

## **Влияние способа регулирования производительности и внешних условий на эффективность винтового компрессора**

Ануфриев А.В., Пекарев В.И.

*Учитывая то, что маслозаполненные винтовые компрессоры широко применяются практически во всех схемных решениях холодильных машин крупной, средней, а в последнее время, и малой производительности, оценка и повышение эффективности их работы в режимах с неполной нагрузкой может обеспечить значительное (особенно в крупных установках) снижение эксплуатационных затрат на производство искусственного холода, что представляется весьма важным в условиях роста цен на электроэнергию.*

Ключевые слова: винтовой компрессор, регулирование.

В современных условиях развития сегментов хозяйственной деятельности, в которых используется искусственное охлаждение, нередко возникают ситуации, при которых холодильное оборудование на протяжении довольно длительного времени функционирует в режимах, отличных от номинального. Это, как правило, связано с поэтапным характером возведения и сдачи в эксплуатацию строительных объектов, в состав которых входят, в том числе, холодильные установки. Для крупных объектов (производственных, торговых, жилых, административных) объем капиталовложений бывает настолько велик, что с экономической точки зрения значительно более выгодным является поэтапное вложение инвестиций в строительство. Таким образом, возникают ситуации, когда между моментами первоначального запуска оборудования и полным окончанием строительно-монтажных работ проходит значительное время (иногда до нескольких лет). Применительно к системам холодоснабжения это означает, что количество потребителей холода, введенных в эксплуатацию на определенном этапе работ, меньше, чем предусмотренное проектом. В то же самое время компрессорное оборудование и конденсаторные установки в большинстве случаев монтируются на первоначальном этапе работ. Таким образом, производительность компрессоров превышает, иногда значительно, значение, необходимое для отвода теплопритоков к функционирующим потребителям холода (воздухоохладителям, жидкостным испарителям, фанкойлам, технологическим аппаратам).

Кроме вышеизложенного общеизвестно, что тема регулирования производительности компрессора всегда была и остается важной в холодильной технике из-за того, что холодильные машины в абсолютном

большинстве случаев функционируют в режимах с переменными тепловой нагрузкой и температурами внешних источников.

## **Сравнение различных способов регулирования производительности**

В настоящее время применяются следующие способы регулирования холодопроизводительности винтовых холодильных компрессоров:

- изменение эффективной длины винтов (золотниковое регулирование);
- регулирование включением-выключением компрессора;
- дросселирование на всасывании;
- изменение частоты вращения электродвигателя (частотное регулирование).

Оценка эффективности регулирования холодопроизводительности осуществляется путем построения зависимостей изменения относительной индикаторной мощности компрессора от его относительной производительности. Однако при этом принимаются во внимание только энергетические характеристики объекта исследования, а именно, индикаторная мощность и индикаторный КПД, что позволяет оценить термодинамическое совершенство того или иного способа регулирования, но не учитывает изменение капитальных и эксплуатационных затрат, а также других факторов, например, повышенный износ оборудования и, как следствие, сокращение его срока службы, особенности технологических режимов конкретных производств-потребителей искусственного холода. В связи с этим, оценка регулирования холодопроизводительности способом “пуск-остановка” и частотным регулированием представляется нецелесообразной по следующим причинам:

- в случае применения частотного регулирования значительно возрастают капитальные затраты, что связано с установкой дополнительного оборудования для изменения скорости вращения электродвигателя. Кроме этого, несмотря на то, что в зарубежной литературе много внимания уделяется регулированию путем изменения частоты вращения винтов [1], этот способ имеет существенный недостаток – отклонение окружной скорости от оптимального значения, особенно, при низких частотах вращения, т. е. при малых производительностях. При этом из-за увеличения относительных протечек снижаются как объемные (коэффициент подачи), так и энергетические (индикаторный КПД) характеристики компрессора.
- при регулировании включением-выключением компрессора снижается срок службы электродвигателя, что связано с частым воздействием на обмотки повышенных пусковых токов. Кроме того, при этом способе регулирования не всегда возможно точное поддержание температуры в режимах с малой нагрузкой из-за тепловой инерционности системы.

