

# Математическое описание рабочих процессов винтового компрессора на фазе регулирования производительности

А.В. АНУФРИЕВ, В.И. ПЕКАРЕВ  
СПбГУНиПТ

*The change in the section area of a relief port of a screw compressor, the volumetric capacity of which is regulated by a slide valve, is considered. The standard slide valve and the slide valve with changed rims located under the angles, equal to the turning angles of the screw lines of the corresponding rotors are compared. The analysis of change of the relief port area by the turning angles of the driving rotor shows that if the valve with changed rims is used, then this area in the phase of control is always larger, i.e., the gas dynamic resistance is less. Besides, the mathematical model of the compressor BX-130 (R22) shows that compressor efficiency with the changed slide valve during capacity control is 2 – 8 % higher, than if the standard slide valve is used.*

Большой комплекс работ, проведенных на кафедре холодильных машин и низкпотенциальной энергетики СПбГУНиПТ, показал значительное снижение эффективности работы винтового компрессора при регулировании холодопроизводительности золотниковым способом. Эффективный КПД  $\eta_e$  при уменьшении производительности до 50 % снижается на 30 – 40 % [3, 4]. Это происходит главным образом вследствие уменьшения геометрической степени сжатия  $\varepsilon_r$  компрессора при снижении холодопроизводительности, а также из-за появления дополнительных газодинамических потерь при выталкивании “лишнего” количества пара из парной полости в камеру всасывания.

Процессы в винтовом компрессоре при регулировании холодопроизводительности можно условно разбить на четыре этапа. Первый – процесс всасывания, при котором весь объем парной полости заполняется паром рабочего вещества. Второй – процесс выталкивания части пара рабочего вещества, не участвующего в процессе сжатия, из парной полости обратно в камеру всасывания. Третий этап – непосредственно процесс сжатия и, наконец, четвертый – нагнетание (выталкивание пара из парной полости в камеру нагнетания).

Для создания адекватной математической модели процессов, происходящих в винтовом компрессоре при регулировании его объемной производительности, необходимо знать площадь сечения перепускного окна, через которое “лишний” пар перепускается из парной полости в камеру всасывания при любом угле поворота ведущего ротора. Однако размер и конфигурация этого окна зависят не только от угла поворота ротора, но и непосредственно от положения золотника регулятора. В связи с этим необходимо получить зависимости площади перепускного окна  $f_{per}$  от угла поворота ведущего ротора  $\varphi_1$  при фиксированных значениях положения золотника.

Рассмотрим более подробно изменение площади перепускного окна экспериментального компрессора ВХ-130 при положении золотника, соответствующем 40 % объемной производительности, т.е. положение регулятора дол-

жно быть таким, чтобы сжатие началось в момент, когда объем парной полости соответствует заданному значению величины объемной производительности.

При производительности 40 % объем парной полости в начале сжатия должен составлять 40 % от ее полного объема  $W_0$ :

$$W_{o,4} = \frac{40W_0}{100} \quad (1)$$

В общем случае

$$W_{o,x} = \frac{xW_0}{100}, \quad (2)$$

где  $x$  – заданное значение объемной производительности компрессора, %.

Для того чтобы правильно определить положение золотника, необходимо определить угол поворота ротора в момент, когда объем парной полости составит  $x$  процентов от полного объема.

Для экспериментального компрессора ВХ-130 полный объем парной полости равен  $W_0 = 429 \text{ см}^3$ , значит, при производительности 40 % сжатие должно начаться в момент, когда объем полости составит  $W_{o,4} = 171,6 \text{ см}^3$ . Такому значению соответствует угол поворота ведущего ротора  $\varphi_1 = 224,6^\circ$ .

Далее, воспользовавшись зависимостью между углом поворота ротора и продольным перемещением винтовой линии  $z_1$ , определяем положение золотника регулятора производительности:

$$z_p = \frac{\varphi_1 h_1}{360} - \frac{h_1}{z_1}, \quad (3)$$

где  $z_p$  – продольное положение золотника от торца всасывания, мм;

$h_1$  – осевой шаг ведущего винта, мм.

