 \le a_{II} \le 0{,}3$, соответствующем допустимым температурам газа на нагнетании ступеней компрессора ($T_{нг.\,i} \le 433$ К), носит весьма пологий характер. Максимальное отклонение удельной мощности от минимального значения в указанном выше диапазоне не превышает 0,02 кВт/ (нм^3/мин).

При анализе работы компрессора во втором варианте исполнения задавались дискретные значения D_{II} в диапазоне $160 \le D_{II} \le 230$ мм, то есть $D_{II} \ne$ const при a_{II}=const. По окончании расчета каждого варианта компрессора, как и в предыдущем случае, на печать выводилась цифровая и графическая информация о текущих параметрах газа (p, T) в ступенях компрессора и динамике движения пластин клапанов ($h_{кл}$), а также интегральные параметры, характеризующие работу

Таблица 2

Работа компрессора 2ВМ2,5–14/9 при a_{II}=0,23 и $D_{II} \neq$ const

Table 2

2BM2.5–14/9 compressor performance at a_{II}=0.23 and $D_{II} \neq$ const

Параметр		Диаметр второй ступени D_{II}, мм					
		230	220	210	200	180	160
1-я ступень	$p_{вс.\ 1}$, МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	$p_{нг.\ 1}$, МПа	0,2696	0,2853	0,3010	0,3200	0,3710	0,4520
	$П_1$	2,696	2,853	3,010	3,200	3,710	4,520
	$T_{нг.\ 1}$, К	403,9	410,5	417,2	424,8	443,7	470,5
	$V_{А.\ 1}$, нм^3/мин	7,657	7,625	7,593	7,550	7,407	7,146
	$N_{инд.\ А.\ 1}$, кВт	17,26	18,20	19,13	20,18	22,64	25,75
2-я ступень	$p_{вс.\ 2}$, МПа	0,2696	0,2853	0,3010	0,3200	0,3710	0,4520
	$p_{нг.\ 2}$, МПа	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	$П_2$	3,338	3,154	2,990	2,810	2,426	1,990
	$T_{нг.\ 2}$, К	441,8	433,35	424,9	416,1	396,5	372,7
	$V_{А.\ 2}$, нм^3/мин	7,654	7,625	7,596	7,544	7,411	7,146
	$N_{инд.\ А.\ 2}$, кВт	21,30	19,92	18,55	17,09	13,88	10,01
Компрессор	$N_{инд.\ К}$, кВт	77,12	76,23	75,36	74,5	73,03	71,52
	$N_К$, кВт	83,83	82,86	81,91	80,98	79,38	77,74
	$V_К$, нм^3/мин	15,31	15,25	15,19	15,09	14,82	14,29
	$N_{уд}$, кВт/ (нм^3/мин)	5,476	5,433	5,390	5,370	5,355	5,440
	σ	1,014	1,010	1,007	1,000	0,982	0,947

Таблица 3

Работа компрессора 2ВМ2,5–14/9 при $a_{II} \neq$ const и $D_{II} \neq$ const

Table 3

2BM2.5–14/9 compressor performance at $a_{II} \neq$ const and $D_{II} \neq$ const

