

## Расчет рабочих процессов винтового компрессора с регулируемой производительностью

Ануфриев А.В., Пекарев В.И.

*Разработанная методика расчета и вычислительная программа позволяют проводить расчеты рабочих процессов винтового компрессора при работе с полной и частичной производительностью, что весьма важно при оценке и разработке путей повышения энергетической эффективности уже существующих и вновь проектируемых холодильных систем.*

Ключевые слова: винтовой компрессор, расчет.

Холодильные системы в соответствии со своей спецификой функционируют при переменных внешних условиях по тепловой нагрузке и температурам внешних источников, что, в свою очередь, приводит к смещению термодинамического равновесия охлаждаемых объектов. Подбор оборудования ведется таким образом, чтобы обеспечить заданный температурный режим потребителей холода при максимальных расчетных значениях тепловой нагрузки и температуры окружающей среды. Естественно, при снижении одного и/или обоих этих параметров, холодопроизводительность системы оказывается выше, чем тепловая нагрузка на нее. Для обеспечения равенства этих величин применяется регулирование (снижение) производительности компрессора. При этом уменьшается массовый расход хладагента, поступающего со всасывания на нагнетание компрессора  $G_{км}$ , а значит, в конечном итоге, проходящего через испаритель  $G_u = G_{км}$ . Таким образом, при постоянной величине удельной массовой холодопроизводительности цикла  $q_o$  снижается количество теплоты отведенной от охлаждаемого объекта

$$Q_o = G_u \cdot q_o \quad (1)$$

Как известно, все существующие в настоящее время способы регулирования холодопроизводительности компрессоров ведут к снижению энергетической эффективности холодильного цикла, выражающемуся в увеличении затрат мощности, подведенной к компрессору, на производство единицы холода, т.е. снижается холодильный коэффициент цикла

$$\varepsilon = \frac{N_e}{Q_o} \quad (2)$$

Поэтому увеличение эффективности регулирования производительности является одним из перспективных путей совершенствования холодильных компрессоров.

Винтовые маслозаполненные компрессоры (ВМК) являются одним из самых распространенных типов машин, применяемых в современной холодильной тех-

нике. В настоящее время наиболее часто используемым способом регулирования производительности ВМК является перепуск части пара из полостей сжатия в камеру всасывания, по-другому называемый золотниковым регулированием. Регулирование изменением частоты вращения электродвигателя пока не находит широкого практического применения в холодильных винтовых компрессорах, а регулирование “пуск-остановка” используется в основном в машинах небольшой производительности. Другие способы регулирования, такие как дросселирование на всасывании и байпасирование, являются менее энергетически эффективными и редко применяются в системах с винтовыми компрессорами.

На рис. 1 изображена схема массовых потоков винтового маслозаполненного компрессора с числом зубьев ведущего ротора  $z_1=4$ . На схеме изображены четыре последовательно движущиеся друг за другом парные полости. Каждая полость рассматривается на угле поворота ведущего ротора  $90^\circ$ . Индексы 90, 180 и 270 показывают угол поворота ведущего ротора, на который впереди идущие полости (соответственно вторая, третья и четвертая, считая слева) опережают полость без индекса, в которой процесс сжатия только начинается (угол поворота равен 0). После того, как ведущий ротор повернется на  $90^\circ$ , полость W займет положение  $W_{90}$ , которая, в свою очередь перейдет на место  $W_{180}$  и т.д. При этом соответственно изменяются составляющие массового баланса парной полости (см. рис. 1).

