

УДК 621.9:621.565

Метод определения объема парной полости винтового компрессора

И.В. Автономова¹, А.В. Братусь², С.Г. Сорокин³

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, 105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1

² ООО «Хауден», департамент «Сервис и запасные части», 127055, Москва, Российская Федерация, Новослободская ул., д. 21

³ Научно-производственное предприятие «Звезда», 140070, Московская обл., Российская Федерация, пос. Томилино, Гоголя ул., д. 39

A Method for Determining the Volume of the Working Cavity of a Screw Compressor

I.V. Avtonomova¹, A.V. Bratus², S.G. Sorokin³

¹ BMSTU, 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1

² Howden LLC, Maintenance and Spare Parts Department, 127055, Moscow, Russian Federation, Novoslobodskaya St., Bldg. 21

³ Research and Manufacturing Enterprise Zvezda, 140070, Moscow region, Russia Federation, Tomilino, Gogol St., Bldg. 39



e-mail: e5-kafedra@yandex.ru, brant88@mail.ru



В настоящее время разработаны графоаналитический, аналитический и численный методы расчета зависимости объема парной полости винтового компрессора от угла поворота ведущего ротора. Однако сложность графоаналитического и численного методов затрудняют их практическое использование. Аналитический метод справедлив для симметричных профилей и дает недопустимые ошибки при расчете ВК с винтами асимметричного профиля. Представлен приближенный метод определения аналитической зависимости объема парной полости винтового компрессора от угла поворота ведущего ротора. Приведены зависимости определения начального объема, углов всасывания, нагнетания и сжатия. Выполнена проверка предложенного метода, для чего рассчитаны объемы парных полостей винтов типоразмерного ряда и проведено их сравнение с данными типоразмерного ряда. Показано, что полученные аналитические зависимости объема парной полости, занятой газом, от угла поворота ведущего ротора пригодны для решения задач, связанных с расчетом элементов проточной части винтового компрессора с роторами с асимметричным профилем.

Ключевые слова: винтовой компрессор, парная полость, профиль зуба, угол закрутки, площадь впадин, объем впадин, описанный объем, угол сжатия.



Grapho-analytical, analytical and numerical methods are currently used to calculate the relationship between the volume of the screw compressor working cavity and the rotation angle of the driving rotor. However, the complexity of the grapho-analytical and numerical methods impede their practical application. The analytical method is suitable for calculating symmetrical profiles but it results in unacceptable errors when calculating screws of asymmetrical profile. This paper presents an approximated method for determining an analytical dependence of the volume of the screw compressor working cavity on the rotation angle of the driving rotor. Ways to determine the initial volume, angles of suction, pressurization, and compression are shown. The suggested method is tested through calculating volumes of the screw working cavities in standard series and comparing the results with the standard series data. It is shown that the obtained analytical relationships between the volume of the working cavity filled with

gas, and the rotation angle of the driving rotor can be used for calculating components of the flow section in screw compressors with asymmetric profile rotors.

Keywords: screw compressor, working cavity, tooth profile, swirl angle, cavity square, cavity volume, displacement volume, compression angle.

Винтовые компрессоры (ВК) нашли широкое применение в различных областях промышленности: в химической, нефтехимической (как часть установки какого-либо технологического процесса, например компрессорная установка по отбору хвостового газа после гидроочистки топлива и передачи этого газа на дальнейшую очистку и переработку); энергетической (для обеспечения топливным газом газовых турбин или газопоршневых двигателей [1]); нефтяной и газовой (например, для сбора и перемещения попутного нефтяного газа [2, 3]); в машиностроении (для обеспечения воздухом контрольно-измерительных приборов цехов завода [3–5]); в холодильной технике и кондиционировании воздуха (в качестве источника работы над газом для осуществления холодильного цикла; в передвижных компрессорных станциях (для обеспечения воздухом пневматических отбойных молотков и прочего пневмоинструмента) [6] и т. д.

При определении описанного объема ВК, углов всасывания и нагнетания, построении индикаторной диаграммы, определении нагрузок, действующих на винтовые роторы, требуется знание зависимости объема парной полости, заполненной газом, от угла поворота ведущего винта ВК. В работах [7–15] изложены аналитический, графоаналитический [9] и численные методы расчета искомой зависимости. Аналитический метод, предложенный в работе [7], справедлив для симметричных профилей и дает недопустимые ошибки при расчете ВК с винтами асимметричного профиля, которые в современном компрессоростроении наиболее часто применяются. Численные методы, предложенные в работах [10–15], позволяют более точно определить текущие значения объемов парных полостей, заполненных газом, однако сложность предложенных методов затрудняет их практическое использование, особенно на стадии предэскизного и эскизного проектирования. Графоаналитический метод, описанный в работах [8, 9], обладает большей простотой и наглядностью и обеспечивает достаточную точность расчета, однако требует большой затраты времени на его реализацию. Основанный на нем приближенный аналитический метод определения изменения объема парной поло-

сти, заполненной газом, предложенный авторами, обладает всеми преимуществами графоаналитического метода и одновременно является значительно менее трудоемким.

