



DOI 10.22363/2312-8143-2018-19-3-271-276

УДК 621. 577

Коэффициент преобразования и мощность теплового насоса на нерасчетных режимах

Ю.А. Антипов, И.К. Шаталов, И.И. Шаталова, К.В. Шкарин

Российский университет дружбы народов (РУДН)
Российская Федерация, 117198, Москва, ул. Миклухо-Маклая, 6

В статье рассматриваются изменения параметров сжатия теплового насоса (ТН), определяющие его эффективность, — мощность и коэффициент преобразования μ на нерасчетных режимах. В связи с тем, что параметры низкопотенциальных источников тепла для ТН изменяются, меняется при этом и потребность в тепловой энергии. В связи с этим актуальной задачей является исследование работы ТН на нерасчетных режимах. Для анализа рабочего процесса на режимах частичной мощности ТН применяется поршневой компрессор. Авторы рассматривают следующие варианты перехода ТН на нерасчетный режим: изменение температуры воды на входе в конденсатор; изменение расхода воды через конденсатор; изменение расхода рабочего тела. На основе анализа зависимостей для определения коэффициента преобразования и мощности, потребляемой ТН, показано, что при переходе теплового насоса на нерасчетный режим эти параметры меняются. Увеличение температуры воды на входе в конденсатор приводит к уменьшению коэффициента преобразования μ , а при понижении температуры — к возрастанию μ . Уменьшение расхода воды, охлаждающей конденсатор, приводит к сдвигу точки начала сжатия рабочего тела в область его более высокой влажности и снижает эффективность компрессора. Уменьшение расхода рабочего тела практически не влияет на эффективность цикла Карно, а величина снижается из-за роста влажности газа.

Ключевые слова: тепловой насос, нерасчетный режим работы, поршневой компрессор, коэффициент преобразования

Введение

Тепловые насосы (ТН) получили широкое распространение в различных областях: жилищном строительстве, машиностроении, металлургии и т.д. Основная цель их применения — экономия энергетических ресурсов, улучшение экологических показателей. Удовлетворение требований Монреальского протокола, Киотского и Парижского соглашений является важной задачей науки и производства по продвижению теплонасосных технологий. Исследованию различных режимов эксплуатации ТН посвящена данная работа.

Целью работы является разработка методики определения параметров ТН на нерасчетных режимах с использованием опытных данных и результатов предыдущих исследований.

Методы исследования

В работе на основе теории тепловых насосов рассматриваются изменения основных параметров ТН. Коэффициент преобразования μ и мощность N ТН

являются главными параметрами, характеризующими его эффективность. Величина μ есть отношение тепловой мощности (теплого потока) Q , вырабатываемой ТН к мощности N , затрачиваемой на привод компрессора:

$$\mu = \frac{Q}{N} = \frac{G_B(t_{B2} - t_{B1})C_{pB}}{G(i_{2ад} - i_1)/\eta_k}, \quad (1)$$

где G_B и G — расходы воды, охлаждающей конденсатор и рабочего тела ТН; t_{B1} и t_{B2} — температура охлаждающей воды на входе и выходе из конденсатора; C_{pB} — теплоемкость воды; i_1 — энтальпия рабочего тела ТН на входе в компрессор; $i_{2ад}$ — энтальпия рабочего тела при адиабатическом сжатии на выходе из компрессора; η_k — КПД компрессора, $\eta_k = \eta_i \eta_M$; η_i , η_M — внутренний и механический КПД компрессора.

Для определения μ из (1) можно нанести рабочий цикл ТН на ts -диаграмму, определить величины энтальпий и подсчитать теплоту, получаемую в конденсаторе, переохладителе и испарителе [1; 2]. Для дальнейшего анализа удобно воспользоваться приближенным соотношением, основанном на обратном цикле Карно ТН:

$$\mu = k\mu_t = k \frac{T_k}{T_k - T_i}, \quad (2)$$

где k — опытный коэффициент, $k = 0,5 \div 0,6$; μ_t — коэффициент преобразования цикла Карно; T_k и T_i — температуры конденсации и испарения, т.е. температуры рабочего тела на выходе из компрессора и на его входе при адиабатическом сжатии.

Из (2) следует, что при малых подогревах $\Delta T = T_k - T_i \leq 30$ К, при $T_k = 300$ К, коэффициент μ может достигать 5 и более. Рассмотрим рабочий процесс ТН с поршневым компрессором.