Изменение площади перепускного окна при регулировании холодопроизводительности компрессора с помощью золотникового регулятора с кромками, расположенными под углами, равными углам наклона винтовых линий соответствующих винтов (измененный золотник) [1],

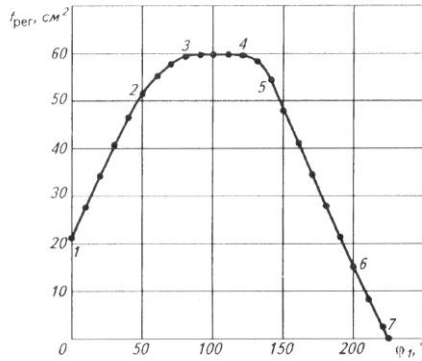


Рис. 1. Зависимость площади сечения перепускного окна  $f_{\text{пер}}$  от угла поворота ведущего ротора  $\varphi_1$  при регулировании измененным золотником

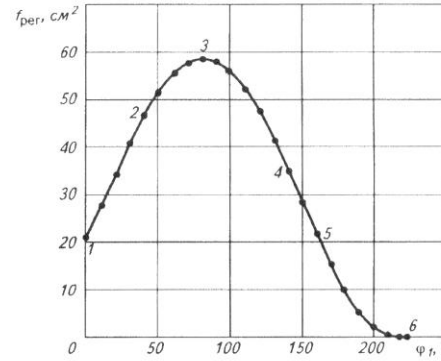


Рис. 2. Зависимость площади сечения перепускного окна  $f_{\text{пер}}$  от угла поворота ведущего ротора  $\varphi_1$  при регулировании стандартным золотником

дано на рис. 1. Изменение конфигурации перепускного окна происходит в три этапа. На первом этапе имеет место линейное увеличение площади перепускного окна (участок 1 – 2 на рис. 1). В конце этого этапа линейная зависимость сменяется выпуклой (участок 2 – 3 на рис. 1), т.е. производная  $df_{\text{пер}}/d\varphi_1$  уменьшается, что объясняется тем обстоятельством, что кромки торца всасывания расположены под прямым углом к продольной оси компрессора, а винтовые линии роторов – нет, а значит, одинаковым приращениям  $d\varphi_1$  будут соответствовать разные приращения  $df_{\text{пер}}$ .

На втором этапе площадь перепускного окна остается постоянной, о чем свидетельствует горизонтальный участок 3 – 4 зависимости  $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$  на рис. 3. На этом этапе парная полость уже отделилась от торца всасывания, но еще не достигла кромок золотника. При этом площадь перепускного окна равна полной проекции парной полости на горизонтальную плоскость, а значит, площадь перепускного окна имеет максимально возможное значение (как будет показано ниже, зависимость  $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$  может и не иметь горизонтального участка).

Третий этап – уменьшение площади сечения перепускного окна. На рис. 1 этому этапу соответствует участок 4 – 7. На большей его части (5 – 6) площадь сечения перепускного окна уменьшается линейно, однако на участках 4 – 5 и 6 – 7 имеет место нелинейность, обусловленная наличием поперечного участка кромки золотника регулятора со стороны всасывания винта. Несколько иначе выглядит зависимость  $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$  при регулировании холодопроизводительности стандартным золотником, кромки которого со стороны всасывания расположены под прямым углом к продольной оси компрессора (рис. 2). На начальном этапе, как и в первом случае, имеет место линейное увеличение площади сечения перепускного окна (участок 1 – 2 на рис. 2). Далее зависимость  $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$  становится нелинейной (участок 2 – 4). Нелинейность, как и ранее, объясняется различными углами кромок торца всасывания и наклона винтовых линий винтов. Естественно, это обстоятельство зависит только от геометрии винтов и является общим для золотниковых регуляторов обоих видов. Как видно из рис. 2, функция  $f_{\text{пер}} = f(\varphi_1)$  имеет экстремум в точке 3 на участке 2 – 4 в отличие от случая с измененным золотником (рис. 1), когда максимальному значению функции соот-

ветствовал целый участок 3 – 4. Это объясняется тем, что при таком положении золотника, которое показано на рис. 1, в момент, когда задние по направлению движения парной полости зубья отделились от торца всасывания, передние уже достигли кромки регулятора. Вследствие этого максимальное значение площади сечения перепускного окна меньше, чем полная площадь проекции парной полости на горизонтальную плоскость. Следует отметить, что при объемной производительности 30 % от полной и ниже горизонтальный участок все же будет иметь место, однако его протяженность по углу поворота ведущего ротора будет значительно меньшей, чем при регулировании измененным золотником. Участок 3 – 4 (рис. 2) характеризуется нелинейным уменьшением площади перепускного окна. Этот участок более протяженный, чем для измененного золотника (см. 4 – 5 на рис. 1), так как кромки стандартного золотника располагаются перпендикулярно оси компрессора, а у измененного золотника присутствует лишь небольшой поперечный участок.