Для того чтобы выяснить работоспособность предложенного метода, произвольно выберем профили зубьев ВК и рассчитаем изменение объема парной полости, заполненной газом, в зависимости от угла поворота ведущего винта φ_1 . Выберем винты с числом зубьев $m_1 + m_2 = 5 + 7$ с профилем Лисхольма и углом закрутки $\tau_{1з}$ ведущего винта больше предельного угла закрутки $\tau_{1пр}$. Применение больших углов закрутки, с одной стороны, позволяет повысить геометрическую степень сжатия, увеличить окна всасывания и нагнетания и, следовательно, снизить скорость газа в них. С другой стороны, приводит к сокращению описанного объема V_h компрессора, так как к моменту начала сжатия газа в парной полости с торца всасывания она с торца нагнетания еще занята зубьями сопряженного винта.

Основные геометрические параметры рассматриваемых винтов приведены ниже.

Основные геометрические параметры винтов*

Передаточное число, i	1,4
Радиус начальной окружности ведущего винта, $r_{1н}$, мм	66,65
Радиус начальной окружности ведомого винта, $r_{2н}$, мм	93,35
Радиус окружности вершин ведущего винта, r_1 , мм	104
Радиус окружности вершин ведомого винта, r_2 , мм	97,5
Радиус, которым описана передняя сторона головки зуба ведущего винта, r , мм	37,35
Межосевое расстояние, A , мм	160
Длина винтов, L/d_1 , мм	1,298
Площадь впадины ведущего винта, $f_{1в}$, мм ² ..	2 265,95
Площадь впадины ведомого винта, $f_{2в}$, мм ² ..	1 956,64
Осевой шаг ведущего винта, H_1 , мм	318,69
Угол закрутки ведущего винта, $\tau_{1з}$, град	305
Угол наклона винтовой линии, β_n	52° 43' 43.500''

* Нижний индекс 1 в обозначениях соответствует ведущему винту, а нижний индекс 2 — ведомому винту.

Процесс изменения объема парной полости, занятой газом, за один полный цикл работы ВК можно условно разделить на два этапа. Первый этап — этап освобождения — характеризуется плавным увеличением объема парной полости от нуля до максимального значения. Второй этап — этап загромождения — характеризуется плавным уменьшением свободного объема от максимального значения до нуля. Этапу освобождения соответствует процесс всасывания, а этапу загромождения — процессы сжатия и нагнетания. Этап загромождения протекает строго в обратной последовательности этапу освобождения.

Рассмотрим процесс изменения объема парной полости в ВК с углом закрутки $\tau_{13} = \tau_{1пр}$. Изменение объема парной полости на этапе загромождения в свою очередь делится на три этапа.

Этап I. Характеризуется непропорциональным уменьшением объема парной полости. Он длится от начала входа зубьев винтов в зацепление у торца всасывания до полного замыкания линии контакта.

Согласно графоаналитическому методу [9], для определения изменения объема парной полости, занятой газом, необходимо знать зависимость суммарной площади загромождения от угла φ_1 поворота ведущего ротора. Это изменение строится графически. Положение винтов, соответствующее началу заполнения впадины Π_1 ведущего винта зубом I ведомого винта, показано на рис. 1, а.

При дальнейшем повороте винтов зуб I ведущего винта касается окружности вершин ведомого винта в точке A (рис 1, б). Этому положению винтов соответствует угол поворота ведущего винта φ' :

$$\varphi' = \varphi_{1п} - \alpha_1,$$

где $\varphi_{1п}$ — угол поворота ведущего винта, который отсчитывается от нулевого положения и соответствует окончанию этапа I загромождения парной полости на торце всасывания (замыканию линии контакта),

$$\varphi_{1п} = \beta_{01} + 2\pi/m_1;$$

$$\alpha_1 = \arccos \{ [r_{1н}^2 + A^2 - (r - r_2)] / 2Ar_{1н} \}.$$

С этого момента зуб I ведущего винта начинает входить в полость Π_2 ведомого винта и загромождение парной полости $\Pi_1 + \Pi_2$ осуществляется сразу двумя зубьями: зубом I ведомого винта и зубом I ведущего винта (рис. 1, в). Полностью парная полость $\Pi_1 + \Pi_2$ заполнится зубьями при повороте ведущего винта на угол $\varphi_{1п}$ (рис. 1, з).

График зависимости суммарной площади загромождения от угла поворота ведущего винта показан на рис. 2 (кривая 1). Суммарная площадь загромождения на нем откладывается сверху вниз. В [7] эта зависимость аппроксимирована прямой, которая проходит через крайние точки графически построенной кривой суммарной площади загромождения.