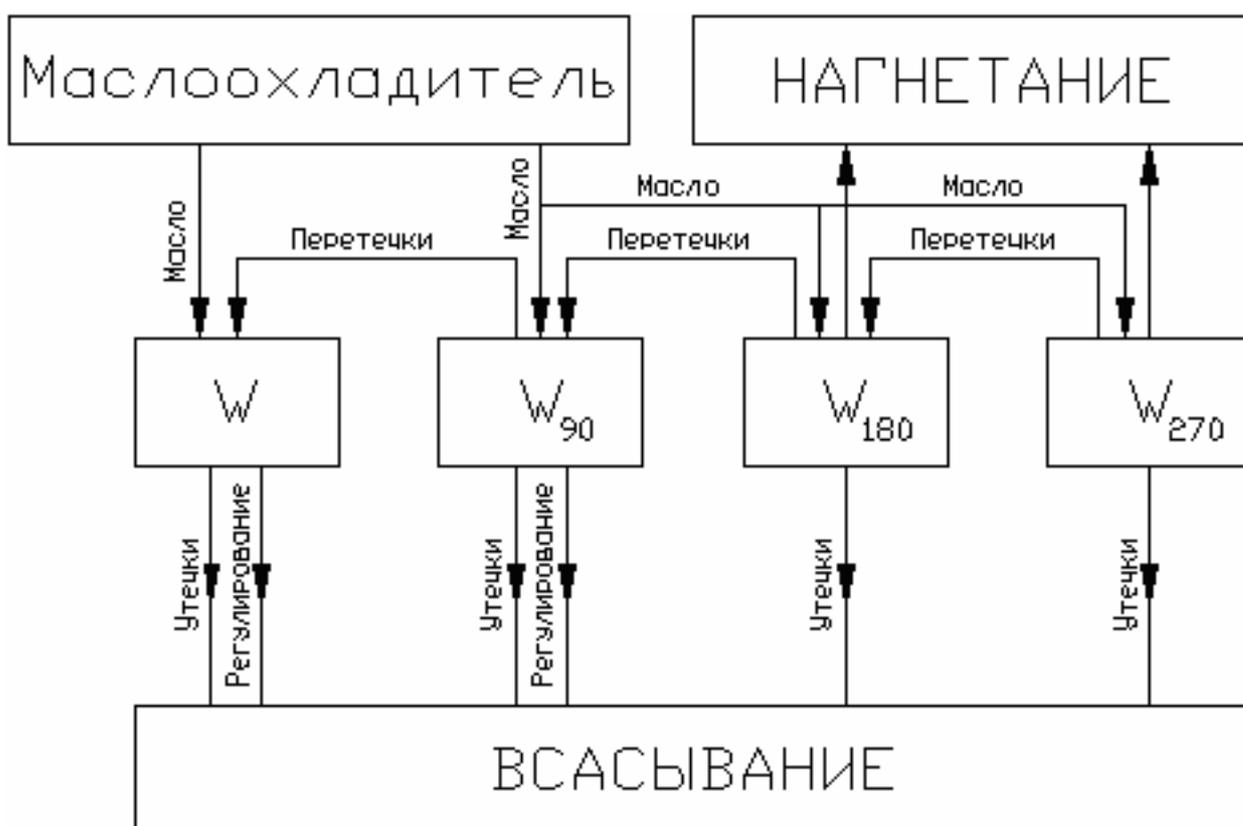


Рис. 1. Расчетная схема массового баланса парной полости винтового маслозаполненного компрессора

Рассмотрим внутренние процессы винтового компрессора. Первый закон термодинамики для открытой термодинамической системы имеет вид

$$dU = dQ - dL + dE_{ex} - dE_{вых}, \quad (3)$$

где  $dU$  – изменение внутренней энергии газа;  $dQ$  – элементарное количество теплоты, подведенной к газу от окружающей среды и отведенной от газа к окружающей среде;  $dL$  – элементарная деформационная работа;  $dE_{ex}$  – полная энергия, вносимая в контрольный объем извне;  $dE_{вых}$  – полная энергия, отводимая из контрольного объема во внешнее пространство.

Применительно к компрессорам объемного принципа действия выражение (3) можно записать в следующем виде

$$d(um) = dQ - pdW + \sum i_{ex,i} dm_{ex,i} - \sum idm_{вых,j}, \quad (4)$$

где  $u$  – удельная внутренняя энергия рабочего вещества в контрольном объеме;  $m$  – масса рабочего вещества;  $dW$  – элементарное изменение контрольного объема;  $dm_{ex,i}$  и  $i_{ex,i}$  – присоединяемые масса и ее удельная энтальпия;  $dm_{вых,j}$  и  $i$  – отсоединяемые масса и удельная энтальпия рабочего вещества в контрольном объеме.

