

В. П. Гаврилкин, О. Н. Кладов, А. М. Цейтлин

**ЭКОНОМИЯ ЭНЕРГОЗАТРАТ
НА ПРИВОД КОМПРЕССОРА ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ
СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ИНВЕРТОРА**

V. P. Gavrilkin, O. N. Kladov, A. M. Tseitlin

**CONSERVATION OF ENERGY EXPENSES
ON COMPRESSOR DRIVER OF THE REFRIGERATING MACHINE
OF THE AIR CONDITIONING SYSTEM USING INVERTER**

Инвертор обеспечивает плавное уменьшение объёмной производительности компрессора за счёт изменения частоты вращения электропривода компрессора паровой холодильной машины системы кондиционирования воздуха. При этом, вследствие повышения давления кипения хладагента в воздухоохладителе и понижения давления конденсации в конденсаторе, увеличивается значение холодильного коэффициента, чем и определяется снижение удельных энергозатрат на производство холода. Актуальна задача определения экономии энергозатрат, поскольку установка инвертора требует дополнительных капитальных затрат, и необходимо определить, насколько экономически целесообразна такая установка. Проведены расчёты зависимости величины экономии энергозатрат от уменьшения частоты вращения электропривода компрессора. Полученные данные необходимы при оценке экономической целесообразности установки инвертора.

Ключевые слова: инвертор, кондиционирование воздуха, паровая холодильная машина, компрессор, конденсатор, воздухоохладитель, хладагент, холодопроизводительность, холодильный коэффициент, энергия.

The inverter provides a smooth decrease in the compressor capacity by changing the operating speed of the electric compressor drive of steam refrigerating machine of the air conditioning system. In this case, due to increase in boiling pressure of refrigerant in evaporator and the condensation pressure reduction in the condenser the refrigeration efficiency increases that determines a reduction of specific energy inputs for cold production. The problem of determining energy savings becomes actual, since the installation of the inverter requires additional capital expenditures, and it is necessary to determine how much such a facility is economically expedient. Calculations of the dependence of the energy savings on reduction of the operating speed of the electric compressor drive are made. The received data is necessary for assessment of the economic feasibility of an inverter installation.

Key words: an inverter, air conditioning, a steam refrigerator, a compressor, a condenser, an air cooler, coolant, cooling capacity, refrigeration efficiency, energy.

Инвертор обеспечивает плавное уменьшение объёмной производительности компрессора за счёт изменения частоты вращения φ электропривода компрессора паровой холодильной машины системы кондиционирования воздуха.

При этом, вследствие повышения давления кипения P_0 хладагента в воздухоохладителе и понижения давления конденсации P_k в конденсаторе, повышается холодильный коэффициент ϵ_0 , чем и определяется снижение удельных энергозатрат на производство холода. В этой связи актуальна задача определения экономии энергозатрат, поскольку установка инвертора требует дополнительных капитальных затрат, и необходимо определить, насколько экономически целесообразна такая установка.

Нами были проведены расчёты зависимости величины экономии энергозатрат от уменьшения частоты вращения φ .

В качестве хладагента выбран R-134a. Принято, что используется цикл одноступенчатой паровой холодильной машины без регенеративного теплообменника. В расчётах принят ряд допущений. Адиабатический КПД, коэффициент подачи компрессора равны 100 % каждый; перегрев пара хладагента на входе в компрессор, переохлаждение жидкого хладагента на входе в регулирующий вентиль, потери давления в трубопроводах холодильной машины, механиче-

ские потери в компрессоре и потери в электроприводе компрессора, изменения коэффициентов теплопередачи в конденсаторе и воздухоохладителе при изменении температуры теплопередающей поверхности и удельных тепловых потоков настолько малы, что ими можно пренебречь. Температура воздуха на входе в конденсатор $t_1 = 35$ °С, на входе в воздухоохладитель $t_2 = 25$ °С. Температура теплопередающей поверхности воздухоохладителя выше температуры точки росы воздуха, поступающего в воздухоохладитель, и поэтому осушения воздуха в воздухоохладителе не происходит. Принято, что производительность вентиляторов конденсатора и воздухоохладителя не регулируется инвертором, и поэтому массовая производительность каждого из этих вентиляторов постоянна.