Параметр		Диаметр второй ступени D_{II}, мм					
		230	220	210	200	180	160
Величина относительного мертвого пространства	a_{II}	0,174	0,190	0,209	0,230	0,284	0,359
1-я ступень	$p_{вс.\ 1}$, МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	$p_{нг.\ 1}$, МПа	0,2514	0,2715	0,294	0,32	0,3845	0,476
	$П_1$	2,514	2,715	2,94	3,2	3,845	4,76
	$T_{нг.\ 1}$, К	395,7	404,7	414,3	424,8	448,4	477,8
	$V_{А.\ 1}$, нм^3/мин	7,692	7,652	7,607	7,550	7,366	7,067
	$N_{инд.\ А.\ 1}$, кВт	16,08	17,37	18,73	20,18	23,22	26,53
2-я ступень	$p_{вс.\ 2}$, МПа	0,2514	0,2715	0,194	0,32	0,3845	0,476
	$p_{нг.\ 2}$, МПа	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	$П_2$	3,58	3,31	3,06	2,81	2,34	1,89
	$T_{нг.\ 2}$, К	451,4	439,6	427,9	416,1	392,3	367
	$V_{А.\ 2}$, нм^3/мин	7,695	7,653	7,589	7,544	7,369	7,045
	$N_{инд.\ А.\ 2}$, кВт	22,88	20,94	18,99	17,09	13,9	9,09
Компрессор	$N_{инд.\ К}$, кВт	77,92	76,62	75,44	74,5	72,82	71,24
	$N_К$, кВт	84,7	83,98	82,00	80,98	79,15	77,43
	$V_К$, нм^3/мин	15,39	15,31	15,18	15,09	14,74	14,09
	$N_{УД}$, Вт/ (нм^3/мин)	5,50	5,44	5,40	5,37	5,37	5,50
	σ	1,01	1,01	1,00	1,00	0,98	0,93

ступеней. Рассчитанные на их основе интегральные показатели компрессора представлены в табл. 2 и на рис. 3 и отражают характер изменения параметров компрессора в функции от D_{II} при постоянном относительном мертвом пространстве в ступенях компрессора.

С увеличением D_{II} закономерность изменения промежуточного давления $p_{пр}$ совершенно иная: объем газа, всасываемого во 2-ю ступень, возрастает, вследствие чего снижается $p_{пр}$ и отношение давлений на 1-й ступени $П_I$, что при выполнении условия $П_{II}=П_к=$const приводит к увеличению отношения давлений $П_{II}$ на 2-й ступени сжатия.

Изменение температуры нагнетаемого газа, как и в предыдущем случае, подчиняется зависимости $T_{нг.\ i}=T_{вс.\ i}\cdot П_i^{(k-1)/k}$ [18]. Минимум температур нагнетаемого газа $T_{нг.\ 1}=T_{нг.\ 2}$=420 К в рассматриваемом случае наблюдается при $D_{II}\approx$205 мм и отношениях давлений по ступеням