Процессы компрессоров паровых холодильных машин проходят в непосредственной близости от правой пограничной кривой, т.е. в области слабо перегретого пара, термодинамические параметры которого значительно отличаются от параметров идеального газа. В связи с этим при моделировании необходимо учесть реальность рабочего вещества. Уравнение состояния реального газа можно записать в следующем виде:

$$pW = zmRT, \quad (5)$$

где  $z$  – коэффициент сжимаемости рабочего вещества;  $m$  – масса, кг;  $R$  – газовая постоянная Дж/(кг·К);  $T$  – термодинамическая температура, К.

Выполнив ряд преобразований, получим выражение

$$\frac{c_v}{zR}(pdW + Wdp) = dQ - pdW + \sum i_{ex,i} dm_{ex,i} - \sum idm_{вых,j} - idm_{pez}, \quad (6)$$

где  $c_v$  – удельная объемная теплоемкость, Дж/(кг·К);  $dm_{pez}$  – масса рабочего вещества, перепускаемого из парной полости в камеру всасывания в процессе регулирования производительности, кг.

Из выражения (6) можно получить дифференциальное уравнение, описывающее изменение давления в контрольном объеме в зависимости от времени

$$\frac{dp}{dt} = \frac{zR}{c_v W} \left[ \frac{dQ}{dt} - \left(1 + \frac{c_v}{zR}\right) p \frac{dW}{dt} + \sum i_{ex,i} \frac{dm_{ex,i}}{dt} - \sum i \frac{dm_{вых,j}}{dt} - i \frac{dm_{pez}}{dt} \right] \quad (7)$$

Полная внутренняя энергия рабочего вещества в контрольном объеме равна

$$dU = d(um) = mdu + udm \quad (8)$$

Тогда можно записать, что

$$mdu = dU - udm = Q - pdW + \sum (i_{ex,i} - i) dm_{ex,i} + pv \left( \sum dm_{ex,i} - \sum dm_{вых,j} - dm_{pez} \right) \quad (9)$$

Изменение температуры рабочего вещества в элементарном рабочем процессе равно

$$dT = \frac{du}{c_v} \quad (10)$$

Подставив выражение (9) в (10) и выполнив преобразования, получим дифференциальное уравнение, описывающее изменение температуры рабочего вещества в зависимости от времени

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{c_v m} \left[ \frac{dQ}{dt} - p \frac{dW}{dt} + \sum (i_{ex.i} - i) \frac{dm_{ex.i}}{dt} + pv \left( \sum \frac{dm_{ex.i}}{dt} - \sum \frac{dm_{вых.j}}{dt} - \frac{dm_{pez}}{dt} \right) \right] \quad (11)$$

Уравнение сохранения массы рабочего вещества для парной полости

$$m = m + \sum dm_{ex.i} - \sum dm_{вых.j} - dm_{pez} \quad (12)$$

Применительно к компрессорным машинам более удобно пользоваться зависимостями изменения параметров рабочего вещества не от времени, а от угла поворота ведущего ротора. В этом случае дифференциальные уравнения (7) и (11) преобразуются соответственно к следующему виду

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{zR}{c_v W \omega} \left[ \frac{dQ}{dt} - \left(1 + \frac{c_v}{zR}\right) \omega p \frac{dW}{d\varphi} + \sum i_{ex.i} G_{ex.i} - \sum i G_{вых.j} - i G_{pez} \right] \quad (13)$$

$$\frac{dT}{d\varphi} = \frac{1}{c_v m \omega} \left[ \frac{dQ}{dt} - \omega p \frac{dW}{d\varphi} + \sum (i_{ex.i} - i) G_{ex.i} + pv (G_{ex.i} - G_{вых.j} - G_{pez}) \right] \quad (14)$$

где  $\varphi$  - угол поворота ведущего ротора, рад;  $\omega$  - угловая скорость вращения ведущего ротора, рад/с;  $G_{ex.i}$ ,  $G_{вых.j}$ ,  $G_{pez}$  - соответственно массовые расходы присоединяемого, отделяемого и перепускаемого на всасывание при регулировании производительности рабочего вещества, кг/с.

Зависимость объема парной полости от угла поворота ведущего ротора компрессора  $W=W(\varphi)$  получена аналитическим методом, описанным в [2].