Предлагается эту зависимость аппроксими-

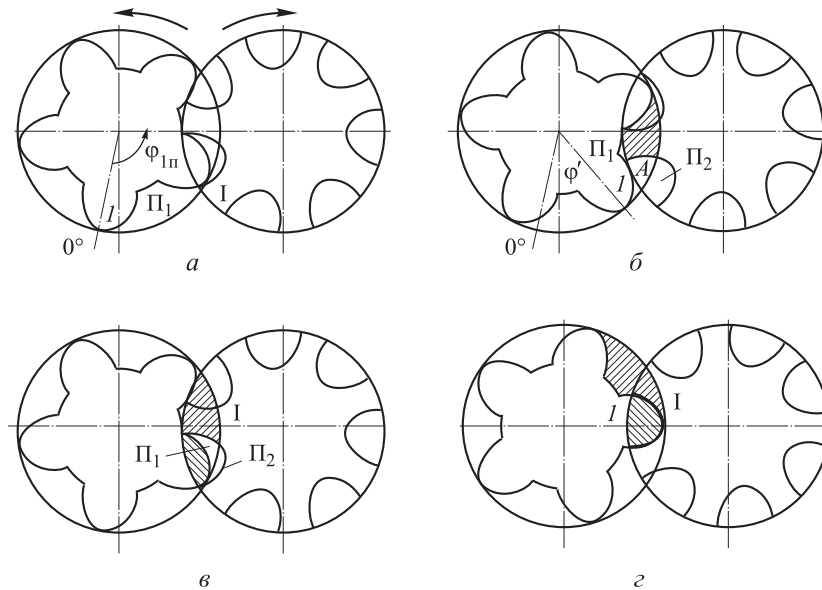


Рис. 1. Положение зубьев винтов на торце всасывания в процессе загромождения впадин: а — начальное заполнение впадины; б — касание окружности вершин ведомого винта в точке A; в — зуб I ведущего винта начинает входить в полость Π_2 ведомого винта; з — поворот ведущего винта на угол $\varphi_{1п}$ и полость $\Pi_1 + \Pi_2$ полностью загромождается зубьями

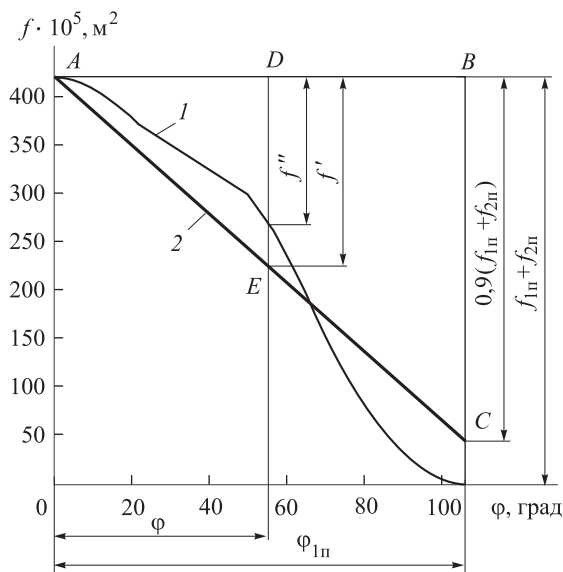


Рис. 2. График зависимости суммарной площади загромождения от угла поворота ведущего винта (1) и аппроксимация этой зависимости прямой (2)

ровать прямой (рис. 2, кривая 2), но так, чтобы суммарные площади загромождения под прямой и над прямой были одинаковыми. При этом точка *C* будет располагаться на расстоянии $0,9(f_{1п} + f_{2п})$ от прямой *AB*, значение которой равно геометрическому (максимальному) объему W_1 парной полости:

$$W_1 = L(f_{1п} + f_{2п}).$$

Текущий свободный объем парной полости в функции угла поворота ведущего винта φ будет

$$W(\varphi) = W_1 - W_3(\varphi),$$

где $W_3(\varphi)$ — текущий объем загромождения парной полости — объем той части парной полости, которая в данный момент оказалась загроможденной зубьями винтов.

Таким образом, для расчета изменения объема парной полости *ВК* необходимо знать изменение величины объема загромождения по углу поворота ведущего винта.

Из подобия треугольников *ABC* и *ADE* (см. рис. 2) найдем суммарную площадь загромождения f' , соответствующую повороту ведущего винта на некоторый угол φ ($0 \leq \varphi \leq \varphi_{1п}$):

$$f'(\varphi) = 0,9(f_{1п} + f_{2п})\varphi/\varphi_{1п}.$$

Обозначим $f_{1п} + f_{2п} = K_F d_{1п}^2$, тогда

$$K_F = (f_{1п} + f_{2п})/d_{1п}^2.$$

Перейдем от суммарной площади загромождения к объему загромождения. Элементарный

объем загромождения парной полости dW_3 в зависимости от суммарной площади загромождения $f'(\varphi)$ будет

$$dW_3 = f'(\varphi)dz,$$

где dz — элементарная длина винтов.

Для винта постоянного осевого шага

$$dz = (H_1/2\pi)d\varphi,$$

где H_1 — осевой шаг ведущего винта ($H_1 = \text{const}$); $d\varphi$ — элементарный угол поворота ведущего винта.

Обозначим $P_1 = (H_1/2\pi)$, тогда

$$dW_3 = P_1 f'(\varphi)d\varphi = 0,9P_1 K_F d_{1п}^2 (\varphi/\varphi_{1п})d\varphi.$$

После интегрирования полученного выражения по углу поворота ведущего винта от нуля до некоторого промежуточного значения φ ($0 \leq \varphi \leq \varphi_{1п}$) получим

$$W_3(\varphi) = 0,45P_1 K_F d_{1п}^2 \varphi^2/\varphi_{1п}.$$

Объем парной полости, свободный от зубьев и, соответственно, занятый газом

$$\begin{aligned} W(\varphi) &= W_1 - W_3 = \\ &= P_1 K_F d_{1п}^2 \tau_{13} [1 - 0,45\varphi^2/(\tau_{13}\varphi_{1п})] = \\ &= W_1 [1 - 0,45\varphi^2/(\tau_{13}\varphi_{1п})], \end{aligned}$$

так как

$$W_1 = L(f_{1п} + f_{2п}) = P_1 K_F d_{1п}^2 \tau_{13}.$$

При $\varphi = \varphi_{1п}$

$$W(\varphi_{1п}) = W_{\varphi_{1п}} = W_1 (1 - 0,45\varphi_{1п}/\tau_{13}).$$

График зависимости свободного объема парной полости от угла поворота ведущего винта на этапе I загромождения парной полости зубьями сопряженных винтов показан на рис. 3 (кривая 1).