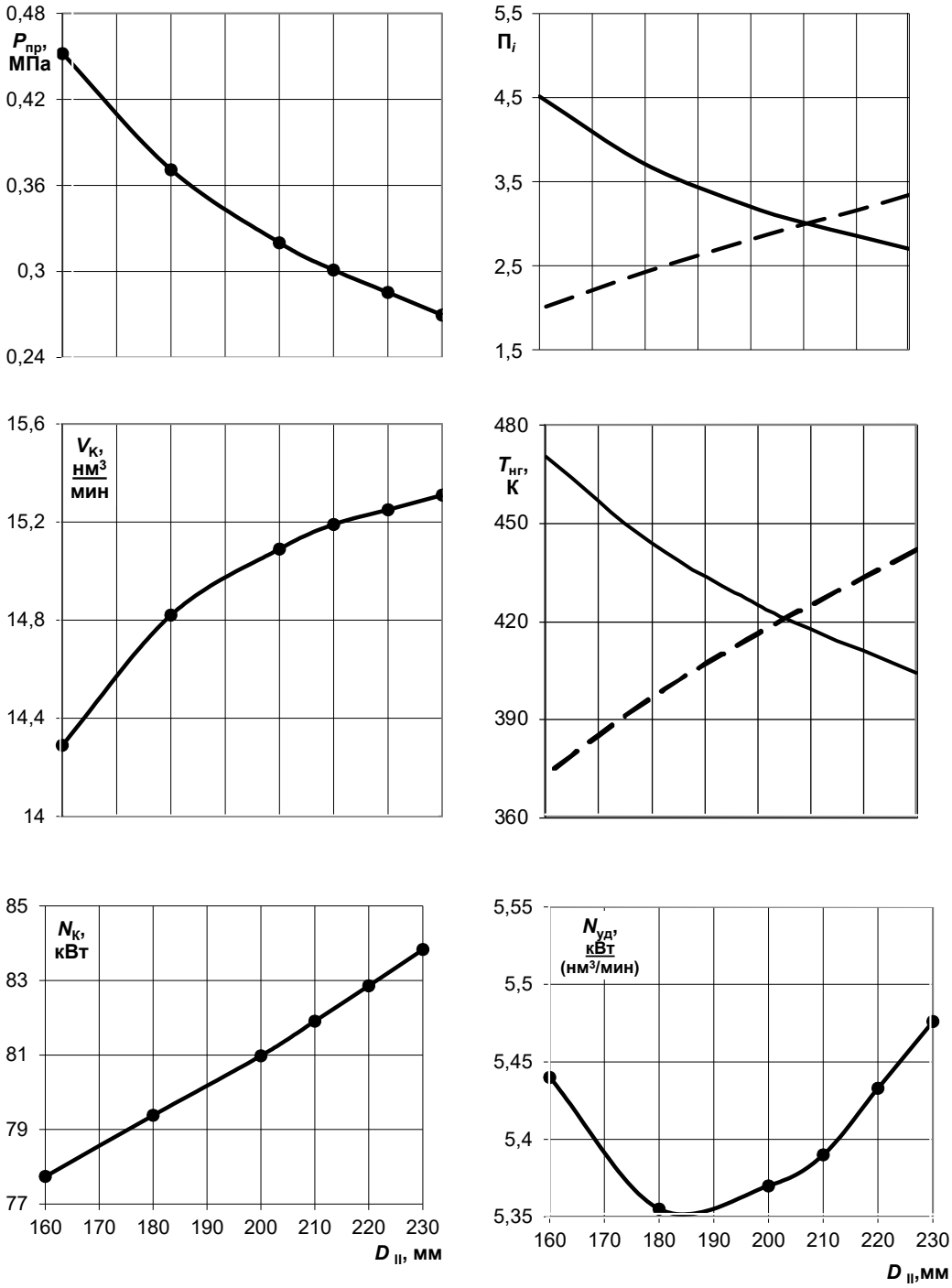

Рис. 3. Интегральные параметры компрессора 2ВМ2,5–14/9 при переменном диаметре цилиндра второй ступени D_{II} и постоянном относительном мертвом объеме $a_{II}=0,23$

Fig. 3. Integral parameters of 2BM2.5–14/9 compressor at variable diameter of the 2nd stage cylinder D_{II} and constant relative dead space $a_{II}=0.23$

$П_I \approx 3,1$ и $П_{II} \approx 2,9$, в то время как минимуму удельной мощности соответствует $D_{II} \approx 185$ мм при $П_I \approx 3,6$ и $П_{II} \approx 2,5$ и близкой к предельной температуре газа на нагнетании 1-й ступени $T_{нг.\,1} \approx 440$ К.

Учитывая малое отклонение текущей величины удельной мощности $N_{уд}$ от ее минимального значения в широком диапазоне выбранной независимой переменной, диаметр цилиндра 2-й ступени базового компрессора D_{II} целесообразно задавать исходя из требования минимизации температур нагнетаемого газа по ступеням.

При постоянном ходе поршня рабочий объем цилиндра 2-й ступени $V_{h.\,II}$ возрастает пропорционально его диаметру D_{II}, что в случае сохранения числа всасывающих и нагнетательных клапанов и схемы их размещения в пределах ступени приводит к снижению относительного мертвого пространства a_{II}.