В данной статье с помощью математической модели, основанной на системе дифференциальных уравнений, описывающих термодинамическое

состояние рабочего вещества компрессора в течение рабочего цикла  $dp/d\varphi_1=p(\varphi_1)$ ,  $dT/d\varphi_1=T(\varphi_1)$  и  $dT_m/d\varphi_1=T_m(\varphi_1)$  [2] проводится сравнение золотникового способа регулирования и регулирования дросселированием на всасывании.

Выражение для определения холодопроизводительности компрессора можно представить в следующем виде:

$$Q_o = G \cdot q_o = \frac{\lambda \cdot V_m}{v_1} \cdot q_o \quad (1)$$

где  $Q_o$  – холодопроизводительность компрессора, кВт;

$G$  – массовый расход хладагента через компрессор, кг/с;

$q_o$  – удельная массовая холодопроизводительность цикла, кДж/кг;

$\lambda$  – коэффициент подачи компрессора;

$V_m$  – теоретическая объемная производительность компрессора, м<sup>3</sup>/с;

$v_1$  – удельный объем пара на всасывании, м<sup>3</sup>/кг.

Как видно из формулы (1) при регулировании холодопроизводительности изменяется значение массового потока пара хладагента через компрессор, в то время как величина удельной массовой холодопроизводительности остается неизменной, так как является характеристикой всего термодинамического цикла, а не только компрессора.

Смысл регулирования дросселированием на всасывании заключается в том, что искусственно снижается давление на входе в компрессор. Это, в свою очередь, ведет к уменьшению коэффициента подачи компрессора и к увеличению удельного объема пара на всасывании. При этом величина теоретической объемной производительности остается постоянной  $V_m=const$ , так как является конструктивной характеристикой компрессора.

В то же время при регулировании путем изменения эффективной длины винтов компрессора (золотниковый способ) изменяется теоретическая объемная производительность, а величина удельного объема на всасывании остаются неизменной. Что касается коэффициента подачи, то он несколько снижается из-за подогрева всасываемого пара перепускаемым из полостей сжатия в процессе регулирования.

На рис. 1 и 2 представлены зависимости изменения относительной индикаторной мощности компрессора от степени регулирования холодопроизводительности для двух способов регулирования при различных режимах работы холодильной машины, полученные с помощью компьютерной программы, основанной на разработанной математической модели [3]. Кроме этого, представлен идеальный случай регулирования, при котором уменьшение мощности компрессора соответствует уменьшению его производительности.

Как видно из приведенных рисунков, при работе на более низкотемпературном режиме эффективность дросселирования на всасывании возрастает. Для того, чтобы проанализировать причины этого, представим индикаторную мощность компрессора в следующем виде:

$$N_i = \frac{N_s}{\eta_i} = \frac{G \cdot l_s}{\eta_i} = \frac{\lambda \cdot V_m \cdot l_s}{v_1 \cdot \eta_i}, \quad (2)$$

где  $l_s$  – удельная изоэнтропная мощность сжатия, Дж/(кг·К);  
 $\eta_i$  – индикаторный КПД компрессора.

Как известно, с уменьшением давления всасывания увеличиваются удельная изоэнтропная работа сжатия и удельный объем пара на всасывании, а коэффициент подачи и индикаторный КПД снижаются.