Принято, что в первом расчётном режиме не используется понижение ϕ инвертором, объёмная производительность компрессора составляет $V_1 = 360$ м³/ч, температура конденсации $t_{к1} = 50$ °С, температура кипения $t_{01} = 10$ °С, температура воздуха на выходе из конденсатора $t_{31} = 40$ °С, на выходе из воздухоохладителя $t_{41} = 20$ °С, $\phi = \phi_1$.

Расчёты проводились в определенной последовательности. Вначале с помощью компьютерной программы CoolPack для первого расчетного режима, в котором не используется понижение ϕ , были определены: холодопроизводительность $Q_{01} = 267,552$ кВт, потребляемая на привод компрессора мощность $N_1 = 48,382$ кВт, теплопроизводительность конденсатора $Q_{к1} = 315,933$ кВт, холодильный коэффициент $\epsilon_{01} = 5,53$.

Затем были вычислены параметры α_k и α_b в соответствии с формулами из [1]:

$$\alpha_k = k_k \cdot F_k = Q_{к1} \cdot \ln[(t_{к1} - t_1)/(t_{к1} - t_{31})]/(t_{31} - t_1), \quad (1)$$

где k_k – коэффициент теплопередачи в конденсаторе; F_k – площадь теплопередающей поверхности конденсатора

$$\alpha_b = k_b F_b = Q_{01} \cdot \ln[(t_2 - t_0)/(t_{41} - t_{01})]/(t_2 - t_{31}), \quad (2)$$

где k_b – коэффициент теплопередачи в воздухоохладителе; F_b – площадь теплопередающей поверхности воздухоохладителя.

Согласно расчётам,

$$\alpha_k = 25,62 \text{ кВт/}^\circ\text{С}; \quad \alpha_b = 21,5344 \text{ кВт/}^\circ\text{С кВт/}^\circ\text{С}.$$

Водяные эквиваленты воздуха в конденсаторе W_k и воздухоохладителе W_0 вычислялись по следующим формулам:

$$W_k = Q_{к1}/(t_{31} - t_1), \quad (3)$$

$$W_0 = Q_{01}/(t_2 - t_{41}) \quad (4)$$

Согласно расчётам,

$$W_k = 63,1866 \text{ кВт/}^\circ\text{С}; \quad W_0 = 53,5104 \text{ кВт/}^\circ\text{С}.$$

Затем рассчитывался второй режим, при котором ϕ уменьшалась инвертором до $\phi_2 < \phi_1$.

Объёмная производительность компрессора V_2 во втором режиме определялась по формуле

$$V_2 = V_1 \cdot b, \quad (5)$$

где $b = \phi_2/\phi_1$.

Температура конденсации $t_{к2}$ и температура кипения t_{02} во втором режиме в первом приближении принимались равными таковым для первого режима: $t_{к2} = t_{к1}$; $t_{02} = t_{01}$.

Затем с помощью программы CoolPack по значениям V_2 , $t_{к2}$, t_{02} определялись холодопроизводительность Q_{02} , потребляемая компрессором мощность N_2 , теплопроизводительность конденсатора $Q_{к2}$, холодильный коэффициент ϵ_{02} .

Далее вычислялись уточнённые значения $t_{к2}$ и t_{02} по следующим зависимостям:

$$t_{к2} = t_1 + Q_{к2}/[W_k \cdot (1 - e^{-d})], \quad (6)$$

где

$$d = \alpha_k/W_k; \quad (7)$$

$$t_{02} = t_1 - Q_{02}/[W_k \cdot (1 - e^{-h})], \quad (8)$$

где

$$h = \alpha_0/W_0. \quad (9)$$

Далее по уточнённым значениям t_{k2} и t_{02} с помощью программы CoolPack определялись уточнённые значения Q_{k2} и Q_{02} . По уточнённым значениям Q_{k2} и Q_{02} с помощью зависимостей (6)–(9) снова уточнялись значения t_{k2} и t_{02} . Далее, по уточнённым значениям t_{k2} и t_{02} , с помощью программы CoolPack определялись ещё более уточнённые значения Q_{k2} и Q_{02} . Такое последовательное уточнение Q_{k2} и Q_{02} с помощью программы CoolPack, а затем уточнение t_{k2} и t_{02} с помощью зависимостей (6)–(9) повторялось многократно для достижения точности определения этих параметров. Результаты расчётов представлены в табл. 1.