Этот же график при аппроксимации зависимости суммарной площади загромождения прямой изображен на рис. 3 (кривая 2).

Этап II. На этапе II при $\varphi_{1п} \leq \varphi \leq \tau_{13}$ объем парной полости не соприкасается с торцом всасывания и линейно уменьшается при изменении угла поворота φ :

$$\begin{aligned} W(\varphi) &= W_1 \{1 - (0,45\varphi_{1п}/\tau_{13}) - \\ &- [(\varphi - \varphi_{1п})/(\tau_{13} - \varphi_{1п})](1 - 0,9\varphi_{1п}/\tau_{13})\}. \end{aligned}$$

При $\varphi = \tau_{13}$

$$W(\tau_{13}) = W_{\tau_{13}} = W_1 \varphi_{1п}/(2\tau_{13}).$$

Этап III. Этап III загромождения, так же как и первый, характеризуется непропорциональ-

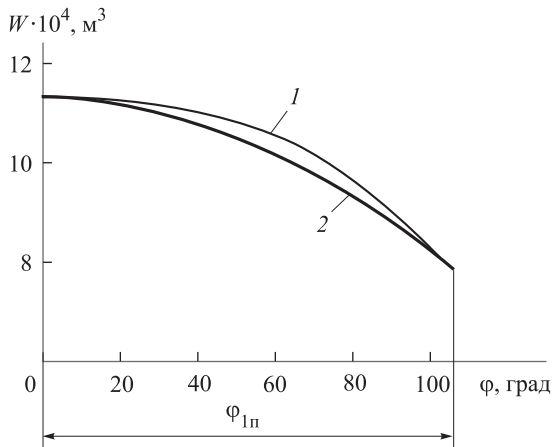


Рис. 3. График зависимости свободного объема парной полости от угла поворота ведущего винта (кривая 1) и аппроксимация этой зависимости прямой (кривая 2)

ным изменением свободного объема парной полости. Он длится до полного освобождения парной полости от зубьев винтов. Этапу III соответствует угол поворота ведущего винта φ от τ₁₃ до τ₁₃ + φ_{1п} (τ₁₃ ≤ φ ≤ τ₁₃ + φ_{1п}).

Изменение свободного объема парной полости на этапе III в зависимости от угла поворота ведущего винта можно найти по формуле

$$W(\varphi) = W_1 \{0,45[\varphi - (\tau_{13} + \varphi_{1п})]^2 / (\varphi_{1п} \tau_{13})\}.$$

Угол поворота ведущего винта, соответствующий окончанию процесса внутреннего сжатия в винтовом компрессоре φ_{1сж}, определяется по формуле

$$\varepsilon_f = \varepsilon_{BH}^{1/n} = W_1 / W(\varphi_{1сж}).$$

Так как φ_{1п} ≤ φ_{1сж} ≤ τ₁₃, то

$$W(\varphi_{1сж}) = W_1 \{1 - (0,45\varphi_{1п} / \tau_{13}) - [(\varphi_{1сж} - \varphi_{1п}) / (\tau_{13} - \varphi_{1п})]\} (1 - 0,9\varphi_{1п} / \tau_{13}).$$

После преобразований получим

$$\varphi_{1сж} = \varphi_{1п} + \{[1 - (0,45\varphi_{1п} / \tau_{13}) - 1 / \varepsilon_{BH}^{1/n}] / (1 - 0,9\varphi_{1п} / \tau_{13})\} (\tau_{13} - \varphi_{1п}).$$

Таким образом, аналитическая зависимость изменения свободного объема парной полости от угла поворота ведущего винта, соответствующая этапу загромождения, представляется следующей системой уравнений:

$$W(\varphi) = W_1 [1 - 0,45\varphi^2 / (\tau_{13}\varphi_{1п})], \quad 0 \leq \varphi \leq \varphi_{1п};$$

$$W(\varphi) = W_1 [1 - (0,45\varphi_{1п} / \tau_{13}) - (\varphi - \varphi_{1п}) / (\tau_{13} - \varphi_{1п})] (1 - 0,9\varphi_{1п} / \tau_{13}),$$

$$\varphi_{1п} \leq \varphi \leq \tau_{13};$$

$$W(\varphi) = W_1 \{0,45[\varphi - (\tau_{13} + \varphi_{1п})]^2 / (\varphi_{1п} \tau_{13}),$$

$$\tau_{13} \leq \varphi \leq \tau_{13} + \varphi_{1п}.$$

График полученной аналитической зависимости (кривая загромождения) представлен на рис. 4 (кривая 2). Соответствующая этапу загромождения графическая зависимость изменения свободного объема парной полости от угла поворота ведущего винта, полученная графоаналитическим способом ([9]), показана на рис. 4 (кривая 1).

