

Раздел 1. ХОЛОД

УДК 621.514.54

Объемные и энергетические потери в холодильном маслозаполненном винтовом компрессоре

А.Н. НОСКОВ, А.А. МАРКОВ

СПбГУИПТ

A method and results of calculations of voluminous and energy losses in a refrigeration oil-filled screw compressor is presented. The largest losses during capacity control have been determined. Choice of the most energetically effective scheme of the regulator of capacity allows to increase efficiency of the compressor by 3 – 23 %.

Маслозаполненные винтовые компрессоры (ВКМ) благодаря простоте и надежности, высокой энергетической эффективности, возможности работы в автоматическом режиме, хорошим массогабаритным показателям получили широкое применение на предприятиях различных отраслей промышленности.

Для поддержания в охлаждаемом объекте температуры заданного диапазона при переменных нагрузках и параметрах окружающей среды служит система регулирования производительности и геометрической степени сжатия компрессора, от эффективности которой зависит эффективность работы холодильной машины.

В связи с этим разработка методики расчета компрессора, позволяющей установить влияние на эффективность его работы отдельных видов потерь как при полной, так и частичной производительности и рассчитать его объемные и энергетические характеристики, является актуальной задачей. Зная объемные и энергетические потери в различных рабочих процессах и элементах компрессора, можно определить те конструктивные элементы, изменение которых способно больше всего повлиять на увеличение объемных и энергетических показателей его работы.

В результате решения уравнений массового и теплового баланса процесса всасывания в работе [6] получена зависимость для расчета коэффициента подачи λ , которая не учитывает влияния градиента давления по высоте зуба, сопротивления всасывающего тракта и увеличения коэффициента подачи из-за перепуска компримируемой среды на всасывание при уменьшении

производительности. С учетом этих факторов зависимость принимает вид

$$\lambda = 1 - \frac{a}{2} - \frac{\Delta p_{\text{в}}}{p_{\text{в}}} - \frac{G_{\text{а.у}}}{G_T} \frac{i_{\text{а.у}}}{i_{\text{а.в}}} - \frac{G_{\text{а.б}}}{G_T} \frac{i_{\text{а.б}}}{i_{\text{а.в}}} - \frac{G_{\text{мр.у}}}{G_T} \frac{(i_{\text{мр.у}} - i_{\text{мр}})}{i_{\text{а.в}}} - \frac{G_{\text{мр.б}}}{G_T} \frac{(i_{\text{мр.б}} - i_{\text{мр}})}{i_{\text{а.в}}} - \frac{W_m}{W_n} + \frac{\Delta p_{\text{но}}}{p_{\text{в}}}, \quad (1)$$

где $a = \frac{u_1 - u_k}{2RT_{\text{в}}}$;

u_1, u_k – окружные скорости на периферии и у корня зуба винта;

R – газовая постоянная;

$T_{\text{в}}$ – температура на всасывании;

$\Delta p_{\text{в}}$ – потери давления на всасывании в компрессоре;

$p_{\text{в}}$ – давление всасывания;

G_T – масса смеси в парной полости (ПП) по условиям всасывания;

$G_{\text{а.у}}, G_{\text{а.б}}$ – масса пара утечек хладагента и балластного пара хладагента;

$G_{\text{мр.у}}, G_{\text{мр.б}}$ – масса маслофреонового раствора утечек и балластного раствора;

$i_{\text{а.в}}$ – энталпия всасываемого хладагента;

$i_{\text{мр}}$ – энталпия маслофреонового раствора в конце процесса всасывания;

$i_{\text{а.у}}, i_{\text{мр.у}}$ – энталпия пара утечек хладагента и утечек маслофреонового раствора;

$i_{\text{а.б}}, i_{\text{мр.б}}$ – энталпия балластного пара хладагента и балластного маслофреонового раствора;

W_m – объем, занимаемый маслофреоновым раствором

ром в конце процесса всасывания;

$\Delta p_{\text{по}}$ – сопротивление перепускного окна при выталкивании смеси на всасывание при уменьшении производительности.