Условия перехода ТН на нерасчетный режим

Переход на нерасчетный режим связан со следующими обстоятельствами:

- изменением температуры воды на входе в конденсатор t_{B1} ;
- изменением расхода воды G_B ;
- изменением расхода рабочего тела G .

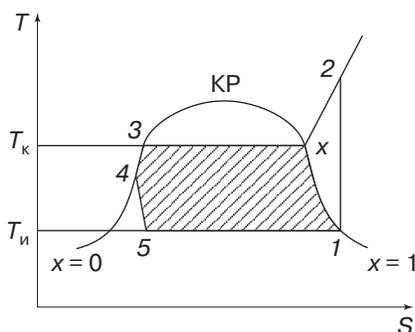


Рис. 1. Цикл теплового насоса в T - S диаграмме
[Fig. 1. Heat pump cycle on T - S diagram]

1. *Изменение температуры охлаждающей воды.* На графике (рис. 1) схематично изображен цикл ТН: 1—2 — сжатие рабочего тела в компрессоре; 2— x —3 — его охлаждение в конденсаторе; 3—4 — охлаждение в переохладителе; 4—5 — дросселирование; 5—1 — передача теплоты в испарителе.

Увеличение температуры воды t_{B1} на входе в конденсатор, как следует из (1), приводит к уменьшению μ , а при паде-

нии $t_{в1}$ — к возрастанию μ . При известной температуре $t_{в1}$ и температуре рабочего тела в конденсаторе t_k температура $t_{в2}$ определится из известного отношения

$$t_{в2} = t_{в1} + E(t_k - t_{в1}),$$

где E — тепловая эффективность конденсатора, равная 0,7–0,9; t_k — температура рабочего тела в конденсаторе.

Из этого уравнения следует, что температура $t_{в2}$ на 3–5 °С ниже, чем t_k , а температура $t_{в1}$ на 3–5 °С выше, чем t_i .

Кроме этого, как видно из рис. 1, увеличение T_k приводит к росту давления рабочего тела в конденсаторе p_k и росту $i_{2ад}$, что не только влияет на μ , но и приводит к изменению мощности, затрачиваемой на привод компрессора:

$$N = G(i_{2ад} - i_1) \frac{1}{\eta_k}.$$

2. Уменьшение расхода воды G_v через конденсатор приводит к уменьшению диаграммы цикла, как показано на рис. 2. При этом КПД цикла Карно не меняется, но тепловая мощность ТН уменьшается из-за снижения расхода G_v . В результате коэффициент преобразования падает (1).

При уменьшении расхода воды через испаритель диаграмма цикла меняется так, как показано на рис. 2. При этом на вход в компрессор поступает влажный пар рабочего тела, сжатие которого связано со снижением КПД компрессора. Это происходит не только из-за роста влажности, но и из-за уменьшения показателей адиабаты [3].

3. Уменьшение расхода рабочего тела производится путем уменьшения частоты вращения компрессора n_k . При этом снижается мощность, затрачиваемая на привод компрессора

$$G = V_n \cdot \lambda \cdot \rho \cdot n_k / 60,$$

где V_n — рабочий объем цилиндров; λ — коэффициент подачи, $\lambda = 0,75–0,85$; ρ — плотность рабочего тела на входе.

В том случае, если необходим постоянный подогрев воды в тепловом насосе, компрессор должен работать при постоянной степени сжатия $\pi_k = \text{const}$ и, как следствие, при постоянной плотности газа на его входе. Если при этом температура входящей и выходящей воды $t_{в1}$ и $t_{в2}$ постоянна, то это означает, что переход на частичные режимы связан с уменьшением частоты вращения компрессора. При этом его КПД и λ увеличивается (рис. 3) и коэффициент преобразования растет, а затрачиваемая на привод мощность снижается [4; 5].

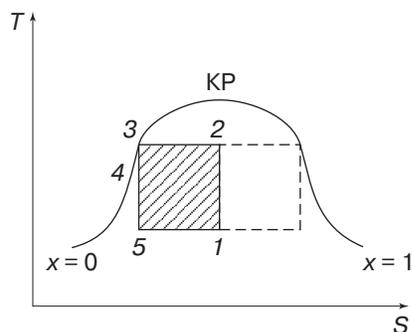


Рис. 2. Идеализированный цикл теплового насоса при уменьшении расхода воды через испаритель
[Fig. 2. Heat pump ideal cycle with decrease in water flow rate through the evaporator]