Как упоминалось ранее, этап загромождения парной полости зубьями винтов протекает строго в обратной последовательности ее освобождения. Кривая изменения свободного объема парной полости по углу поворота ведущего винта, соответствующая этапу освобождения (кривая освобождения), получается симметричным отображением кривой загромождения относительно оси ординат.

В настоящее время применяются компрессоры с углами закрутки τ₁₃ больше предельных углов закрутки τ_{1пр}. В этих компрессорах в начале сжатия газа в парной полости со стороны торца всасывания (загромождения парной полости) она еще частично занята зубом ведомого винта со стороны торца нагнетания. При повороте винтов загромождение объема парной полости со стороны торца всасывания сопровождается его освобождением со стороны торца нагнетания, т. е. кривые освобождения и

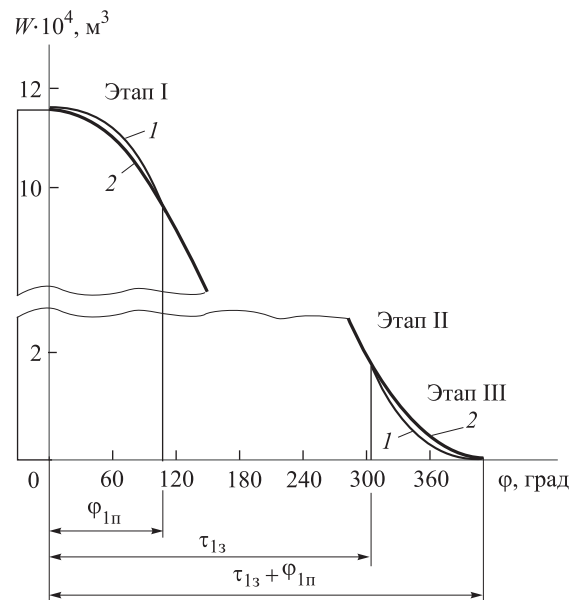


Рис. 4. Графическая зависимость свободного объема парной полости от угла поворота ведущего винта, полученная графоаналитическим методом (1) и рассматриваемым приближенным аналитическим методом (2)

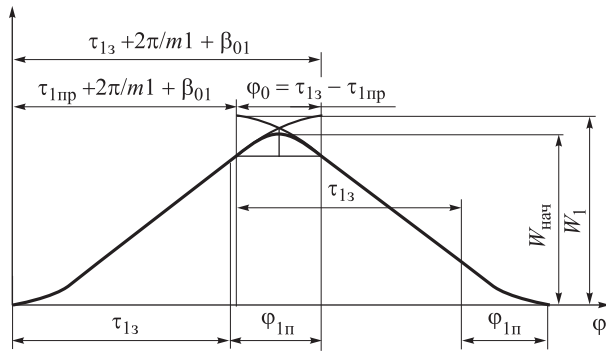


Рис. 5. Графическая зависимость изменения свободного объема парной полости при $\tau_{13} \geq \tau_{1пр}$

загромождения парной полости сдвинуты друг относительно друга на угол

$$\varphi_0 = \tau_{13} - \tau_{1пр}.$$

Графическая зависимость изменения объема парной полости, занятой газом, от угла поворота ведущего винта в случае $\tau_{13} > \tau_{1пр}$ представлена на рис. 5.

Процесс изменения свободного объема парной полости на участке φ_0 описывает следующей зависимостью, если за начало отсчета принять начало процесса загромождения парной полости на торце всасывания:

$$W_{рез}(\varphi) = W_{осв}(\varphi) - [W_1 - W_{загр}(\varphi)],$$

$$0 \leq \varphi \leq \varphi_0,$$

где

$$W_{загр}(\varphi) = W_1 [1 - \varphi^2 / (2\tau_{13}\varphi_{1п})];$$

$$W_{осв}(\varphi) = W_1 [1 - 0,45(\varphi_0 - \varphi)^2 / (\tau_{13}\varphi_{1п})].$$

Угол поворота ведущего винта $\varphi_{вс}$, отсчитываемый от положения начала загромождения парной полости и соответствующий ее наибольшему свободному объему, определяется из равенства

$$W_{осв}(\varphi_{вс}) = W_{загр}(\varphi_{вс}).$$

Соответственно, наибольший свободный объем парной полости в случае $\tau_{13} \geq \tau_{1пр}$ определяется как

$$W_{нач} = W_{осв}(\varphi_{вс}) = W_{загр}(\varphi_{вс}).$$

Угол поворота ведущего винта, соответствующий окончанию процесса внутреннего сжатия в винтовом компрессоре $\varphi_{1сж}$, определяется из формулы

$$\varepsilon_r = \varepsilon_{вн}^{1/n} = W_{нач} / W(\varphi_{1сж}).$$

Так как $\varphi_{1п} \leq \varphi_{1сж} \leq \tau_{13}$, то

$$W(\varphi_{1сж}) = W_1 \{1 - 0,45\varphi_{1п} / \tau_{13} -$$

$$- [(\varphi_{1сж} - \varphi_{1п}) / (\tau_{13} - \varphi_{1п})] [1 - (0,9\varphi_{1п}) / \tau_{13}]\}.$$