В маслозаполненных компрессорах при определении объема сжимаемого пара, следует учитывать объем, занимаемый впрыскиваемым маслом. Однако его значение по сравнению с объемом парной полости весьма незначительно, особенно в хладоновых машинах, в которых относительный массовый расход масла при работе в среднетемпературных режимах обычно не превышает значение 1,0. Поэтому в данной работе сделано допущение о том, что объем сжимаемого рабочего вещества равен объему парной полости на данном угле поворота ведущего ротора.

Наиболее приемлемой методикой расчета массообмена между рассматриваемой парной полостью и сопряженными полостями в сухой винтовой машине является методика И.А. Сакуна [2], которая учитывает влияние на расход рабочего вещества формы щелей и их геометрических размеров; параметров рабочего вещества до и после щели; длины пути дросселирования; трения в потоке; потерь входа и выхода.

Однако при расчете протечек в маслозаполненной машине необходимо учитывать наличие масла, уплотняющего щелевые зазоры. Для расчета течения двухфазной среды через зазоры может быть принята методика, описанная в [5], которая основана на том, что характер зависимости  $\kappa_2 = f(\kappa_{жс})$  (где  $\kappa_2$  – отношение расхода газа через уплотненную жидкостью щель к расходу через сухую щель;  $\kappa_{жс}$  – отношение действительного количества жидкости к ее минимальному количеству, достаточному для полного уплотнения щели при данном перепаде давлений) не зависит ни от геометрии щелевых каналов, ни от количества и свойств уплотняющей жидкости.

Зависимость, полученная авторами работы [5] на основании обобщения результатов исследования течения бинарных гетерогенных смесей через щелевые каналы, выглядит следующим образом

$$\frac{\kappa_2}{1 - \kappa_2} = \frac{0,416}{\left( \frac{\kappa_{жс}}{1 - \kappa_{жс}} \right)^{0,708}}, \quad (15)$$

где 0,416 и 0,708 – эмпирические коэффициенты.

Массовый расход перепускаемого в камеру всасывания хладагента можно записать в следующем виде:

$$G_{pez} = \alpha \varepsilon_p f \sqrt{2\rho(p - p_{вс})}, \quad (16)$$

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

Вследствие отсутствия экспериментальных данных значения коэффициента расхода перепускного окна определялись по зависимостям для коэффициентов газодинамических сопротивлений всасывающих и нагнетательных окон, приведенным в [1]. За характерный параметр при определении числа Рейнольдса принимался эквивалентный диаметр перепускного окна. Скорость движения хладагента определялась по формуле [1]

$$c = \frac{2\pi \cdot \lambda \cdot l \cdot n_{np}}{\alpha_{в.нр}}, \quad (17)$$

где  $\lambda$  – коэффициент, учитывающий тормозящее воздействие разнонаправленности скоростей движения частиц газа в канале винта (приблизительно принимается равным коэффициенту подачи компрессора);  $l$  – длина винтов, м;  $n_{np}$  – приведенная частота вращения, с<sup>-1</sup>,  $n_{np} = 0,5(1 + i_{21})n_1$ ;  $\alpha_{в.нр}$  – приведенный угол всасывания,  $\alpha_{в.нр} = 0,5(1 + i_{21})\alpha_{1в}$ .

Коэффициент расширения может быть найден из уравнения

$$\varepsilon_p = 1 - \frac{C}{k} \frac{p - p_{вс}}{p}, \quad (18)$$

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.

Как известно, при регулировании золотниковым способом одной из причин уменьшения индикаторного КПД являются дополнительные затраты мощности на перепуск рабочего вещества из рабочей полости в камеру всасывания, обусловленные наличием газодинамических сопротивлений на пути движения газа. Одним из способов увеличения энергетической эффективности компрессора при регулировании производительности является снижение величины упомянутых сопротивлений. Для этого кромки золотника регулятора выполняются не перпендикулярно продольной оси компрессора, а под углами, равными углам наклона винтовой линии соответствующего винта, что позволяет увеличить площадь проходного сечения перепускного окна и тем самым снизить потери при его прохождении. На рис. 2 представлена зависимость площади перепускного окна от угла поворота ведущего ротора для винтового холодильного компрессора ВХ-130 с диаметром роторов  $D=160$  мм при работе с объемной производительностью 50 %.