Выше было показано, что увеличение D_{II} способствует снижению промежуточного давления $p_{пр}$, в то время как снижение a_{II} приводит к увеличению $p_{пр}$. Таким образом, в третьем рассматриваемом варианте параметры

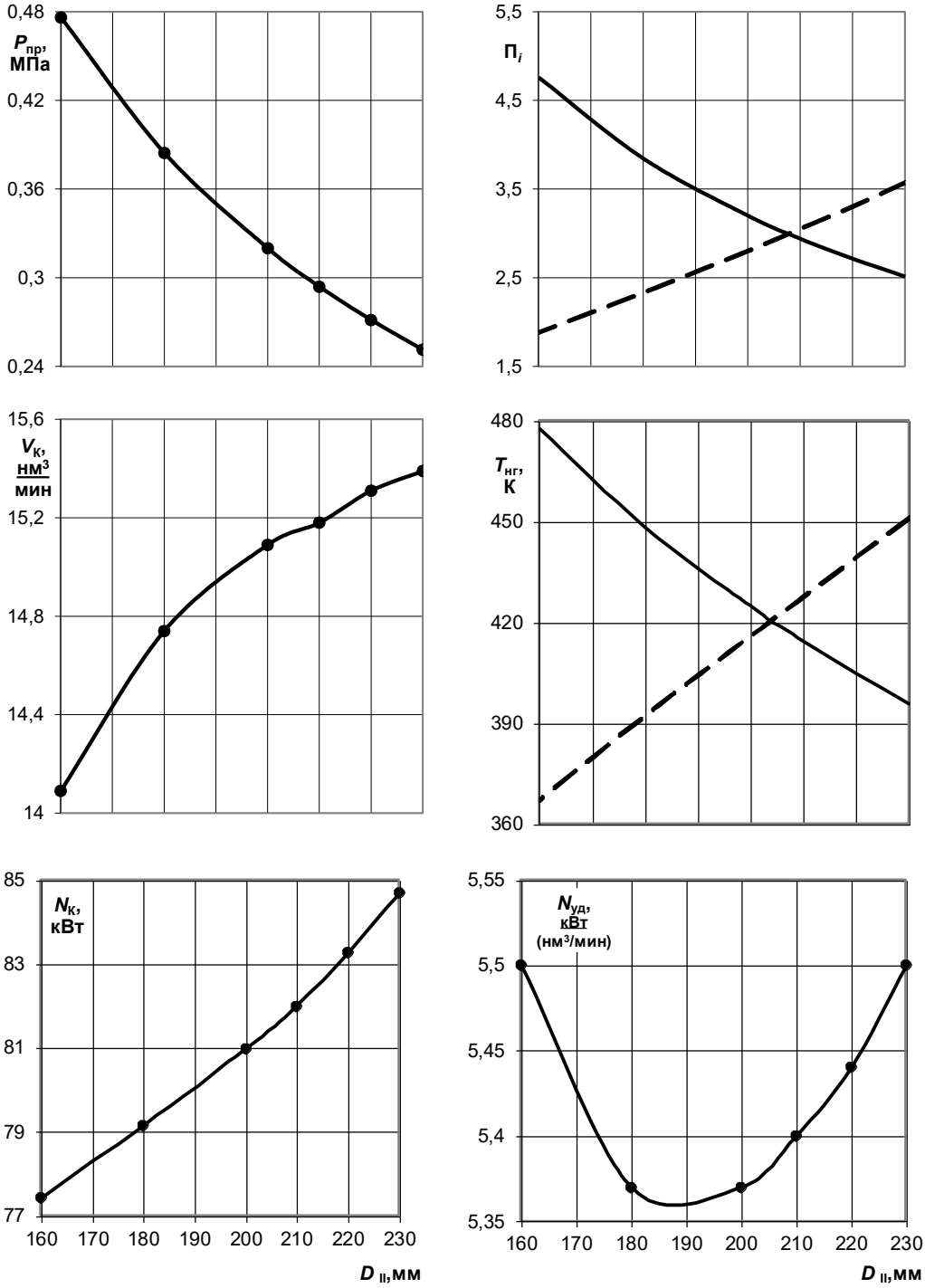

Рис. 4. Интегральные параметры компрессора 2ВМ2,5–14/9 при переменном диаметре и мертвом объеме цилиндра 2-й ступени
Fig. 4. Integral parameters of 2BM2.5–14/9 compressor at variable diameter and dead space of the 2nd stage cylinder

компрессора будут зависеть от двух противоположно влияющих факторов, а именно $D_{II} \neq$ const при $a_{II} \neq$ const.