Введя соответствующие обозначения в формулу (1), получим

$$\lambda = 1 - \Delta\lambda_a - \Delta\lambda_b - \Delta\lambda_{a,y} - \Delta\lambda_{a,b} - \Delta\lambda_{mp,y} - \Delta\lambda_{mp,b} - \Delta\lambda_{mp} + \Delta\lambda_{po}, \quad (2)$$

где $\Delta\lambda_a$, $\Delta\lambda_b$, $\Delta\lambda_{a,y}$, $\Delta\lambda_{a,b}$, $\Delta\lambda_{mp,y}$, $\Delta\lambda_{mp,b}$, $\Delta\lambda_{mp}$ – влияющие на уменьшение коэффициента подачи соответственно градиент давления по высоте зуба; потери давления на всасывании; утечки пара и балластного пара хладагента; утечки маслофреонового раствора и балластного раствора; полезный объем ПП; $\Delta\lambda_{po}$ – влияющий на увеличение коэффициента подачи рост давления в ПП при выталкивании смеси на всасывание.

При расчете массообмена между сопряженными парными полостями использовали зависимости

$$G_{cm} = \sum_i G_{cmi}, \quad G_{cmi} = \mu_{cmi} c_{cm} \rho_{cm} l \delta^N d\tau, \quad (3)$$

где μ_{cmi} – значения коэффициентов потерь смеси через щели компрессора, определяемые по методу, предложенному А.Л. Верным [5];

c_{cm} – скорость течения смеси в узком сечении щели;

ρ_{cm} – плотность смеси;

l – текущая длина щели;

δ^N – минимальная высота щели в нормальном к винтовой поверхности сечении;

$d\tau$ – время истечения.

Метод расчета компрессора, позволяющий определить влияние на эффективность его работы отдельных видов потерь и рассчитать энергетические характеристики, предложен в [7].

Изоэнтропный внутренний КПД η_{si} связан с коэффициентом подачи λ зависимостью

$$\eta_{si} = \lambda \rho, \quad (4)$$

где $\rho = f_s/f_i$ – полнота индикаторной диаграммы;

f_s, f_i – площади индикаторной диаграммы соответственно при теоретическом изоэнтропном и действительном процессах сжатия.

У ВКМ площадь f_i отличается от площади f_s вследствие действия следующих факторов:

наличия депрессии в процессе всасывания Δf_b ;

начала сжатия хладагента в ПП с более низким давлением, чем давление всасывания, $\Delta f_{nc,b}$;

утечек из ПП на всасывание Δf_{yt} ;

изоэнтропного сжатия смеси пара и маслофреонового раствора вместо изоэнтропного сжатия чистого пара хладагента $\Delta f_{mp,ck}$;

выделения теплоты трения винтов о паромасляную смесь Δf_{tp} ;

вспрыска в ПП маслофреонового раствора Δf_{vn} ;

возрастания давления в ПП в процессе переноса в результате перетечек из полостей с более высоким давлением Δf_{per} ;

перетечек между рассматриваемой ПП и идущими спереди и сзади полостями Δf_{peret} ;

натечек из камеры нагнетания в ПП $\Delta f_{nat,h}$;

потери давления при выталкивании хладагента из ПП Δf_{vyp} ;

наличия депрессии в процессе выталкивания компримируемой среды через перепускное окно на всасывание Δf_{po} .

Таким образом,

$$f_i = f_s + \Delta f_b - \Delta f_{nc,b} - \Delta f_{yt} - \Delta f_{mp,ck} + \Delta f_{tp} + \Delta f_{vn} + \Delta f_{per} + \Delta f_{peret} + \Delta f_{nat,h} + \Delta f_{vyp} + \Delta f_{po}. \quad (5)$$

С учетом уравнения (5) выражение (4) можно представить в виде

$$\eta_{si} = 1 - \Delta\eta_a - \Delta\eta_b - \Delta\eta_{a,y} - \Delta\eta_{a,b} - \Delta\eta_{mp} - \Delta\eta_{per} - \Delta\eta_{peret} - \Delta\eta_{nat,h} - \Delta\eta_{vyp} - \Delta\eta_{po}, \quad (6)$$

где $\Delta\eta_a = \Delta\lambda_a$;

$\Delta\eta_b = \Delta\lambda_b + \delta f_b - \delta f_{nc,b}$;

$\Delta\eta_{a,y} = \Delta\lambda_{a,y} - \delta f_{yt}$;

$\Delta\eta_{a,b} = \Delta\lambda_{a,b}$;

$\Delta\eta_{mp} = \Delta\lambda_{mp,y} + \Delta\lambda_{mp,b} + \Delta\lambda_{mp} - \delta f_{mp,ck} + \delta f_{tp} + \delta f_{vn}$;

$\Delta\eta_{per} = \delta f_{per}$;

$\Delta\eta_{peret} = \delta f_{peret}$;

$\Delta\eta_{nat,h} = \delta f_{nat,h}$;

$\Delta\eta_{vyp} = \delta f_{vyp}$;

$\Delta\eta_{po} = -\Delta\lambda_{po} + \delta f_{po}$.