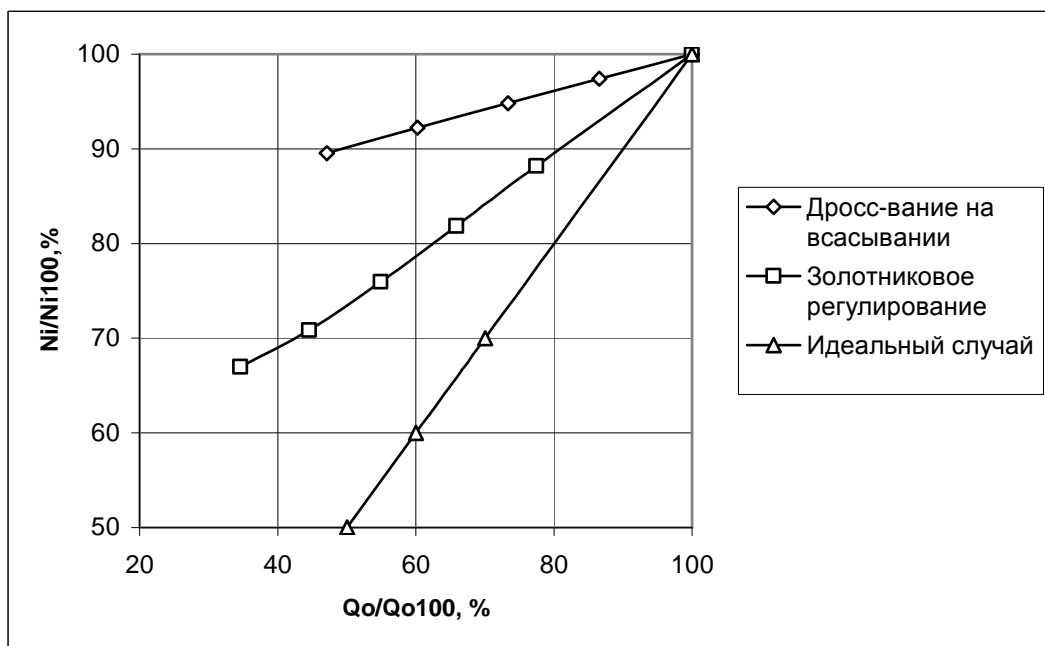


Рис. 1. Зависимость относительной индикаторной мощности от относительной холодопроизводительности винтового компрессора при различных способах регулирования;  $t_o = -6,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 36,3 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varepsilon \gamma = 3,0$

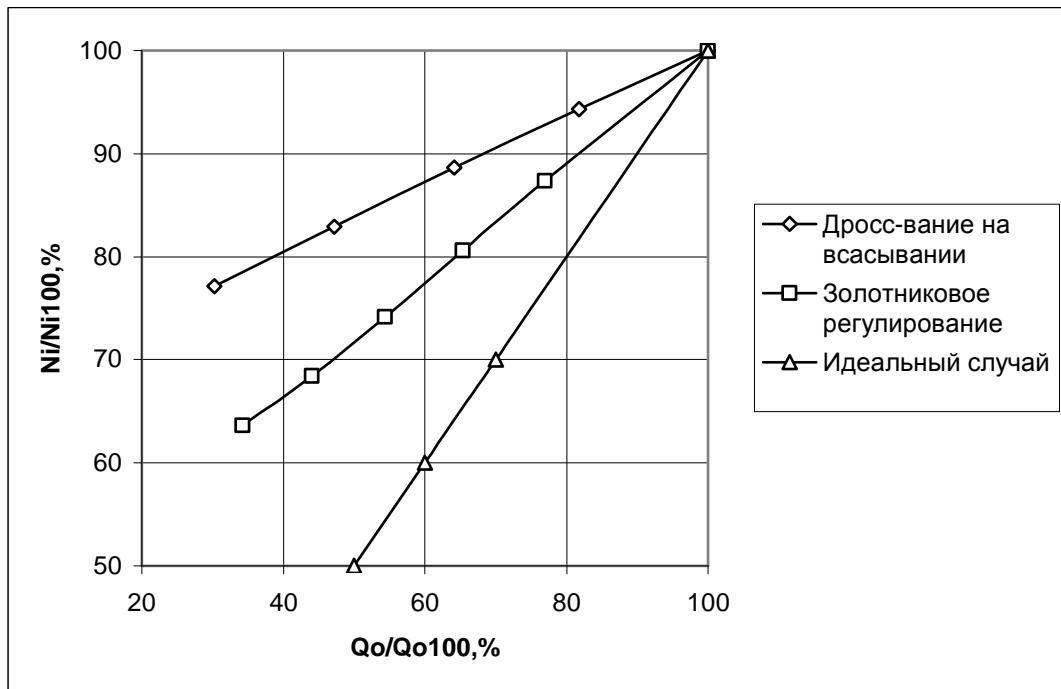


Рис. 2. Зависимость относительной индикаторной мощности от относительной холодопроизводительности винтового компрессора при различных способах регулирования;  $t_o = -14,5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_k = 36,3 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\varepsilon \gamma = 4,0$