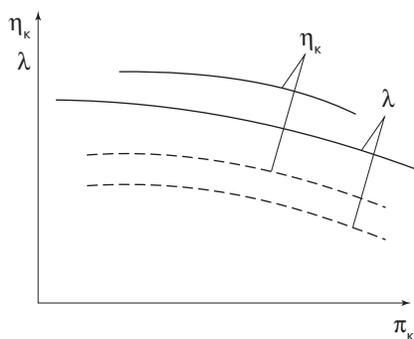


Рис. 3. Характеристика поршневого компрессора в зависимости от степени повышения давления и сухости пара рабочего тела x : ——— $x = 1$; - - - - - $x = 0,7$)

[Fig. 3. Characteristics of reciprocating compressor as a function of pressure ratio and dryness of steam of the working medium x : ——— $x = 1$; - - - - - $x = 0,7$)]

Снижение потребности в горячей воде от теплового насоса вызывает дросселирование паров рабочего тела с высокой влажностью и, следовательно, снижение расхода низкотемпературной воды приводит к сжатию в компрессоре влажного газа. Из-за этого уменьшаются π_k и μ , и, как следствие, растет опасность гидравлического удара [4].

При уменьшении расхода рабочего тела и при постоянных температурах T_k и $T_{и}$ точка начала дросселирования смещается в область влажного пара ($x > 0$). При этом КПД цикла Карно практически не изменяется, однако КПД компрессора снижается из-за уменьшения расхода и увеличения влажности пара [4; 5]. Это приводит к уменьшению коэффициента преобразования.

Заключение

При увеличении температуры воды, охлаждающей конденсатор, коэффициент преобразования ТН падает.

Уменьшение расхода воды, охлаждающей конденсатор, приводит к сдвигу точки начала сжатия рабочего тела в область его более высокой влажности, приводит к уменьшению тепловой мощности ТН и, как следствие, к уменьшению μ .

Уменьшение расхода рабочего тела практически не влияет на КПД цикла Карно, а величина μ снижается из-за роста влажности газа, сжимаемого компрессором.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Шаталов И.К. Теплонасосные установки с приводом от тепловых двигателей: учеб. пособие. М.: РУДН, 2009. 94 с.
- [2] Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Ч. 1: Теория и расчет. М.: Колос, 2006. 456 с.
- [3] Фотин Б.С., Пирумов И.Б., Прилуцкий И.К., Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1987. 872 с.
- [4] Antipon Y.A., Shatalov I.K., Sobennikov E.V. Influence of Moistness of Working Fluid on Delivery Coefficient of Reciprocating Compressor. Chemical and Petroleum Engineering. 2014. № 1. С. 38–42.
- [5] Барский И.А., Антипов Ю.А., Шаталов И.К., Терехов Д.В. Показатели поршневого компрессора на частичных режимах // Химическое и нефтяное машиностроение. 2011. № 1. С. 31–33.

© Антипов Ю.А., Шаталов И.К., Шаталова И.И., Шкарин К.В., 2018

История статьи:

Дата поступления в редакцию: 29 мая 2018

Дата принятия к печати: 15 июля 2018

Для цитирования:

Антипов Ю.А., Шаталов И.К., Шаталова И.И., Шкарин К.В. Коэффициент преобразования и мощность теплового насоса на нерасчетных режимах // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2018. Т. 19. № 3. С. 271–276. DOI 10.22363/2312-8143-2018-19-3-271-276

Сведения об авторах:

Антипов Юрий Александрович — кандидат технических наук, доцент департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии, Российский университет дружбы народов. *Область научных интересов:* проектирование, производство и испытание конструкций элементов тепловых двигателей. *Контактная информация:* e-mail: rudn-tit@yandex.ru

Шаталов Иван Касьянович — кандидат технических наук, профессор департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии, Российский университет дружбы народов. *Область научных интересов:* проектирование и растет теплонаносных установок. *Контактная информация:* e-mail: rudn-tit@yandex.ru

Шаталова Ирина Ивановна — кандидат сельскохозяйственных наук, доцент департамента инженерного бизнеса и менеджмента Инженерной академии, Российский университет дружбы народов. *Область научных интересов:* оценка эффективности применения инновационных технологий в технике. *Контактная информация:* e-mail: rudn-tit@yandex.ru

Шкарин Кирилл Владимирович — ассистент департамента машиностроения и приборостроения Инженерной академии, Российский университет дружбы народов. *Область научных интересов:* проектирование, производство и испытание конструкций элементов тепловых двигателей. *Контактная информация:* e-mail: gohamoha69@gmail.com