Далее следует линейное уменьшение площади перепускного окна на участке 4 – 5. При достижении задних по направлению движения зубьями винта кромок золотника зависимость вновь становится нелинейной (участок 5 – 6 на рис. 2).

Таким образом, проведенный анализ показывает, что в случае использования золотника с измененными кромками имеет место увеличение проходного сечения на всем протяжении фазы регулирования, кроме начального участка, когда передние по ходу движения винтов зубья парной полости еще не достигли прямой кромки стандартного золотника. Таким образом, в случае использования измененного золотника при перепуске пара имеет место уменьшение величины газодинамических сопротивлений.

Термодинамическое состояние хладагента в рабочей полости компрессора при регулировании производительности может быть описано с помощью следующих дифференциальных уравнений [2]:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{zR}{c_v W \omega} \left[ \frac{dQ}{dt} - \left( 1 + \frac{c_v}{zR} \right) \omega p \frac{dW}{d\varphi} + \sum i_{\text{вх},j} G_{\text{вх},j} - \sum i G_{\text{вх},j} - i G_{\text{пер}} \right]; \quad (4)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{zR}{c_v m \omega} \left[ \frac{dQ}{dt} - \omega p \frac{dW}{d\varphi} + \sum (i_{\text{вх},i} - i) G_{\text{вх},i} + p v (G_{\text{вх},i} - G_{\text{вых},j} - G_{\text{пер}}) \right], \quad (5)$$

где  $p$  – давление в рабочей полости;  
 $\varphi$  – угол поворота ротора;  
 $z$  – фактор сжимаемости газа;  
 $R$  – газовая постоянная;  
 $c_v$  – удельная теплоемкость при постоянном объеме;  
 $W$  – объем парной области;  
 $T$  – температура;  
 $Q$  – теплота;  
 $i$  – энтальпия;  
 $G$  – массовый расход;  
 $v$  – объем в рабочей полости;  
 $m$  – масса.

Для математического описания процесса перепуска рабочего вещества из парной полости в камеру всасывания вводятся следующие допущения:

- ✓ течение газа одномерное изоэнтропное;
- ✓ для описания течения в каждый момент времени могут быть использованы зависимости для установившегося потока газа.

Тогда массовый расход перепускаемого хладагента можно записать в следующем виде:

$$G_{\text{пер}} = \alpha \varepsilon_p f_{\text{пер}} \sqrt{2\rho(p - p_{\text{вс}})}, \quad (6)$$

где  $\alpha$  – коэффициент расхода;  
 $\varepsilon_p$  – коэффициент расширения;  
 $f_{\text{пер}}$  – площадь проходного сечения перепускного окна, м<sup>2</sup>;  
 $\rho$  – плотность рабочего вещества в парной полости, кг/м<sup>3</sup>;  
 $p$  и  $p_{\text{вс}}$  – соответственно давление в парной полости и в камере всасывания, Па.

Вследствие отсутствия данных по стационарным продувкам перепускных окон винтовых компрессоров значения коэффициента расхода определяли путем анализа индикаторных диаграмм экспериментального компрессора ВХ-130 с помощью разработанной математической модели [2].

Для этого уравнение (4) решалось относительно величины расхода перепускаемого пара  $G_{\text{пер}}$ :

$$G_{\text{пер}} = \frac{-\frac{\Delta p}{\Delta\varphi} \frac{c_v W \omega}{zR} + \frac{dQ}{dt}}{i} - \frac{\left(1 + \frac{c_v}{zR}\right) \omega p \frac{dW}{d\varphi} + \sum i_{\text{вх},i} G_{\text{вх},i} - \sum i G_{\text{вых},j}}{i}. \quad (7)$$

При этом величина  $\Delta p/\Delta\varphi$ , записанная в конечных разностях, определялась непосредственно из опытной индикаторной диаграммы [3]. Далее вычислялось значение коэффициента расхода перепускного окна:

$$\alpha = \frac{G_{\text{пер}}}{\varepsilon_p f_{\text{пер}} \sqrt{2\rho(p - p_{\text{вс}})}}. \quad (8)$$

Зависимость коэффициента расхода от числа Рейнольдса, полученная в результате вычислений, изображена на рис. 3.