Относительное уменьшение индикаторной мощности при регулировании

$$\frac{N_i}{N_{i,100}} = \frac{\lambda \cdot l_s \cdot v_{1,100} \cdot \eta_{i,100}}{v_1 \cdot \eta_i \cdot \lambda_{100} \cdot l_{s,100}} = \frac{\lambda}{\lambda_{100}} \cdot \frac{l_s}{l_{s,100}} \cdot \frac{v_{1,100}}{v_1} \cdot \frac{\eta_{i,100}}{\eta_i} \quad (3)$$

Относительное уменьшение холодопроизводительности

$$\frac{Q_o}{Q_{o,100}} = \frac{\lambda}{\lambda_{100}} \cdot \frac{v_{1,100}}{v_1} = \frac{\lambda}{\lambda_{100}} \cdot \frac{v_{1,100}}{v_1} \quad (4)$$

Степень термодинамического совершенства регулирования холодопроизводительности можно оценить с помощью отношения величин  $(N_i/N_{i,100})$  и  $(Q_o/Q_{o,100})$ . При этом, чем ниже это отношение, тем ниже мощность, затрачиваемая при работе с неполной производительностью, т.е. выше эффективность регулирования. Параметр  $\kappa_{pez}$  равен 1 для идеального случая регулирования, при котором уменьшению производительности соответствует равному уменьшению мощности компрессора и больше единицы для всех других случаев

$$\kappa_{pez} = \left( \frac{N_i}{N_{i,100}} \right) / \left( \frac{Q_o}{Q_{o,100}} \right) = \frac{l_s}{l_{s,100}} \cdot \frac{\eta_{i,100}}{\eta_i} \quad (5)$$

Анализ данных по термодинамическим свойствам хладагентов показал, что с уменьшением давления всасывания отношение изоэнтропной работы сжатия при частичной производительности к этой же величине при полной производительности также уменьшается. Что касается индикаторного КПД

компрессора, то по расчетным данным его уменьшение при регулировании производительности в режимах, представленных на рис. 1 и 2, примерно одинаково. Поэтому отношение  $\kappa_{рег}$  уменьшается с уменьшением давления всасывания.

Таким образом, эффективность регулирования холодопроизводительности дросселированием на всасывании возрастает с уменьшением давления всасывания.

В то же время, как видно из рис. 1 и 2 эффективность золотникового регулирования для рассматриваемых режимов также увеличивается, с уменьшением давления всасывания, но менее значительно, чем в предыдущем случае. Это объясняется тем, что изоэнтропная работа сжатия в данном случае остается постоянной, а отношение индикаторных КПД при полной нагрузке и при регулировании по данным расчетов несколько снижается (на 1 – 2%) с уменьшением давления всасывания, что, в свою очередь ведет к уменьшению отношения  $\kappa_{рег}$ .

### **Влияние давления всасывания на эффективность регулирования**

Как отмечалось ранее, в реальных условиях эксплуатации возможны такие режимы функционирования холодильных систем, при которых давление внутреннего сжатия не совпадает с давлением конденсации. Кроме этого, сам принцип золотникового регулирования холодопроизводительности неизбежно подразумевает уменьшение геометрической степени сжатия  $\varepsilon_2$ , а значит, и внутренней степени повышения давления  $\pi_A$ .

На рис. 3 и 4 представлены зависимости изменения соответственно абсолютных и относительных значений индикаторной мощности экспериментального компрессора ВХ-130 при различных значениях давления всасывания и постоянном давлении нагнетания. Геометрическая степень сжатия также оставалась фиксированной и равной 4.