Величины $\delta f_b = \Delta f_b/f_s$ и т.д. – соответствующие относительные отличия площади индикаторной диаграммы от площади диаграммы при теоретическом изоэнтропном процессе сжатия.

Формула (6) для расчета η_{si} учитывает величины отдельных видов энергетических потерь в ВКМ вследствие:

наличия градиента давления по высоте зуба $\Delta\eta_a$;

наличия депрессии в процессе всасывания $\Delta\eta_b$;

утечек пара хладагента $\Delta\eta_{a,y}$;

наличия балластного пара хладагента $\Delta\eta_{a,b}$;

наличия маслоФреонового раствора в ПП в процессе сжатия $\Delta\eta_{mp}$;

возрастания давления во впадине ведомого винта в процессе переноса $\Delta\eta_{per}$;

перетечек между рассматриваемой ПП и идущими спереди и сзади полостями $\Delta\eta_{nep}$;

натечек компримируемой среды из камеры нагнетания $\Delta\eta_{nat,n}$;

выталкивания компримируемой среды из ПП в камеру нагнетания $\Delta\eta_{vyl}$;

выталкивания компримируемой среды из ПП на всасывание в процессе регулирования производительности $\Delta\eta_{po}$ соответственно.

При неполной производительности компрессора $\Delta\eta_{nep} = 0$, так как в процессе переноса впадина ведомого винта на значительной длине соединена с областью всасывания.

На кафедре холодильных машин СПбГУНиПТ были проведены исследования холодильного маслозаполнен-

ного винтового компрессора BX-130, разработанного в СКБК (Казань) совместно с ВНИИхолодмашем и изготовленного на Казанском компрессорном заводе. Его основные геометрические характеристики:

профиль зубьев – асимметричный;

внешние диаметры винтов $D_1 = D_2 = 160$ мм;

относительная длина винтов $K_1 = 0,9$;

относительный ход ведущего винта $H_1 = 1,2$;

начальная геометрическая степень сжатия $\varepsilon_r = 2,6$; средняя величина профильных зазоров – 0,06 мм.

Проведенное сравнение рассчитанных по математической модели и экспериментальных значений коэффициентов подачи λ и изоэнтропных внутренних КПД η_{si} экспериментального ВКМ показало, что при полной производительности погрешность в определении λ не превышает 4 %, а η_{si} – 6 %.

Большинство ВКМ снабжено регулятором производительности (состоящим из одного золотника), позволяющим регулировать эффективную длину винтов и тем

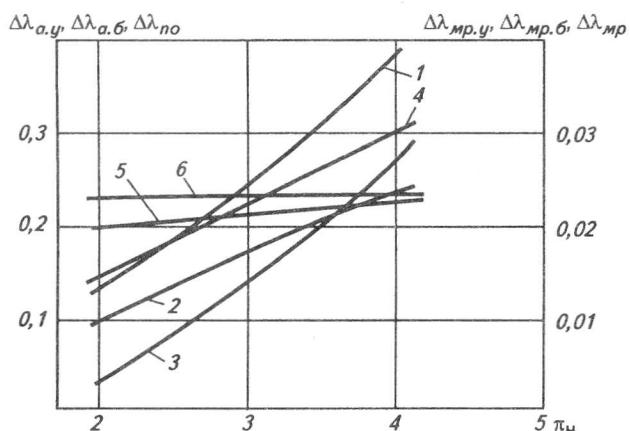


Рис. 1. Величины объемных потерь в экспериментальном ВКМ при $V_{mi}/V_m = 0,5$:
1 – $\Delta\lambda_{a,y}$; 2 – $\Delta\lambda_{a,b}$; 3 – $\Delta\lambda_{no}$; 4 – $\Delta\lambda_{mp,y}$; 5 – $\Delta\lambda_{mp,b}$; 6 – $\Delta\lambda_{mp}$.