Выполненные расчеты (табл. 3 и рис. 4) показывают, что при сохранении качественных закономерностей изменения интегральных параметров компрессора, различия в их абсолютных величинах по сравнению с вариантом $D_{II} \neq$ const при a_{II}=const не существенны.

Заключение

Подводя итог проделанной работы, хотелось бы отметить следующее.

1. Удельная мощность базового двухступенчатого компрессора $N_{уд}$ зависит от величины промежуточного давления между ступенями. Характеристика $N_{уд}=f(p_{пр})$ имеет пологий минимум, что предопределяет незначительное изменение эффективности работы компрессора в широком диапазоне диаметров цилиндров и относительных мертвых пространств 2-й ступени сжатия.

2. Основным критерием при выборе величины промежуточного давления следует считать условие достижения минимума и примерного равенства температур нагнетаемого газа по ступеням.

Литература

1. *Пеньков М. М.*, *Прилуцкий И. К.*, *Прилуцкий А. И.* Основы расчета и оптимального проектирования поршневых компрессоров и детандеров на унифицированных базах. СПб.: ВКА им. А. Ф. Можайского, 2020. 304 с.
2. *Френкель М. И.* Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1969. 742 с.
3. *Frenkel M. I.* Kolbenverdichter. Theorie, Konstruktion und Projektierung. German. Berlin: Technik, 1969. 747 p.
4. *Пластинин П. И.* Поршневые компрессоры. Т. 1. Теория и расчет. М.: КолосС, 2006. 456 с.
5. *Дзитоев А. М.*, *Дзитоев М. С.*, *Казимиров А. В.*, *Загорный С. В.*, *Пеньков М. М.* Системы газоснабжения и вакуумная техника ракетно-космических комплексов СПб.: ВКА им. А. Ф. Можайского, 2021. 371 с.
6. *Прилуцкий И. К.*, *Казимиров А. В.*, *Молодова Ю. И.*, *Татаренко Ю. В.* Прогноз параметров экспериментальной ступени компрессора с линейным приводом и переменным диаметром цилиндра при работе в составе систем электрохимической регенерации воздуха // Вестник Международной академии холода. 2021. № 4. С. 18–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29
7. *Прилуцкий И. К.*, *Казимиров А. В.*, *Татаренко Ю. В.*, *Молодова Ю. И.*, *Молостов А. В.* Методика обоснования уточненных промежуточных давлений в газовом тракте многоступенчатых компрессоров на стадии поверочного расчета // Компрессорная техника и пневматика. 2021. № 2. С. 20–25.
8. *Ходырев А. И.*, *Шахов А. В.* Математическое моделирование неисправностей ступени поршневого компрессора в целях технического диагностирования // Территория Нефтегаз. 2020. № 1–2. С. 46–54.
9. *Оскома А. А.*, *Суриков Д. Г.* Формирование модели диагностирования СКАВ-7,5 на основе вектора его диагностических параметров // Вестник Международной академии холода. 2021. № 4. С. 30–37. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-30-37
10. *Nwakpang I. A.*, *Lebele-Alawa B. T.*, *Nkoi B.* Performance Assessment of a Two-Stage Reciprocating Air Compressor // European Journal of Engineering Research and Science. 2019. No. 4 (4). P. 74–82.
11. *Wadbudhe R. C.*, *Lodhe A.*, *Shelke A.* A Research Paper on Improving Performance and Development of Two Stage Reciprocating Air Compressor // International Journal of Research in Science & Engineering. 2017. No. 3 (2). P. 285–288.
12. *Bagade A. S., Kadam G. A.* Design and Analysis of Reciprocating Double Acting Two Stage Air Compressor Crankshaft. // International Journal of Research Publications in Engineering and Technology. 2017. No. 3 (9). P. 80–83.
13. *Mitchell J. S.* From vibration measurements to condition based maintenance seventy years of continuous progress // Journal of Sound and Vibration. 2007. No. 41 (1). P. 62–75.
14. *Прилуцкий И. К., Прилуцкий А. И., Маковеева А. С., Молодов М. А.* Алгоритм создания в программе КОМДЕТ-М рабочих веществ произвольного состава. СПб: Университет ИТМО, 2018. 79 с.
15. Программа «КОМДЕТ» (Инструкция пользователю): методические указания к практическим занятиям по дисциплинам «Машины низкотемпературной техники», «Компрессорные машины», «Расширительные машины» /