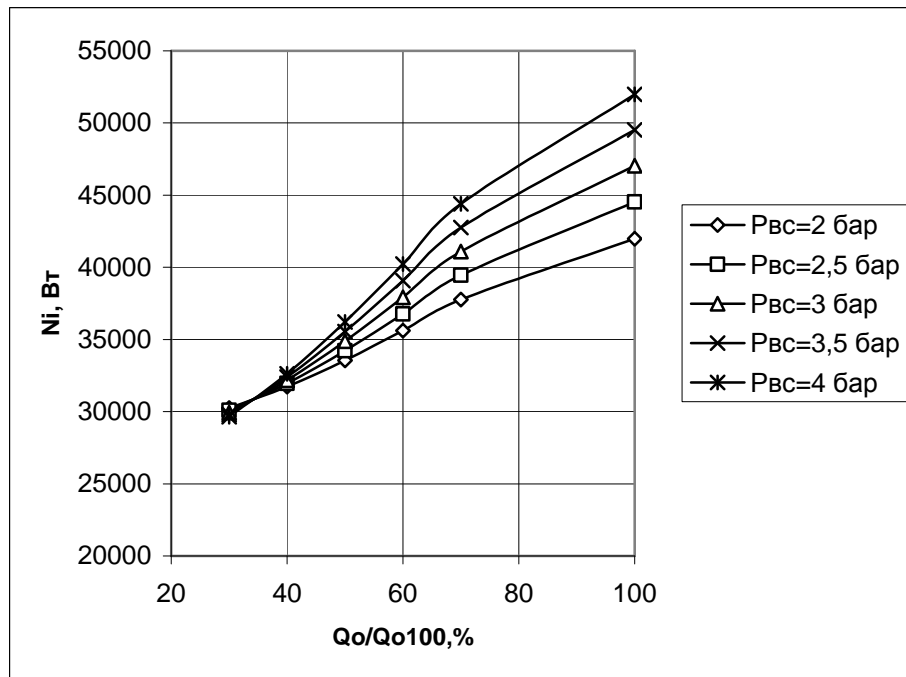


Рис. 3. Зависимость индикаторной мощности винтового компрессора от относительной холодопроизводительности при различных значениях давления всасывания и фиксированном давлении нагнетания  $P_n=14,5$  бар

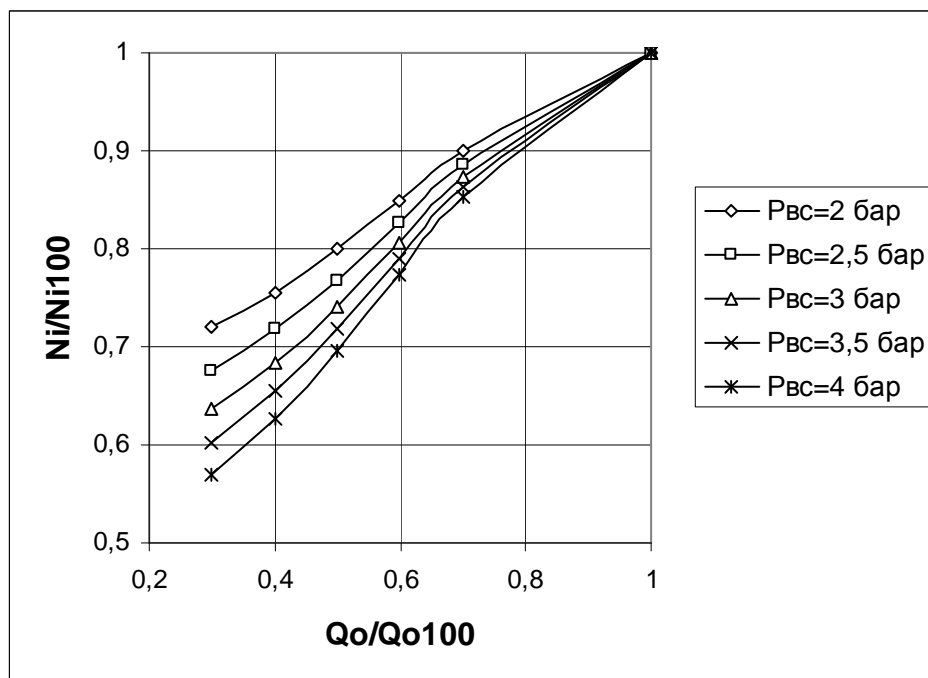


Рис. 4. Зависимость относительной индикаторной мощности от относительной холодопроизводительности винтового компрессора при различных значениях давления всасывания и фиксированном давлении нагнетания  $P_n=14,5$  бар