За характерный параметр при определении числа Рейнольдса принимали эквивалентный диаметр перепускного окна

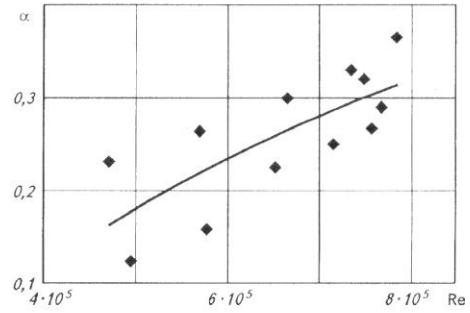


Рис. 3. Зависимость коэффициента расхода перепускного окна  $\alpha$  от числа Рейнольдса

$$D_3 = \frac{4 f_{\text{пер}}}{\Pi_{\text{пер}}}, \quad (9)$$

где  $\Pi_{\text{пер}}$  – периметр перепускного окна.

Коэффициент расширения может быть найден из уравнения

$$\varepsilon_p = 1 - \frac{C}{k} \frac{p - p_{\text{вс}}}{p}, \quad (10)$$

где  $C$  – экспериментальный коэффициент.

Так как относительная разность давлений в парной полости и в камере всасывания на фазе регулирования невелика, принимаем  $\varepsilon_p$  равным 1.

На рис. 4 и 5 представлены зависимости давления пара хладагента в парной полости от ее объема в процессе регулирования при объемной производительности компрессора 50 %.

Сжатие после фазы регулирования начинается при давлении, превышающем давление всасывания. Эта разность давлений обусловлена наличием газодинамических сопротивлений при прохождении пара из парной полости в камеру всасывания. Увеличение индикаторной работы компрессора определяется площадью индикаторной диаграммы под кривой процесса на участке регулирования производительности. На рис. 5 давление в начале сжатия ниже, чем на рис. 4, а значит, меньше и потери работы на выталкивание пара в камеру всасывания. Таким образом, рисунки наглядно демонстрируют энергетический эффект от использования золотника с измененными кромками.

Как показали расчеты, проведенные с помощью математической модели для компрессора ВХ-130, работающе-

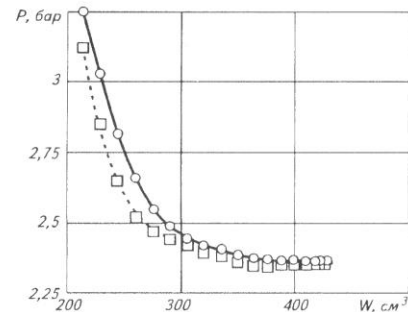


Рис. 4. Зависимость давления в парной полости  $p$  от объема  $W$  в ходе регулирования производительности стандартным золотником:  
 сплошная линия – расчет; пунктир – эксперимент

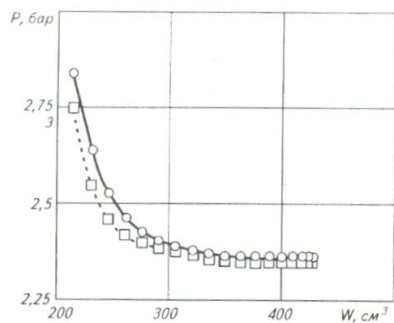


Рис. 5. Зависимость давления в парной полости  $p$  от объема  $W$  в ходе регулирования производительности измененным золотником:

сплошная линия — расчет; пунктир — эксперимент

го на R22 в режимах пароконденсаторных холодильных машин, использование золотника с кромками, расположенными под углами, равными углам наклона винтовых ли-

ний соответствующих винтов, позволяет повысить КПД компрессора при регулировании производительности на 2 – 8 % в зависимости от режима. При этом наибольший эффект наблюдается при работе на режимах с невысокими значениями внешней степени повышения давления. Расчетные зависимости внутреннего изэнтропного КПД от внешней степени повышения давления качественно и количественно согласуются с результатами экспериментальных исследований [3], что говорит об адекватности разработанной математической модели.

#### Список литературы

1. А.с. 1691558 СССР, МКИ F 04 C 18/16. Винтовой компрессор / А.Н. Носков, А.П. Алексеев, В.И. Пекарев, В.И. Ведайко. 1991. Бюл. № 42.
2. Пекарев В.И., Ануфриев А.В. Исследование процесса сжатия холодильного винтового компрессора с регулируемой производительностью // Турбины и компрессоры. 2004. № 3, 4 (28, 29).
3. Повышение эффективности работы холодильного винтового компрессора при регулировании производительности. – Л.: ЛГИХП. Отчет о НИР по теме 948, № гос. регистрации 01900049636.
4. Холодильные машины: Учебник / Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997.