Таблица 1

b	$V_2, \text{м}^3/\text{ч}$	$t_{k2}, \text{°C}$	$t_{02}, \text{°C}$	$Q_{k2}, \text{кВт}$	$Q_{02}, \text{кВт}$	$N_2, \text{кВт}$	ε_0
0,95	342	49,5	10,432	305,362	259,843	45,532	5,71
0,9	324	48,9803	10,8863	294,446	251,775	42,671	5,9
0,85	306	48,446	11,358	283,261	243,427	39,834	6,11
0,8	288	47,902	11,843	271,671	234,651	37,019	6,34
0,75	270	47,337	12,353	259,757	225,536	34,221	6,59
0,7	252	46,752	12,888	247,469	216,024	31,446	6,87
0,65	234	46,146	13,449	234,762	206,066	28,696	7,18
0,6	216	45,521	14,035	221,569	195,588	25,981	7,53
0,55	198	44,872	14,651	207,87	184,566	23,303	7,92
0,5	180	44,193	15,304	196,643	172,977	20,666	8,37
0,45	162	43,486	15,993	178,795	160,713	18,082	8,89
0,4	144	42,751	16,721	163,25	147,688	15,562	9,49
0,35	126	41,978	17,497	146,957	133,843	13,114	10,21
0,3	108	41,164	18,325	129,08	119,054	10,754	11,07
0,25	90	40,303	19,216	111,7	103,2	8,5	12,14
0,2	72	39,391	20,174	92,47	86,092	6,378	13,5
0,15	54	38,416	21,214	71,954	67,537	4,417	15,29
0,1	36	37,37	22,35	49,92	47,261	2,659	17,77
0,05	18	36,238	23,603	26,07	24,91	1,16	21,47

По полученным значениям холодильного коэффициента ε_{02} вычислялась относительная экономия энергозатрат на производство единицы холода r за счёт использования инвертора по формуле

$$r = (1 - \varepsilon_{01}/\varepsilon_{02}). \quad (10)$$

Результаты вычислений r представлены на рис. 1 и в табл. 2.

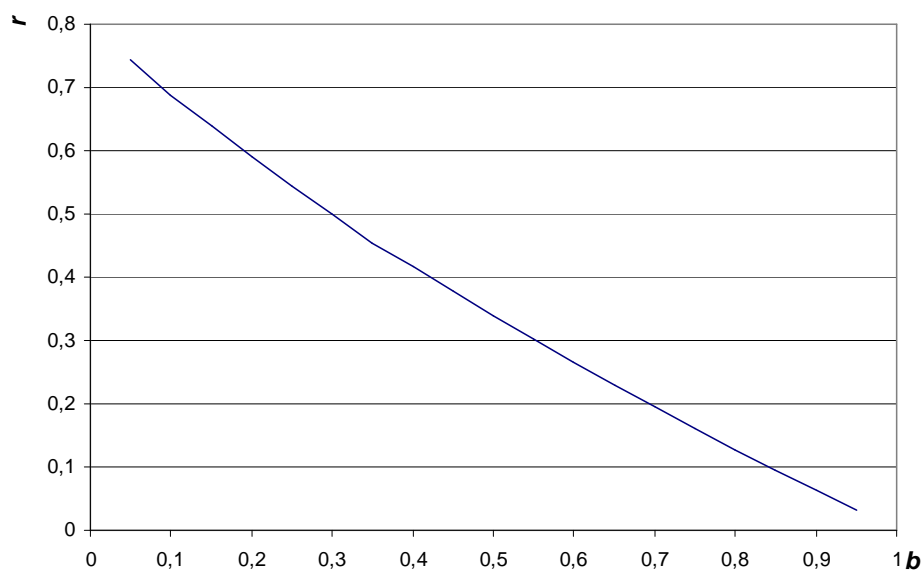


Рис. 1. Зависимость относительной экономии энергозатрат на производство единицы холода при использовании инвертора r от b

Зависимость относительной экономии энергозатрат на производство единицы холода при использовании инвертора r от b

b	0,95	0,9	0,85	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,55	0,5
r	0,0315	0,0627	0,0949	0,1278	0,1609	0,1951	0,2298	0,2656	0,3018	0,3393

Продолжение табл. 2

b	0,45	0,4	0,35	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0,05
r	0,378	0,4173	0,4539	0,5005	0,5445	0,5904	0,6383	0,6888	0,7424

При изменении объёмной производительности компрессора V_1 значения r остаются без изменений при пропорциональном изменении произведений площади теплопередающей поверхности на коэффициент теплопередачи в конденсаторе и воздухоохладителе и массовой производительности вентиляторов, подающих воздух в конденсатор и воздухоохладитель.