Heat pump coefficient of conversion and power on off-nominal modes

Yu.A. Antipov, I.K. Shatalov, I.I. Shatalova, K.V. Shkarin

Peoples' Friendship University of Russia (RUDN University)
6, Miklukho-Maklaya str., Moscow, 117198, Russian Federation

Abstract. The article considers the variation of heat pump (HP) compression parameters which define its effectiveness: power and coefficient of conversion (μ) on off-nominal modes of operation. Taking into account that the parameters of low-potential sources of heat for HP change, the demand for thermal energy also changes; study of HP operating on off-nominal modes is relevant. To analyze the operating process on partial power modes of HP, a reciprocating compressor is used. The following options are examined by authors as conditions of HP transitioning to the off-nominal mode: change in temperature of water at the condenser inlet; change in flow rate of water passing through the condenser, change in flow rate of the working medium. Based on the analysis of relationships for determining the coefficient of conversion and power consumed by HP, it is shown that these parameters change if HP transitions to off-nominal mode. The increase of temperature entering the condenser leads to decrease

in μ , and with temperature decrease μ increases. Decrease in flow rate of water cooling the condenser moves the beginning point of compression of the working medium to higher moisture region and reduces the efficiency of the compressor. Working medium flow rate decrease virtually does not affect the Carnot cycle efficiency and μ decreases because of rising moisture of gas.

Key words: heat pump, off-nominal operating mode, reciprocating compressor, coefficient of conversion

REFERENCES

- [1] Shatalov I.K. *Teplonasosnye ustanovki s privodom ot teplovykh dvigatelei: ucheb. posobie* [Heat pump systems powered by heat engines: Textbook]. Moscow: PFUR Publ., 2009. 94 p. (In Russ.)
- [2] Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory. Ch. 1: Teoriya i raschet* [Reciprocating compressors. Part 1: Theory and calculation]. Moscow: Kolos Publ., 2006. 456 p. (In Russ.)
- [3] Fotin B.S., Pirumov I.B., Priluckij I.K., Plastinin P.I. *Porshnevye kompressory* [Reciprocating compressors]. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1987. 872 p. (In Russ.)
- [4] Antipon Y.A., Shatalov I.K., Sobennikov E.V. Influence of Moistness of Working Fluid on Delivery Coefficient of Reciprocating Compressor. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2014. No. 1. 38–42.
- [5] Barskij I.A., Antipov Yu.A., Shatalov I.K., Terekhov D.V. *Pokazateli porshnevoogo kompressora na chastichnykh rezhimakh* [Reciprocating compressor characteristics on partial modes]. *Khimicheskoe i neftyanoe mashinostroenie* [Chemical and petroleum engineering]. 2011. No. 1. 31–33. (In Russ.)

Article history:

Received: May 29, 2018

Accepted: July 15, 2018

For citation:

Antipov Yu.A., Shatalov I.K., Shatalova I.I., Shkarin K.V. (2018). Heat pump coefficient of conversion and power on off-nominal modes. *RUDN Journal of Engineering Researches*, 19(3), 271–276. DOI 10.22363/2312-8143-2018-19-3-271-276

Bio note:

Yuriy A. Antipov — Candidate of Technical Sciences, associate professor of the Department of Mechanical and Instrument Engineering, Academy of Engineering, Peoples' Friendship University of Russia. *Research interests:* design, production and testing of heat engines elements structures. *Contact information:* e-mail: rudn-tit@yandex.ru

Ivan K. Shatalov — Candidate of Technical Sciences, professor of the Department of Mechanical and Instrument Engineering, Academy of Engineering, Peoples' Friendship University of Russia. *Research interests:* design and calculation of heat pump systems. *Contact information:* e-mail: rudn-tit@yandex.ru

Irina I. Shatalova — Candidate of Agricultural Sciences, associate professor of the Department of Engineering Business and Management, Academy of Engineering, Peoples' Friendship University of Russia. *Research interests:* assessment of feasibility of innovation technologies in engineering. *Contact information:* e-mail: rudn-tit@yandex.ru

Kirill V. Shkarin — assistant of the Department of Mechanical and Instrument Engineering, Academy of Engineering, Peoples' Friendship University of Russia. *Research interests:* design, production and testing of heat engines elements structures. *Contact information:* e-mail: gohamoha69@gmail.com