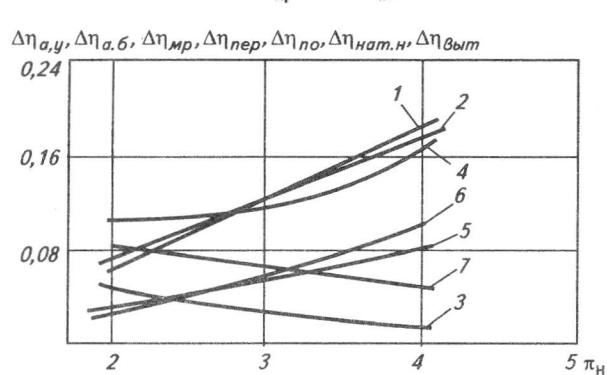


Рис. 2. Величины энергетических потерь в экспериментальном ВКМ при $V_{mi}/V_m = 0,5$:
1 – $\Delta\eta_{a,y}$; 2 – $\Delta\eta_{a,b}$; 3 – $\Delta\eta_{mp}$; 4 – $\Delta\eta_{no}$; 5 – $\Delta\eta_{per}$; 6 – $\Delta\eta_{nat,n}$; 7 – $\Delta\eta_{vyl}$.

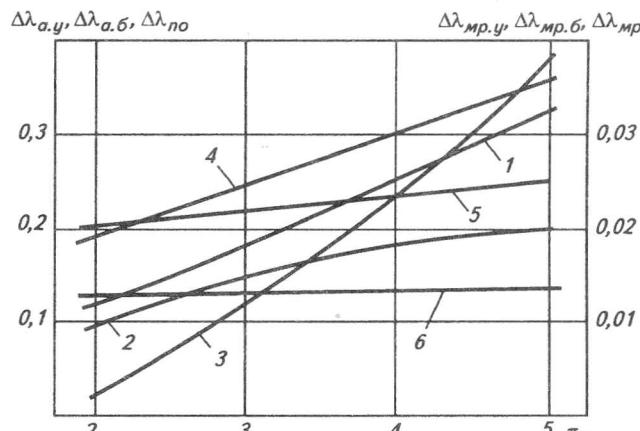


Рис. 3. Величины объемных потерь в экспериментальном ВКМ при $V_{mi}/V_m = 0,5$ (кромки золотника выполнены по А.с. 1691558 СССР): обозначения кривых те же, что и на рис. 1

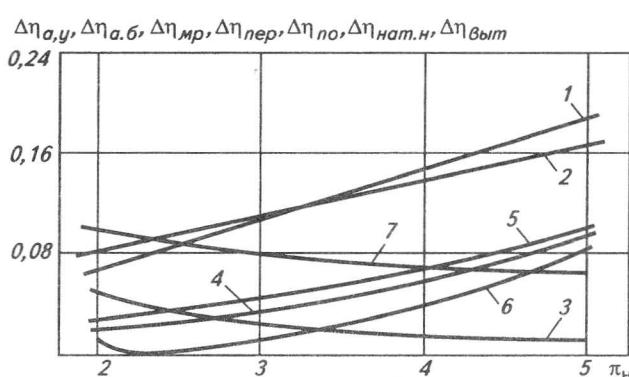


Рис. 4. Величины энергетических потерь в экспериментальном ВКМ при $V_{mi}/V_m = 0,5$ (кромки золотника выполнены по А.с. 1691558 СССР): обозначения кривых те же, что и на рис. 2

самым изменять объем парной полости W_{ni} в начале процесса сжатия. Так как объем ПП в конце процесса сжатия остается постоянным, уменьшается и геометрическая степень сжатия, что приводит к росту потерь в компрессоре.

Зависимости величин объемных и энергетических потерь исследуемого ВКМ с таким регулятором производительности от внешней степени повышения давления π_n при давлении всасывания $p_b = 0,246$ МПа ($t_0 = -20^\circ\text{C}$) и температуре всасывания $t_b = -10^\circ\text{C}$ при $V_{Ti}/V_T = 0,5$ (где V_{Ti} и V_T – текущая и полная объемная производительности компрессора) представлены на рис. 1 и 2.

Рассмотрение полученных зависимостей показывает, что наибольшие из объемных потерь – это потери от утечек пара $\Delta\lambda_{ay}$ и балластного пара хладагента $\Delta\lambda_{ab}$; утечек балластного маслопреонового раствора $\Delta\lambda_{mp,b}$ и уменьшения полезного объема ПП из-за утечек маслопреонового раствора $\Delta\lambda_{mp}$. Значительную величину составляет рост λ из-за роста давления в ПП при перепуске компримируемой среды на всасывание $\Delta\lambda_{no}$.