Таким образом, после несложных преобразований получим

$$\varphi_{1сж} = \varphi_{1п} + \{ \{1 - (0,45\varphi_{1п}) / (\tau_{13}) - (1/\varepsilon_{вн}^{1/n}) W_1 / W_{рез}(\varphi_{вс})\} / [1 - (0,9\varphi_{1п}) / \tau_{13}] \} \times (\tau_{13} - \varphi_{1п}).$$

Очевидно, что для рационального использования объема парных полостей винтов необходимо, чтобы они были соединены с камерой всасывания в течение всего времени поворота ведущего винта на угол

$$\varphi^* = 2\pi - \varphi_{1п} + \varphi_{вс}.$$

Для проверки вышеизложенной методики определим полезные объемы парных полостей винтов типоразмерного ряда СКБ К по ней и сравним полученные результаты с данными типоразмерного ряда, взятыми из [16] (таблица). Все расчеты выполнены в программной среде Mathcad, расчет приведен в приложении.

Результаты расчета

Параметры винтовой пары		Объем парной полости, $V_{п.п}$, см ³	Рассчитанный объем парной полости, $W_{нач}$, см ³	Относительная ошибка, ε , %
d_1 , мм	L/d_1			
80	1,0	58,6	59,8	2,1
	1,35	79,1	80,6	1,9
100	1,0	114,4	116,9	2,2
	1,35	154,5	157,5	1,9
125	1,0	223	228	2,4
	1,35	301,8	307,6	1,9
160	1,0	468	479	2,3
	1,35	632,8	645,1	1,9
200	1,0	915	935	2,2
	1,35	1 236	1 260	2,0
250	1,0	1 787	1 826	2,2
	1,35	2 414	2 461	2,0
315	1,0	3 575	3 653	2,2
	1,35	4 829	4 924	2,0
400	1,0	7 320	7 481	2,2
	1,35	9 888	10 082	2,0
500	1,0	14 297	14 610	2,2
	1,35	19 312	19 690	2,0
630	1,0	28 600	29 226	2,2
	1,35	38 632	39 388	2,0

Анализируя полученные результаты, можно сделать следующие выводы.

1. Рассмотренный метод получения аналитической зависимости объема парной полости, занятой газом, от угла поворота ведущего ротора пригоден для решения задач, связанных с расчетом элементов проточной части винтового компрессора.

2. Полученные зависимости наибольшего свободного объема парной полости $W_{нач}$ в случае $\tau_{13} \geq \tau_{1пр}$, угла поворота ведущего винта, соответствующего окончанию процесса внутреннего сжатия $\varphi_{1сж}$, угла всасывания φ^* на стороне ведущего винта могут быть использованы при расчете винтовых компрессоров с роторами асимметричного профиля и углами закрутки роторов больше предельных.

Приложение. Проверка рассмотренного метода получения аналитической зависимости величины объема парной полости от угла поворота ведущего ротора.

Исходные данные:

Число зубьев ведущего винта	$m_1 = 4$
Число зубьев ведомого винта	$m_2 = 6$
Передаточное число	$i = 1,5$
Внешний диаметр ведущего винта, м	$d_1 = 0,100$
Внешний диаметр ведомого винта, м	$d_2 = d_1 = 0,100$
Начальный диаметр ведущего винта, м	$d_{1н} = 0,0640$
Начальный диаметр ведомого винта, м	$d_{2н} = 0,0960$
Радиус окружной части зуба ведущего винта, м	$r = 0,0220$
Межосевое расстояние, м	$A = 0,080$
Длина винта, м	$L = 1,35 d_1 = 0,135$
Угол закрутки ведущего винта, град	$\tau_{13} = 304$
Угол наклона винтовой линии, град	$\beta_n = 51,488113$
Площадь впадины ведущего винта, м ²	$f_{1п} = 6,94 \cdot 10^{-4}$
Площадь впадины ведомого винта, м ²	$f_{2п} = 4,97 \cdot 10^{-4}$
Объем парной полости, см ³	$V_{п.п} = 154,5$

Расчет:

$$r_1 := \frac{d_1}{1}; r_2 := \frac{d_2}{1}; r_{1i} := \frac{d_{1н}}{2}; r_{2i} := \frac{d_{2н}}{2};$$

$$H_1 := \frac{360L}{\tau_{13}} = 0,16 \text{ м.}$$

Центральный угол линии зацепления в системе координат, связанной с ведомым винтом

$$\beta_{02} := a \cos\left(\frac{A^2 + r_{2н}^2 - r_1^2}{2r_{2н}A}\right) \frac{1}{\text{deg}} = 36,117 \text{ град.}$$

Углы начала загромождения в системе координат, связанной с ведущим винтом

$$\beta_{01} := a \cos\left(\frac{r_1^2 A^2 - r_{2н}^2}{2r_1 A}\right) \frac{1}{\text{deg}} = 34,462 \text{ град;}$$

$$\alpha_{01} := i \left[\beta_{02} - a \cos\left(1 - \frac{r^2}{2r_{2н}^2}\right) \right] \frac{1}{\text{deg}} = 14,432 \text{ град.}$$