Как видно из рисунков, эффективность золотникового регулирования увеличивается с увеличением давления всасывания. Это обусловлено тем, что с уменьшением давления всасывания увеличивается коэффициент режима  $\kappa_p = P_H/P_A$ , т.е. возрастают потери, связанные с недожатием рабочего вещества в компрессоре. При регулировании производительности в связи с

уменьшением эффективной длины винтов коэффициент  $k_p$  еще больше увеличивается. При этом с уменьшением давления всасывания уменьшается наибольшая разница между значениями коэффициента  $k_p$  при полной и частичной производительности, т.е. степень недожата. В результате этого индикаторная мощность компрессора при работе с неполной производительностью уменьшается менее значительно при работе на режимах с большей степенью недожата.

При дальнейшем увеличении давления всасывания при работе компрессора с полной производительностью имеет место пережатие рабочего вещества, т.е.  $P_A > P_H$ . В этом случае регулирование производительности является полезным с точки зрения выравнивания давлений конца внутреннего сжатия и нагнетания и, соответственно, уменьшения потерь, связанных с пережатием рабочего вещества. Дальнейшее уменьшение объемной производительности ведет к недожатию рабочего вещества в связи со значительным уменьшением эффективной длины винтов, однако степень недожата в этом случае естественно меньше, чем в режимах с низким давлением всасывания, а значит, меньше потери и, соответственно, выше эффективность регулирования производительности.

На практике температура источника низкой температуры в большинстве случаев остается примерно постоянной, что связано с особенностями технологических процессов потребителей холода. Изменение значения температуры охлаждаемой среды обычно связано с изменением технологического режима производства, что происходит довольно редко или не происходит вообще. Однако в установках, функционирующих в условиях наличия пиковых нагрузок, режим работы компрессора по давлению всасывания может быть переменным из-за периодического значительного повышения температуры охлаждаемого объекта.

## **Влияние давления нагнетания на эффективность регулирования**

По-другому обстоит дело с температурой источника высокой температуры, от которой напрямую зависит давление конденсации и, соответственно, давление нагнетания, а значит, непосредственно весь рабочий цикл компрессора. Причинами колебаний давления конденсации являются сезонные и суточные колебания температуры окружающего воздуха. Прежде всего, такие колебания оказывают влияние на конденсаторы воздушного охлаждения и испарительные конденсаторы. Следует отметить, что, в связи со значительным удорожанием городской водопроводной воды в современных условиях в холодильных машинах средней и крупной производительности практически не используются кожухотрубные конденсаторы на проточной воде. В случае применения аппаратов этого типа, как правило, предусматривается система оборотного водоснабжения конденсатора, включающая атмосферный охладитель, в качестве которого используется сухая или мокрая градирня. Таким образом, при использовании конденсаторов всех наиболее распространенных в настоящее время типов, а



именно, воздушных, испарительных, кожухотрубных и пластинчатых (в машинах средней и малой мощности) давление конденсации в значительной степени зависит от температуры окружающей среды.

Алгоритм управления давлением конденсации в большинстве современных контроллеров холодильных машин примерно одинаков: включением-выключением вентиляторов воздушного конденсатора или сухой градирни, а также насоса в испарительном конденсаторе в зависимости от отклонения текущего значения величины давления от уставки. При таком алгоритме управления возможны весьма значительные колебания давления конденсации при работе холодильной машины с переменной нагрузкой, в особенности при невысоких температурах окружающего воздуха. В случае превышения значением регулируемого параметра величины уставки и дифференциала, постепенно включаются вентиляторы. В условиях работы с неполной нагрузкой давление сравнительно быстро уменьшается, что приводит к отключению вентиляторов. При этом некоторое время давление продолжает снижаться из-за тепловой инерционности системы, затем вновь начинает расти. Далее цикл повторяется. При работе с полной нагрузкой эти колебания практически исчезают, и машина работает в установившемся режиме, однако при частичной производительности бывает весьма затруднительно поддерживать давление конденсации на постоянном уровне.

