

Технология получения гранул из шрота семян рапса с использованием двухступенчатого каскадного парокомпрессионного теплового насоса

Остриков Александр Николаевич

ФГБОУ ВО Воронежский государственный университет инженерных технологий,

Адрес: 394036, Россия, г. Воронеж, пр-т Революции, д. 19

E-mail: ostrikov27@yandex.ru

Шевцов Александр Анатольевич

Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора

Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина»

Адрес: 394064, Россия, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, д. 54а

E-mail: shevalol@rambler.ru

Тертычная Татьяна Николаевна

ФГБОУ ВО Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I,

Адрес: 394087, Россия, г. Воронеж, ул. Мичурина, д. 1

E-mail: tertychnaya777@yandex.ru

Сердюкова Наталья Алексеевна

Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е.

Жуковского и Ю.А. Гагарина

Адрес: 394064, Россия, г. Воронеж, ул. Старых Большевиков, д. 54а

E-mail: nata29m@mail.ru

Необходимость рационального и комплексного использования энергетических ресурсов и реализация решений по их экономии определяется снижением энергоемкости технологических процессов, что может быть обеспечено заменой невозобновляемых энергоресурсов возобновляемыми источниками энергии с применением теплонасосных технологий. В этой связи предложена энергосберегающая технология получения гранул из шрота семян рапса с использованием двухступенчатого каскадного парокомпрессионного теплового насоса для получения энергоносителей высокого и низкого температурного потенциала, обеспечивающего снижение удельных энергозатрат за счет максимальной рекуперации и утилизации отработанных теплоносителей в замкнутых термодинамических циклах. Процесс теплообмена происходит в двух контурах: в рециркуляционном контуре низкопотенциального теплоносителя, включающем подачу охлажденного воздуха из испарителя в воздушные охладители; в рециркуляционном контуре высокопотенциального теплоносителя, включающем подачу перегретого пара из конденсатора второй ступени в шнековый экструдер и рекуперативные теплообменники, барабанную сушилку-дезодоратор и десятичанный тостер; испарители; шротоловушку; вакуум-аппарат. Для каждого из двух рециркуляционных контуров выполнен эксергетический анализ. Предлагаемая технология позволяет снизить удельные энергозатраты на 12–15%, повысить экологическую безопасность на всех этапах технологического процесса, максимально снизить выброс отработанных теплоносителей в окружающую атмосферу.

Ключевые слова: тепловой насос, технология, гранулы, рапс, эксергия, анализ, тепловая эффективность.

Введение

Развитие альтернативной энергетики в технологических схемах генерации тепловой энергии связано с использованием тепловых насосов в различных отраслях промышленности и состав-

ляет основу современных исследований в области теплонасосных технологий (Алексеев, 2009; Горшков, 2004, с. 47–80; Калнинь, Легуенко, Проценко, Пустовалов, 2009, с. 25–30; Курнакова, 2018, с. 114–122; Подскребкин, 2016, с. 15–21; Chicherin, 2018, pp. 382–389; Chicherin, 2018, p. 603–614).

Перспективными являются теплонасосные установки со ступенчатым сжатием с каскадной схемой включения (Елистратов, 2007, С. 64–75; Елистратов, 2008, С. 28–33; Deng, Qingpeng, Mei, Shi, Hui, 2019, р. 172–186; Sayegh, Jadwiszczaka, Axcellb, Niemierkaa, Bryśc, Jouharab, 2018, р. 122–144; Абильдинова, Мусабаев, Расмухаметова, Чичерин, 2019, с. 293–302), которые обеспечивают высокую температуру теплоносителя в технологическом процессе. Повышение эффективности теплового насоса зависит от совершенства термодинамического цикла работы, выбора рабочих агентов и качественного функционирования на заданных температурных режимах при одновременной выработке теплоты и холода.