Угол поворота ведущего винта, отсчитываемый на торце всасывания от положения начала загромождения полости ведущего винта зубом ведомого винта до полного замыкания линии зацепления:

$$\varphi_{1п} := \frac{360}{m_1} + \beta_{01} = 124,462 \text{ град.}$$

Предельное значение угла закрутки ведущего винта

$$\tau_{1пр} = 2\pi - \varphi_{1п} - 2\beta_{01} = 221,106 \text{ град.}$$

Тогда

$$\varphi_0 := \tau_{13} - \tau_{1пр} = 82,894 \text{ град.}$$

Максимальный объем парной полости

$$W_1 := L(f_{1п} + f_{2п}) = 1,608 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3.$$

Объем загромождения

$$W_{загр}(\varphi_1) := W_1 \left(1 - \frac{0,90\varphi_1^2}{2\tau_{13}\varphi_{1п}}\right);$$

результующий объем

$$W_{рез}(\varphi_1) := W_{осв}(\varphi_1) - (W_1 - W_{загр}(\varphi_1)).$$

Угол всасывания и начальный объем определим совместно решая уравнения для $W_{загр}(\varphi_1)$ и $W_{рез}(\varphi_1)$:

$$\varphi_{вс} := 0 \text{ град;}$$

Given

$$W_{загр}(\varphi_{вс}) = W_{осв}(\varphi_{вс});$$

$$\varphi_{вс} := \text{Find}(\varphi_{вс}) = 41,447 \text{ град.}$$

Принимаем $\varphi_{вс} := 41,5 \text{ град.}$

Объем парной полости

$$W_{нач} := W_{загр}(\varphi_{вс}) \cdot 10^6 = 157,4916 \text{ см}^3.$$

Относительная ошибка

$$\varepsilon := \frac{|W_{нач} - V_{п.п}|}{V_{п.п}} \cdot 100 = 1,9 \text{ \%}.$$

Литература

- [1] Шершнев О.В. Применение ДКУ Enerproject при утилизации попутного нефтяного газа в качестве топлива для ГТЭС. *Турбины и дизели*, 2011, № 5, с. 16–17.
- [2] Автономова И.В., Шур А.Ю. Утилизация ПНГ: особенности эксплуатации компрессорных установок с винтовыми маслозаполненными компрессорами на газе повышенной плотности. *Нефтегазовая вертикаль*, 2014, № 4(329), с. 52–56.
- [3] Автономова И.В., Королёв Д.В. Анализ влияния относительной длины роторов винтового компрессора на его параметры. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. Спец. вып. Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование*, 2011, с. 69–77.
- [4] Prince K.G. Environmental design and product development innovation in variable-speed oil-free rotary screw compressors. *International Conference on Compressors and their Systems, 9-12 September 2001*, City University, London, UK, pp. 91–110.
- [5] Автономова И.В., Мазурин Э.Б., Братусь А.В. Разработка технологической схемы КУ с рекуперацией тепла. Анализ и подбор конструкции промежуточного охладителя. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. Спец. вып. Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование*, 2011, с. 78–98.
- [6] Sato H. Development of high-pressure screw compressor. *International Conference on Compressors and their Systems 9-12 September 2001*, City University, London, UK. pp. 111–119.
- [7] Андреев П.А. *Винтовые компрессорные машины*. Ленинград, Судпромгиз, 1961. 252 с.
- [8] Чекушкин Г.Н., Хамидуллин М.С., Налимов В.Н. *Численный метод профилирования и анализа геометрии рабочих камер роторных компрессоров*. Казань, КХТИ, 1988. 25 с.
- [9] Сакун И.А. *Винтовые компрессоры*. Ленинград, Машиностроение, 1970. 400 с.
- [10] Stosic N., Smith I. K., Kovacevic A. *Screw Compressors. Mathematical Modelling and Performance Calculation*. Springer, 2004. 138 p.
- [11] Stosic N., Smith I. K., Kovacevic A. *Screw Compressors. Three Dimensional Computational Fluid Dynamics and Solid Fluid Interaction*. Springer, 2007. 158 p.
- [12] Kovacevic A., Stosic N., Smith I.K. Three Dimensional Numerical Analysis of Screw Compressor Performance. *Journal of Computational Methods in Science and Engineering*, 2003, vol. 3, no. 2, pp. 259–284.
- [13] Kovacevic A., Stosic N., Smith I.K. A Numerical Study of Fluid-Solid Interaction in Screw Compressors. *International Journal of Computer Applications in Technology*, 2004, vol. 21, no. 4, pp. 148–158.
- [14] Kovacevic A: Boundary Adaptation in Grid Generation for CFD Analysis of Screw Compressors. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2005, vol. 63, pp 138–152.
- [15] David Buckney, Ahmed Kovacevic, Elvedin Mujic, Nikola Stosic Some Aspects of Estimating Geometric Characteristics of Screw Compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 2012, № 1454, pp. 1–10.
- [16] Амосов П.Е., Бобриков Н.И., Шварц А.И., Верный А.Л. *Винтовые компрессорные машины. Справочник*. Ленинград, Машиностроение, 1977. 256 с.