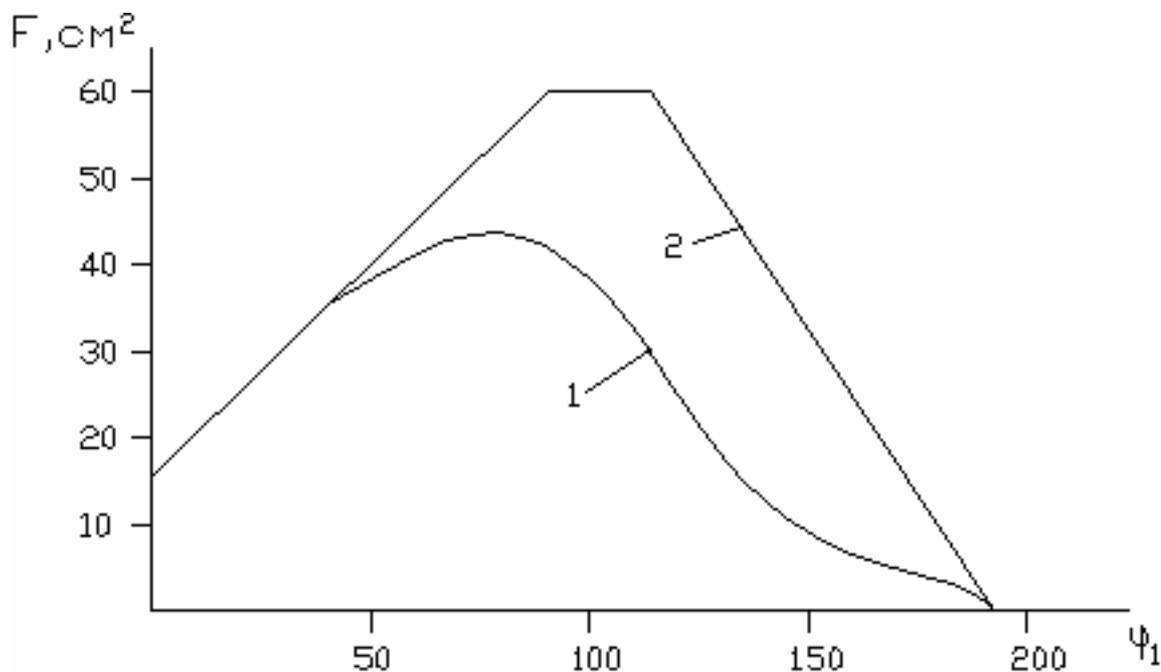


Рис. 2. Зависимость площади проходного сечения перепускного окна от угла поворота ведущего ротора при регулировании: 1 – стандартным золотником; 2 – измененным золотником.

Конструкция золотника с плоским торцом на стороне всасывания не позволяет изменять теоретическую объемную производительность от 100 до 80 %. Это объясняется тем, что при перемещении золотника сжатие начинается в момент, когда задний по направлению перемещения парной полости от торца всасывания к торцу нагнетания зуб подойдет к гребню расточки золотника. При этом ВЦ ротор повернется на угол  $\varphi = 360/z_1$  от начала сокращения парной полости. Объем парной полости в этот момент, а следовательно, и производительность компрессора меньше максимальной примерно на 20 %. Для плавного регулирования производительности компрессора в этом случае необходимо, чтобы при полной про-

изводительности точка пересечения кромки золотника со стороны ВЩ винта с гребнем расточки (рис. 3 точка “а”) находилась в корпусе всасывания на расстоянии

$$l = \frac{h_1}{z_1} - \frac{\tau_{нс} \cdot h_1}{360} \quad (19)$$

от торца всасывания, где  $\tau_{нс}$  – угол, на который повернется ВЩ винт от момента входа зуба ВМ винта во впадину ВЩ до момента достижения объема парной полости максимального значения. В этом случае при перемещении золотника на расстояние  $\Delta z$  (рис. 3) открывается перепускное окно, соединенное с камерой всасывания (на рис. 3.б окно заштриховано). Сжатие в этом случае начнется, когда зуб ВЩ винта подойдет к точке “б” (рис. 3.б), при этом зуб повернется на угол

$$\varphi = \tau_{нс} + \frac{\Delta z}{h_1} \cdot 360 \quad (20)$$

т.к. приращение  $\Delta z$  бесконечно мало, то изменение

$$\Delta \varphi = \frac{\Delta z}{h_1} \cdot 360 \quad (21)$$

также бесконечно мало, а, следовательно, мало и изменение объема парной полости. Таким образом, возможно плавное регулирование производительности.