Возможности снижения термодинамических потерь в технологии комплексной переработки семян рапса в белоксодержащие продукты, гранулы и биодизельное топливо (Остриков, 2020, С. 252–261; Шевцов, Бунин, Ткач, Сердюкова, Фофанов, 2018, с. 60–64; Chicherin, 2018, р. 384–389; Vivian, Emmi, Zarrella, Jobard, Pietruschka, De Carli, 2018, р. 788–800) связаны с внедрением каскадных теплонасосных систем, когда возникает необходимость в одновременном получении высоко- и низкотемпературных энергоносителей для реализации тепловых процессов.^{1, 2}

В этой связи сформулирована цель работы: разработка технологии получения гранул из шрота семян масличных культур с применением каскадного парокомпрессионного теплового насоса (ПКТН) для получения энергоносителей разного температурного потенциала, обеспечивающего снижение удельных энергозатрат за счет максимальной рекуперации и утилизации отработанных теплоносителей в замкнутых термодинамических циклах. Полученные с минимальными энергетическими затратами кормовые гранулы из шрота семян рапса должны соответствовать требованиям ГОСТ 23513–79³.

Обоснование

Новая теплонасосная технология

Для реализации поставленной цели предложена технологическая схема производства гранул из шрота семян рапса (Рисунок 1), включающая

форпресс 1; воздушные охладители 2, 12; вальцовый станок 3; сепарирующую машину 4; плющильный станок 5; экстрактор вертикальный шнековый 6; вакуум-выпарной аппарат 7 с греющей камерой; теплообменники-рекуператоры 8, 27; 28; вакуум-насос 9; сборник сконденсированных паров гексана 10; шнековый экструдер 11 с греющей рубашкой; циклоны 13, 14; вытяжные 15, 16 и нагнетающий 17 вентиляторы; насос подача гексана 18; шнековый испаритель, включающий испарительные шнеки 19, 20, 21 и барабанную сушилку-дезодоратор 22; сухую шротоловушку 23 с греющей рубашкой; десятичанный тостер 24 с греющими элементами; мокрые шротоловушки 25, 26; ресивер 29; вентилятор паров гексана 30; вентилятор высокого давления перегретого пара 31; распределители потоков 32, 33, 34; двухступенчатый каскадный ПКТН, включающий компрессоры первой 35 и второй 36 ступени, испаритель первой ступени 37, конденсатор-испаритель 38, конденсатор второй ступени 39, терморегулирующие вентили первой 40 и второй 41 ступени, потоки.

Исходные семена масличных культур по потоку 1.0 подаются в форпресс 1, где из семян получают жмых и масло. Масло отводится на хранение по потоку 1.1, а жмых по потоку 1.2 направляется в воздушный охладитель 2, в котором жмых охлаждается в гравитационно-движущемся слое до температуры 16–18°C и по потоку 1.3 направляется в вальцовый станок 3. Измельченный жмых до фракции 2–4 мм по потоку 1.4 направляется в сепарирующую машину 4. В сепарирующей машине происходит отбор фракции нужного размера, с возвратом более крупных частиц по потоку 1.5 на доизмельчение.