В связи с этим актуальным является вопрос оценки эффективности регулирования холодопроизводительности при фиксированном давлении всасывания и переменном давлении нагнетания.

На рис. 5 и 6 представлены зависимости абсолютного и относительного значений индикаторной мощности компрессора от его относительной объемной производительности при работе на режимах с переменным давлением нагнетания.

Здесь, как и в предыдущем случае, наблюдается рост эффективности регулирования с увеличением соответствия внешней и внутренней степеней повышения давления. Таким образом, снижение давления нагнетания приводит к увеличению энергетической эффективности компрессора при работе с неполной производительностью.

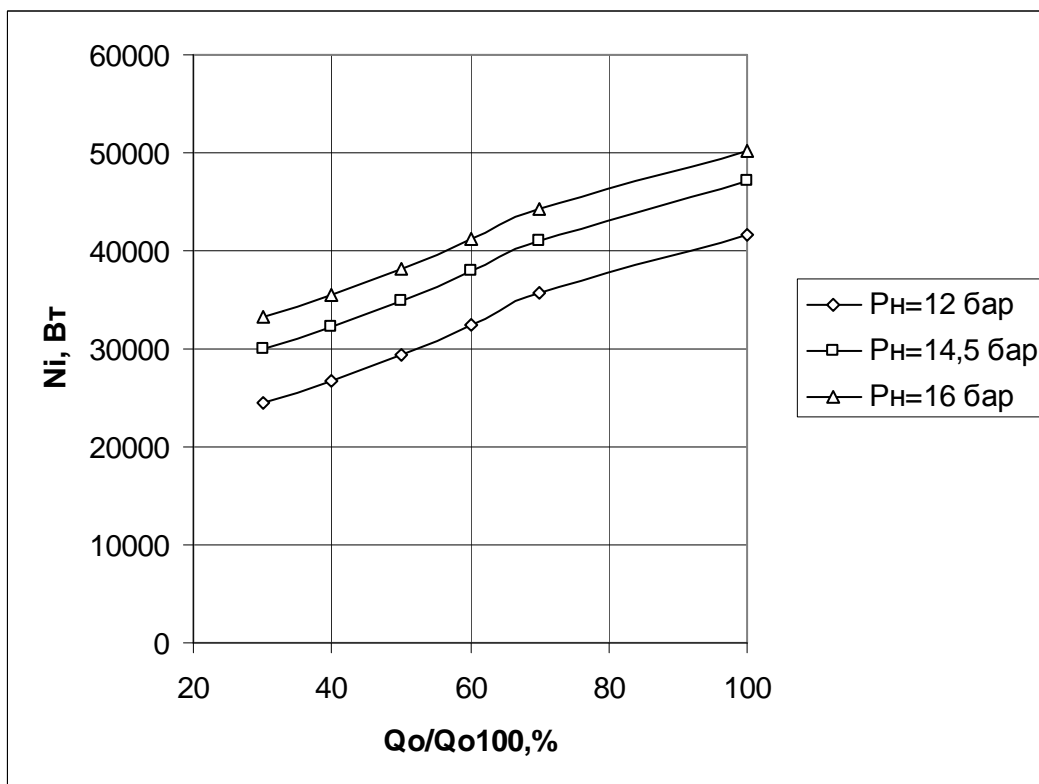


Рис. 5. Зависимость индикаторной мощности от относительной холодопроизводительности винтового компрессора при различных значениях давления нагнетания и фиксированном давлении всасывания  $P_{вс}=3$  бар.