References

- [1] Shershnev O.V. Primenenie DKU Enerproject pri utilizatsii poputnogo neftianogo gaza v kachestve topliva dlia GTES [Application DKU Enerproject for disposal of associated petroleum gas as fuel for the gas turbine power plant]. *Turbiny i dizeli* [Turbines and diesel engines]. 2011, no. 5, pp.16–17.
- [2] Avtonomova I.V., Shur A.Iu. Utilizatsiia PNG: osobennosti ekspluatatsii kompressornykh ustanovok s vintovymi maslozapolnennymi kompressorami na gaze povyshennoi plotnosti [APG utilization: features of operation of compressor units with screw compressors Oil-injected gas increased density]. *Neftgazovaia vertikal'* [Oil and Gas Vertical]. 2014, no. 4(329), pp. 52–56.
- [3] Avtonomova I.V., Korolev D.V. Analiz vliianiia otnositel'noi dliny rotorov vintovogo kompressora na ego parametry [Analysis of Influence of Relative Rotor Length of Screw Compressor on Its Parameters]. *Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. Spets. vyp. Vakuumnye i kompressornye mashiny i pnevmooborudovanie, 2011, pp. 69–77.

- [4] Prince K.G. Environmental design and product development innovation in variable-speed oil-free rotary screw compressors. *International Conference on Compressors and their Systems, 9-12 September 2001*, City University, London, UK, pp. 91–110.
- [5] Avtonomova I.V., Mazurin E.B., Bratus' A.V. Razrabotka tekhnologicheskoi skhemy KU s rekuperatsiei tepla. Analiz i podbor konstruktivnoi promezhutochnogo okhladitel'ia [Development of Flowchart of Compressor Unit with Heat Recuperation. Analysis and Selection of Intermediate Cooler Construction]. *Vestnik MGTU im. N. E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. Spets. vyp. Vakuumnye i kompressornye mashiny i pnevmooborudovanie, 2011, pp. 78–98.
- [6] Sato H. Development of high-pressure screw compressor. *International Conference on Compressors and their Systems 9-12 September 2001*, City University, London, UK. pp. 111–119.
- [7] Andreev P.A. *Vintovye kompressornye mashiny* [Screw compressor machine]. Leningrad, Sudpromgiz publ., 1961. 252 p.
- [8] Chekushkin G.N., Khamidullin M.S., Nalimov V.N. *Chislennyi metod profilirovaniia i analiza geometrii rabochikh kamer rotornykh kompressorov* [A numerical method for profiling and analyzing the geometry of the working chambers rotary compressors]. Kazan', KKhTI publ., 1988. 25 p.
- [9] Sakun I.A. *Vintovye kompressory* [Screw compressors]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1970. 400 p.
- [10] Stosic N., Smith I. K., Kovacevic A. *Screw Compressors. Mathematical Modelling and Performance Calculation*. Springer, 2004. 138 p.
- [11] Stosic N., Smith I. K., Kovacevic A. *Screw Compressors. Three Dimensional Computational Fluid Dynamics and Solid Fluid Interaction*. Springer, 2007. 158 p.
- [12] Kovacevic A., Stosic N., Smith I.K. Three Dimensional Numerical Analysis of Screw Compressor Performance. *Journal of Computational Methods in Science and Engineering*, 2003, vol. 3, no. 2, pp. 259–284.
- [13] Kovacevic A., Stosic N., Smith I.K. A Numerical Study of Fluid-Solid Interaction in Screw Compressors. *International Journal of Computer Applications in Technology*, 2004, vol. 21, no. 4, pp. 148–158.
- [14] Kovacevic A: Boundary Adaptation in Grid Generation for CFD Analysis of Screw Compressors. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 2005, vol. 63, pp. 138–152.
- [15] David Buckney, Ahmed Kovacevic, Elvedin Mujic, Nikola Stosic Some Aspects of Estimating Geometric Characteristics of Screw Compressors. *International Compressor Engineering Conference at Purdue*, 2012, no. 1454, pp. 1–10.
- [16] Amosov P.E., Bobrikov N.I., Shvarts A.I., Vernyi A.L. *Vintovye kompressornye mashiny. Spravochnik* [Screw compressor machine. Directory]. Leningrad, Mashinostroenie publ., 1977. 256 p.

Статья поступила в редакцию 25.05.2015

Информация об авторах

АВТНОМОВА Инна Владиславовна (Москва) — доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: e5-kafedra@yandex.ru).

БРАТУСЬ Антон Валерьевич (Москва) — сервисный инженер. ООО «Хауден» департамент «Сервис и запасные части» (127055, Москва, Российская Федерация, Новослободская ул., д. 21, e-mail: brant88@mail.ru).

СОРОКИН Сергей Григорьевич (Московская область) — инженер-конструктор 2-ой категории Научно-производственного предприятия «Звезда» (140070, Московская обл., Российская Федерация, пос. Томилино, Гоголя ул., д. 39).

Information about the authors

AVTONOMOVA Inna Vladislavovna (Moscow) — Associate Professor, Department of Vacuum and Compressor Equipment. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU 105005, Moscow, Russian Federation, 2nd Baumanskaya St., Bldg. 5, Block 1, e-mail: e5-kafedra@yandex.ru).

BRATUS Anton Valerievich (Moscow) — Service Engineer. Howden LLC, Maintenance and Spare Parts Department (127055, Moscow, Russian Federation, Novoslobodskaya St., Bldg. 21, e-mail: brant88@mail.ru).

SOROKIN Sergey Grigorievich (Moscow region) — Design Engineer of 2nd Category. Research and Manufacturing Enterprise Zvezda (140070, Moscow region, Russia Federation, Tomilino, Gogol St., Bldg. 39).