References

1. Penkov M. M., Prilutsky I. K., Prilutsky A. I. Fundamentals of calculation and optimal design of reciprocating compressors and expanders on unified bases. St. Petersburg: A. F. Mozhaisky VKA, 2020. 304 p. (in Russian)
2. Frenkel M. I. Piston compressors. L.: Mechanical Engineering, 1969. 742 p. (in Russian)
3. Frenkel M. I. Kolbenverdichter. Theorie, Konstruktion und Projektierung. German. Berlin: Technik, 1969. 747 p.
4. Plastinin P. I. Reciprocating compressors. Vol. 1. Theory and calculation. M.: KolosS, 2006. 456 p. (in Russian)
5. Dzitoev A. M., Dzitoev M. S., Kazimirov A. V., Zagorny S. V., Penkov M. M. Gas supply systems and vacuum technology of rocket and space complexes St. Petersburg: A. F. Mozhaisky VKA, 2021. 371 p. (in Russian)
6. Prilutskiy I. K., Kazimirov A. V., Molodova Iu. I., Tatarenko Iu. V. Prediction of the parameters for the experimental stage of the compressor with a linear drive and a variable cylinder diameter when operating as a part of electrochemical air regeneration systems. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 4. p. 18–29. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-18-29. (in Russian)
7. Prilutskiy I. K., Kazimirov A. V., Tatarenko Yu. V., Molodova Yu. I., Molostov A. V. Methodology for substantiating refined intermediate pressures in the gas path of multistage compressors at the stage of calibration calculation. *Compressor technology and pneumatics.* 2021. No. 2. pp. 20–25. (in Russian)
8. Khodyrev A. I., Shakhov A. V. Mathematical modeling of piston compressor stage malfunctions for technical diagnostics. *The territory of Neftegaz*. 2020. No. 1–2. pp. 46–54. (in Russian)
9. Oskoma A. A., Surikov D. G. Model for diagnosing SKAB-7.5 on the basis of the vector for its diagnosing parameters *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2021. No 4. p. 30–37. DOI: 10.17586/1606-4313-2021-20-4-30-37. (in Russian)
10. Nwakpang I. A., Lebele-Alawa B. T., Nkoi B. Performance Assessment of a Two-Stage Reciprocating Air Compressor. *European Journal of Engineering Research and Science.* 2019. No. 4 (4). P. 74–82.
11. Wadbudhe R. C., Lodhe A., Shelke A. A Research Paper on Improving Performance and Development of Two Stage Reciprocating Air Compressor. *International Journal of Research in Science & Engineering.* 2017. No. 3 (2). P. 285–288.
12. Bagade A. S., Kadam G. A. Design and Analysis of Reciprocating Double Acting Two Stage Air Compressor Crankshaft. *International Journal of Research Publications in Engineering and Technology.* 2017. No. 3 (9). P. 80–83.
13. Mitchell J. S. From vibration measurements to condition based maintenance seventy years of continuous progress. *Journal of Sound and Vibration.* 2007. No. 41 (1). P. 62–75.
14. Prilutsky I. K., Prilutsky A. I., Makoveeva A. S., Molodov M. A. Algorithm for creating working substances of arbitrary composition in the COMET-M program. St. Petersburg: ITMO University, 2018. 79 p. (in Russian)
15. KOMDET program (User Manual): methodical instructions for practical classes in the disciplines «Machines of low-temperature equipment», «Compressor machines», «Expansion machines» / A. I. Prilutsky, I. K. Prilutsky, D. N. Ivanov, etc. St. Petersburg: SPbGUNiPT, 2009. 16 p. (in Russian)