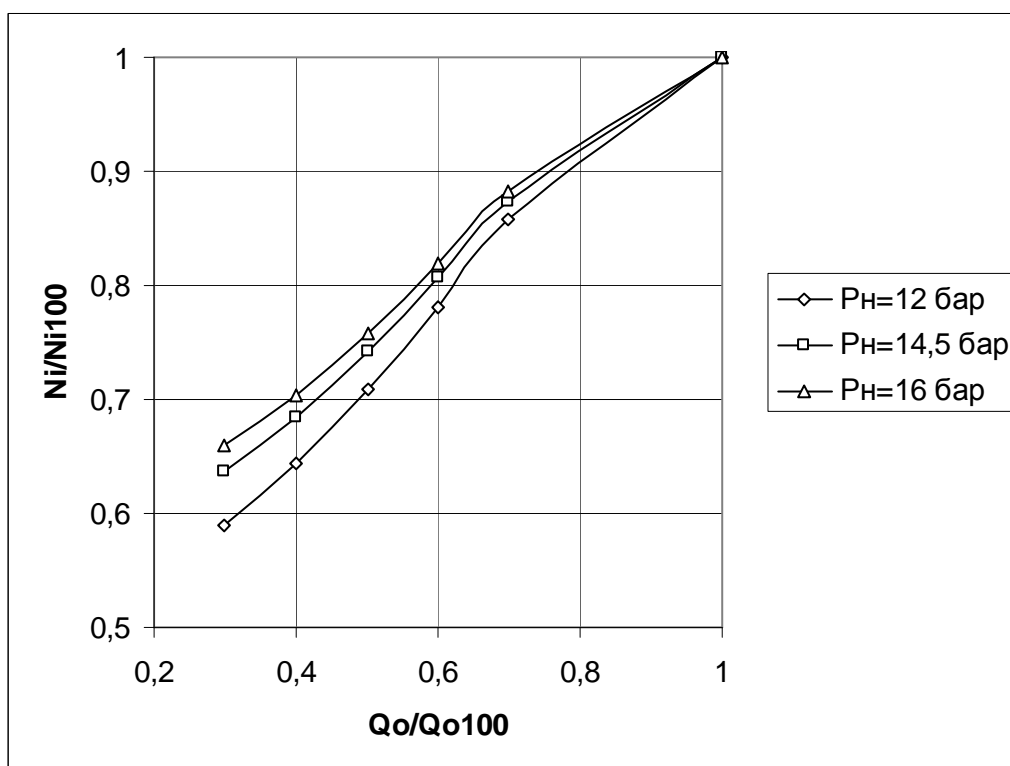


Рис. 6. Зависимость относительной индикаторной мощности от относительной холодопроизводительности винтового компрессора при различных значениях давления нагнетания и фиксированном давлении всасывания  $P_{вс}=3$  бар

## **Выводы**

- Сравнение золотникового регулирования и регулирования дросселированием на всасывании показало, что при уменьшении температуры кипения эффективность золотникового регулирования увеличивается, но менее интенсивно, чем при дросселировании на всасывании.
- Относительная индикаторная мощность при работе с неполной производительностью наиболее значительно снижается на режимах с высокими температурами кипения и низкими температурами конденсации при фиксированной геометрической степени сжатия.

Учитывая то, что маслозаполненные винтовые компрессоры широко применяются практически во всех схемных решениях холодильных машин крупной, средней, а в последнее время, и малой производительности, оценка и повышение эффективности их работы в режимах с неполной нагрузкой может обеспечить значительное (особенно в крупных установках) снижение эксплуатационных затрат на производство искусственного холода, что представляется весьма важным в условиях роста цен на электроэнергию.

## **Список литературы**

1. Ulrich A. Optimale Verdichterantriebe: Vorteile durch Frequenzstellung und Softstart // Kälte und Klimatechn. 1999. – 52, № 10.
2. Пекарев В.И., Ануфриев А.В. Исследование процесса сжатия холодильного винтового компрессора с регулируемой производительностью // Турбины и компрессоры. – 2004. - № 3, 4 (28, 29). – С. 22 – 27.
3. Ануфриев А.В., Пекарев В.И. Алгоритм расчета рабочих процессов винтового маслозаполненного компрессора