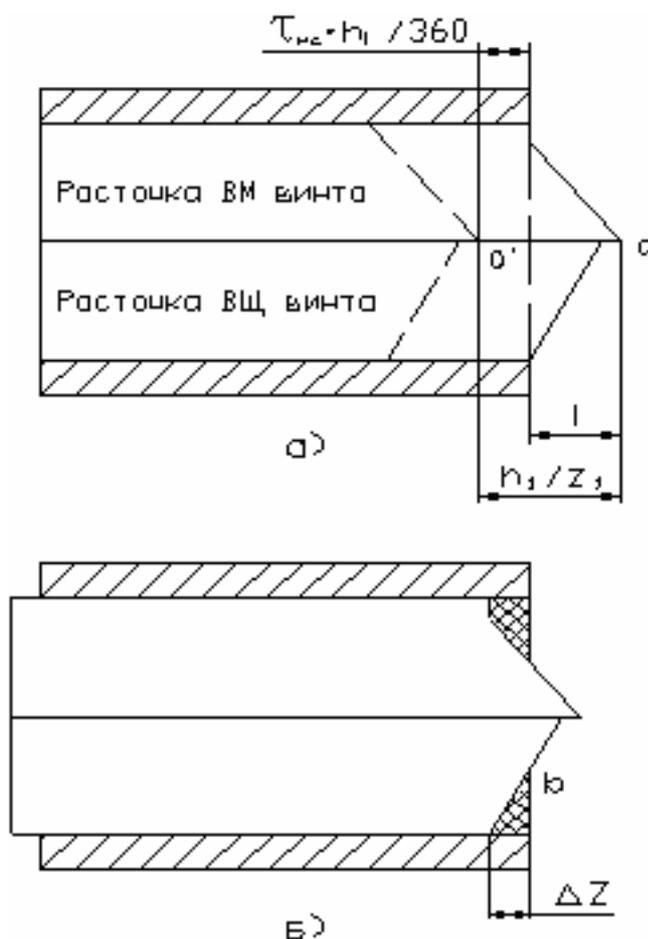


Рис. 3. Схема регулирования производительности винтового компрессора.

При расчете количества теплоты, подведенного к рабочему веществу или отведенного от него внешней средой, будем учитывать только теплообмен с впрыскиваемым маслом. Такое допущение вполне справедливо, так как вклад других источников внешнего теплообмена в общее количество теплоты незначителен, а расчеты ведутся, как правило, по эмпирическим формулам, что снижает их точность. Тогда можно записать, что

$$\frac{dQ}{dt} = \alpha F (T_m - T), \quad (22)$$

где  $\alpha$  - коэффициент теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $F$  – суммарная площадь теплообмена между рабочим веществом и маслом, м<sup>2</sup>;  $T_m$  и  $T$  – соответственно температуры масла и хладагента, К.

Закон сохранения энергии для жидкостной фазы, т.е. масла, можно записать в виде

$$dQ = c_m m_m dT_m, \quad (23)$$

где  $c_m$  и  $T_m$  – соответственно удельная теплоемкость, Дж/(кг·К), и масса, кг, жидкости.

Из выражений (22) и (23) можно вывести дифференциальное уравнение изменение температуры масла в зависимости от угла поворота ведущего ротора компрессора

$$\frac{dT_m}{d\varphi} = \frac{\alpha F}{c_m m_m \omega} (T - T_m) \quad (24)$$

Решая систему дифференциальных уравнений (13), (14) и (24), можно определить термодинамические параметры хладагента и масла, соответствующие любому значению угла поворота ведущего ротора компрессора, т.е. в любой момент его рабочего процесса.