Наибольшие из энергетических потерь – это потери от утечек пара $\Delta\lambda_{ay}$ и балластного пара хладагента $\Delta\lambda_{ab}$; выталкивания компримируемой среды из ПП на всасывание в процессе регулирования производительности $\Delta\lambda_{no}$ и натечек компримируемой среды из камеры нагнетания $\Delta\lambda_{nat,n}$.

Объемные и энергетические потери от наличия градиента давления по высоте зуба и от депрессии на всасывании не превышают 0,01, поэтому на графиках не даны.

Анализ энергетических потерь холодильного ВКМ показывает, что для повышения его эффективности необходимо прежде всего уменьшать потери от утечек пара и балластного пара хладагента на всасывании и потери, связанные с выталкиванием компримируемой среды из ПП в камеру нагнетания. Кроме того, при уменьшении производительности компрессора необходимо уменьшать потери при выталкивании компримируемой среды из ПП через перепускное окно на всасывании и потери от недожатия.

Уменьшить потери от недожатия можно одновременным изменением положения цилиндрической части окна нагнетания, выполненной на золотнике, и торцевой части, выполненной на расположенных у торца нагнетания двух поворотных заслонках. На такую конструкцию регулятора получены авторские свидетельства [1 – 3].

Для повышения эффективности регулирования производительности ВКМ кромки золотника, отсекающие ПП от камеры всасывания, могут быть выполнены под уг-

лами наклона, равными углам наклона соответствующих винтов [4]. Это позволит увеличивать площадь перепускного окна и, следовательно, уменьшить потери при выталкивании компримируемой среды из ПП на всасывание.

Объемные потери в ВКМ при регулировании таким регулятором при $V_{Ti}/V_T = 0,5$ показаны на рис. 3, а энергетические потери – на рис. 4. Давление и температура хладагента на всасывании такие же, как и на рис. 1 и 2.

Из приведенных зависимостей видно, что по сравнению с рис. 1 и 2 объемные потери $\Delta\lambda_{ay}$ уменьшились, что связано с падением давления в процессе сжатия. В то же время замедлился рост коэффициента подачи из-за депрессии при перепуске компримируемой среды на всасывание $\Delta\lambda_{no}$. Изменения остальных объемных потерь не столь значительны. В результате этого величина λ уменьшилась. Несмотря на это, изоэнтропный внутренний КПД η_{si} увеличился, так как одновременно уменьшились энергетические потери, более всего влияющие на значение η_{si} .

Экспериментальное исследование показало, что изменение заслонками торцевой части окна нагнетания при изменении производительности компрессора золотником, отсечные кромки которого выполнены по авторскому свидетельству [4], позволило при $\pi_n = 2,5 \dots 4$ повысить КПД компрессора по сравнению с регулированием производительности одним золотником на 3 – 23 %.

Список литературы

1. А.с. 1300195 СССР, МКИ F C 18/16. Винтовой компрессор/ Пекарев В.И., Ведайко В.И., Носков А.Н. 1987. Бюл. № 12.
2. А.с. 1333846 СССР, МКИ F 04 C 18/16. Винтовой компрессор/ Ведайко В.И., Носков А.Н., Пекарев В.И. 1987. Бюл № 32.
3. А.с. 1714200 СССР, МКИ F 04 C 18/16. Винтовой компрессор/ Носков А.Н., Ведайко В.И., Пекарев В.И., Алексеев А.П. 1992. Бюл. № 7.
4. А.с. 1691558 СССР, МКИ F 04 C 18/16. Винтовой компрессор/ Носков А.Н., Алексеев А.П., Пекарев В.И., Ведайко В.И. 1991. Бюл. № 42.
5. Верный А.Л. Исследование и метод расчета винтовых маслозаполненных компрессоров // Процессы, технология и контроль в криогенном машиностроении. –Балашиха, 1978.
6. Канышев Г.А., Чистяков Ф.М. Коэффициент подачи винтового фреонового маслозаполненного компрессора // Холодильная техника. 1979. № 12.
7. Носков А.Н. Расчет процесса сжатия холодильного винтового компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 1997. Вып. 1 – 2.