В соответствии с (1), (3) произведение площади теплопередающей поверхности конденсатора $F_{к11}$ на коэффициент теплопередачи в конденсаторе $k_{к11}$ для компрессора объёмной производительностью V_{11} , м³/с, должно быть равно:

$$F_{к11} \cdot k_{к11} = 256,2 \cdot V_{11} \text{ кВт/}^\circ\text{С.} \tag{11}$$

Аналогично, в соответствии с (2), (4), произведение площади теплопередающей поверхности воздухоохладителя $F_{в11}$ на коэффициент теплопередачи в воздухоохладителе $k_{в11}$ для компрессора объёмной производительностью V_{11} , м³/с, должны быть равно:

$$F_{в11} \cdot k_{в11} = 215,344 \cdot V_{11} \text{ кВт/}^\circ\text{С.} \tag{12}$$

Водяной эквивалент воздуха в конденсаторе $W_{к11}$ для компрессора объёмной производительностью V_{11} , м³/с, должен быть равен:

$$W_{к11} = 631,866 \cdot V_{11} \text{ кВт/}^\circ\text{С.} \tag{13}$$

Водяной эквивалент воздуха в воздухоохладителе $W_{о11}$ для компрессора объёмной производительностью V_{11} , м³/с, должен быть равен:

$$W_{о11} = 535,104 \cdot V_{11} \text{ кВт/}^\circ\text{С.} \tag{14}$$

При соблюдении условий (11)–(14) значения r из табл. 2 и рис. 1 верны и для случая, когда $V_{11} \neq V_1$. Кроме того, в этих случаях можно определять холодопроизводительность $Q_{о11}$, потребляемую компрессором мощность N_{11} и теплопроизводительность конденсатора $Q_{к11}$, пользуясь данными табл. 1, по следующим уравнениям:

$$Q_{о11} = Q_{о2} \cdot V_{11}/V_1 = 10 \cdot Q_{о2} \cdot V_{11} \text{ кВт,} \tag{15}$$

$$N_{11} = N_2 \cdot V_{11}/V_1 = 10 \cdot N_2 \cdot V_{11} \text{ кВт,} \tag{16}$$

$$Q_{к11} = Q_{к2} \cdot V_{11}/V_1 = 10 \cdot Q_{к2} \cdot V_{11} \text{ кВт.} \tag{17}$$

Таким образом, произведена численная оценка экономии энергозатрат на привод компрессора паровой холодильной машины системы кондиционирования воздуха при регулировании частоты вращения электропривода компрессора инвертором. Полученные данные необходимы при оценке экономической целесообразности установки инвертора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Теоретические основы хладотехники. Тепломассообмен* / С. Н. Богданов и др.; ред. Э. И. Гуйго. – М.: Агропромиздат, 1986. – 320 с.
2. *Компьютерная программа CoolPack.*

Статья поступила в редакцию 16.06.2011

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Гаврилкин Владимир Петрович – Астраханский государственный технический университет; канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры «Холодильные машины»; kxm@astu.org.

Gavrilkin Vladimir Petrovich – Astrakhan State Technical University; Candidate of Technical Science, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department "Refrigerating Machines"; kxm@astu.org.

Кладов Олег Николаевич – Астраханский государственный технический университет; аспирант кафедры «Электрооборудование и автоматика судов»; elmech@astu.ru.

Kladov Oleg Nickolaevich – Astrakhan State Technical University; Postgraduate Student of the Department "Electrical Equipment and Automatics of Ships"; elmech@astu.ru.

Цейтлин Александр Матвеевич – Астраханский государственный технический университет; канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры «Холодильные машины»; kxm@astu.org.

Tseitlin Alexander Matveevich – Astrakhan State Technical University; Candidate of Technical Science, Assistant Professor; Assistant Professor of the Department "Refrigerating Machines"; kxm@astu.org.