Решение данной системы дифференциальных уравнений проводилось численным методом Рунге-Кутты [6]. В результате получены расчетные индикаторные диаграммы компрессора при регулировании производительности золотниками разной формы, а также без регулирования. Такие индикаторные диаграммы для экспериментального компрессора ВХ-130 с геометрической степенью сжатия 2,6 представлены на рис. 4.

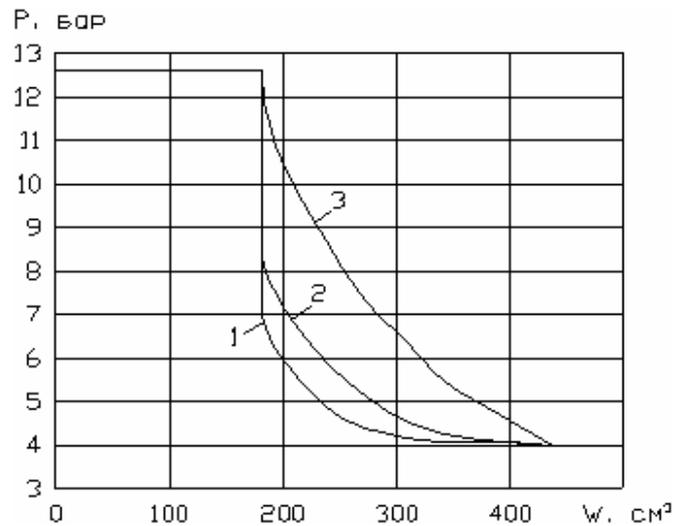


Рис. 4. Индикаторные диаграммы экспериментального компрессора VX130: 1, 2 – при работе с объемной производительностью 50% соответственно с измененным и стандартным золотником; 3 – без регулирования производительности.

Как видно из диаграмм, индикаторная мощность компрессора при регулировании измененным золотником уменьшается, что, в свою очередь, ведет к увеличению индикаторного КПД машины.

Расчеты, проведенные для режима с температурой кипения  $t_o = -7^\circ\text{C}$  и температурой конденсации  $t_k = 35^\circ\text{C}$  при геометрической степени сжатия компрессора  $\varepsilon_2 = 2,6$ , показали, что при снижении относительной объемной производительности компрессора до 50% при регулировании стандартным золотником индикаторный КПД снижается почти на 30%, в то время как использование золотника с кромками под углом позволяет повысить этот параметр на 4% по сравнению со случаем золотника с обычными кромками. В режиме с температурой кипения  $t_o = -20^\circ\text{C}$ , температурой конденсации  $t_k = 35^\circ\text{C}$ , геометрической степенью сжатия  $\varepsilon_2 = 4,0$  при тех же условиях индикаторный КПД снижается на 27%, а выигрыш в КПД при замене стандартного золотника на измененный составляет 5%.

Разработанная методика расчета и вычислительная программа позволяют проводить расчеты рабочих процессов винтового компрессора при работе с полной и частичной производительностью, что весьма важно при оценке и разработке путей повышения энергетической эффективности уже существующих и вновь проектируемых холодильных систем.

## Список литературы

1. Холодильные машины: Учебник / Под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 1997. – 992с.
2. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
3. Пластинин П.И. Теория и расчет поршневых компрессоров. – М.: ВО “Агропромиздат”, 1987. – 271 с.
4. Повышение эффективности работы винтового компрессора при уменьшении производительности с помощью подвижного золотника / Пекарев В.И., Ведайко В.И., Алексеев А.П. и др. // Процессы холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики: Сб. науч. тр. – СПб: СПбТИХП, 1992. – С. 24 - 27.

5. Носков А.Н., Сакур И.А., Пекарев В.И. Исследование рабочего процесса холодильного винтового компрессора сухого сжатия // Холодильная техника. – 1985. - №6. С. 20 – 24.
6. Лубенец В.Д., Автономова И.В., Алешин В.И. К вопросу о расчете расхода газа через уплотненные маслом щелевые каналы // Известия вузов. Машиностроение. – 1976. - №12. С. 187 – 189.
7. Д. Мак-Кракен, У Дорн. Численные методы и программирование на Фортране / Пер. с английского Б.Н. Казака. – М: “Мир”, 1977. – 584 с.