А. И. Прилуцкий, И. К. Прилуцкий, Д. Н. Иванов и др. СПб.: СПбГУНиПТ, 2009. 16 с.
16. Поршневой компрессор 2ВМ2,5–14/9 [Электронный ресурс]: Компрессор 2ВМ2,5–14/9: описание и технические характеристики | KKZ (compressed-air.ru)
17. Техническая термодинамика. Часть 2. Технические приложения термодинамики / П. А. Трубаев, Б. М. Гришко. Белгород: Изд-во БГТУ им. В. Г. Шухова, 2009. 122 с.
18. *Прилуцкий И. К.*, *Молодова Ю. И.*, *Галяев П. О.*, *Сназин А. А.*, *Молодов М. А.*, *Иванова И. Л.* Особенности процессов теплообмена в ступенях малорасходных машин объемного действия с различными механизмами движения // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 30–40.

16. Piston compressor 2VM2,5–14/9 [Electronic resource]: Compressor 2VM2,5–14/9: description and technical characteristics | KKZ (compressed-air.ru) (in Russian)
17. Technical thermodynamics. Part 2. Technical applications of thermodynamics / P. A. Trubaev, B. M. Grishko. Belgorod: Publishing House of V. G. Shukhov BSTU, 2009. 122 p. (in Russian)
18. Prilutskiy I. K., Molodova Ju. I., Galyaev P. O., Snazin A. A., Molodov M. A., Ivanova I. L. Peculiarities of heat exchange processes in the stages of small-scale machines of volume action with different mechanisms of movement. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2017. No 4. p. 30–40. (in Russian)

Сведения об авторе

Молостов Александр Валерьевич
Адьюнкт ВКА им. А. Ф. Можайского, 197198,
Санкт-Петербург, ул. Ждановская, 13,
5801252@mail.ru

Information about author

Molostov Alexander V.
Adjunct, A. F. Mozhaysky Military-Space Academy,
197198, Russia, St. Petersburg, Zhdanovskaya str., 13,
5801252@mail.ru

Международная академия холода

21 апреля 2022 г.
состоится 29-е Общее годичное собрание МАХ

по адресу: Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9 (Университет ИТМО)

Согласно Уставу, Президиум Международной академии холода (МАХ) проводит конкурсный прием в Академию. Право выдвижения предоставляется: президиумам национальных и региональных отделений МАХ, представительствам МАХ, международным организациям, высшим учебным заведениям, ученым и специалистам.

Кандидаты представляют в Секретариат МАХ следующие документы:

Для индивидуальных членов:

- заявление на имя Президента МАХ академика А.В. БАРАНЕНКО об участии в конкурсе с указанием: искомого академического звания и секции МАХ; места работы и занимаемой должности; гражданства; даты рождения (число, месяц, год); служебного и домашнего адресов; телефона, факса (с кодом страны и города), e-mail и сайта организации;
- ходатайство о приеме от члена МАХ или других Академий (форма произвольная);
- три фотографии размером 3×4 см;

Для юридических лиц (коллективные члены):

- заявление руководителя организации на имя Президента МАХ академика А.В. БАРАНЕНКО с просьбой о вступлении;
- краткая характеристика основных направлений деятельности организации;
- почтовый адрес, телефон, факс, e-mail и сайт организации.

Документы принимаются до 31 марта 2022 г.

Контактная информация:
Главный ученый секретарь МАХ Лаптев Ю.А.
Тел.: 8 (812) 764-3035, +7 (911)284-2191
E-mail: max_iar@itmo.ru, laptev_yua@mail.ru