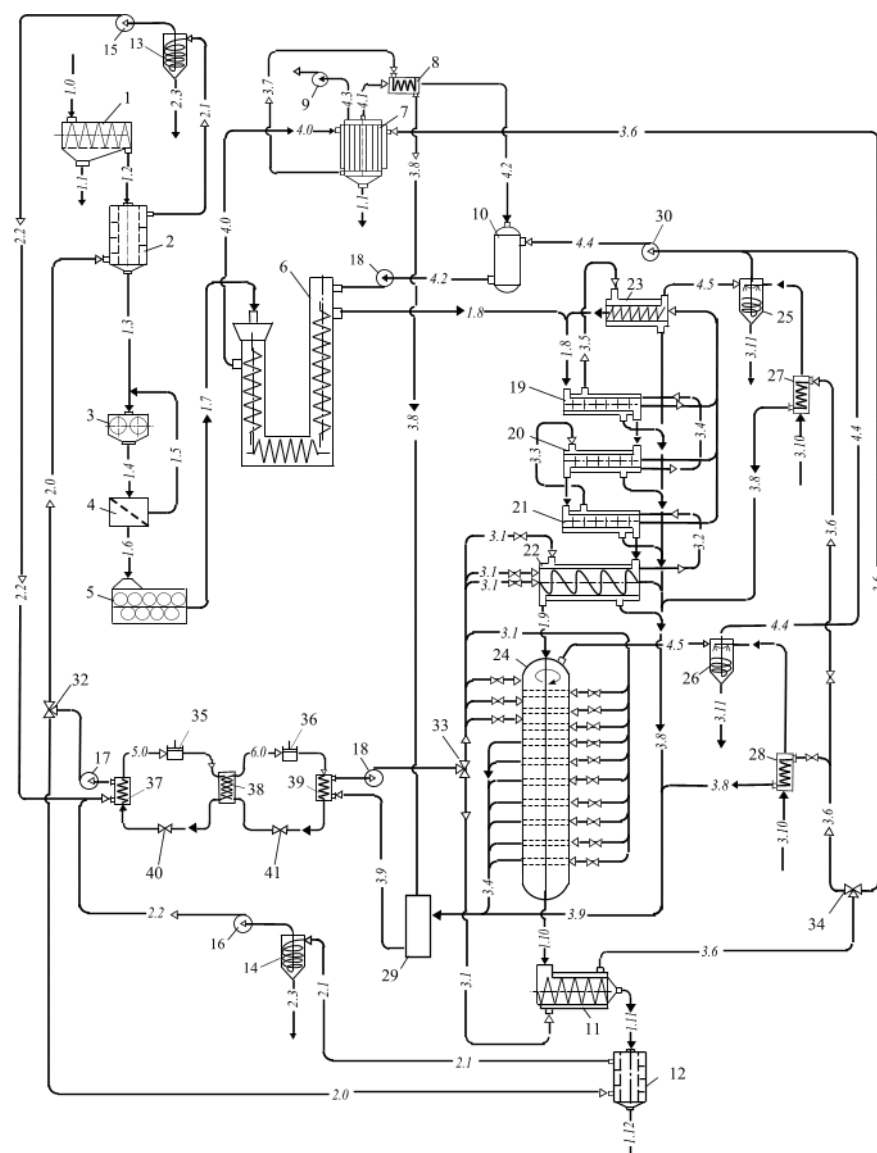
В плющильном станке 5 из поступившего по потоку 1.6 измельченного жмыха получают фракцию в виде лепестка, которая по потоку 1.7 подается в загрузочную колонну вертикального шнекового экстрактора 6.

Одновременно в экстрактор насосом 18 по потоку 4.2 подается жидкий гексан, который перемещается в противотоке с экстрагируемым материалом. За счет разности концентрации масло из экстрагируемого материала переходит в гексан, образуя раствор масла в растворителе – мисцеллу, которая по потоку 4.0 из экстрактора 6 отводится в вакуум-выпарной аппарат 7.

¹ Способ управления процессом переработки масличных семян в биодизельное топливо: пат. 2693046 Рос. Федерация № 2018126879 / Шевцов А.А., Ткач В.В., Тертычная Т.Н., Сердюкова Н.А.; заявл. 20.07.2018; опубл. 31.05.2019. Бюл. № 19.

² Способ управления процессом переработки масличных семян в биодизельное топливо: пат. 2693046 Рос. Федерация № 2018126879 / Шевцов А.А., Ткач В.В., Тертычная Т.Н., Сердюкова Н.А.; заявл. 20.07.2018; опубл. 31.05.2019. Бюл. № 19.

³ ГОСТ 23513–79. Межгосударственный стандарт. Брикет и гранулы кормовые. Технические условия [Электронный ресурс]. U.L. <http://docs.cntd.ru/document/gost-23513-79> (дата обращения: 10.10.2020).



кам 3.1 подается глухой пар, а также острый пар в рабочий объем сушилки-дезодоратора из конденсатора 39 второй ступени двухступенчатого парокомпрессионного теплового насоса.

Поток паровой смеси, состоящий из паров растворителя и воды, а также с мелкими частицами шрота поступает в сухую шротоловушку 23 с обогревающей рубашкой. В результате снижения скорости движения газового потока часть частиц осаждается и с помощью шнека возвращается в испарительный шнек 19. Далее газовый поток 4.5 поступает в мокрую шротоловушку 25, где оставшаяся часть шрота улавливается распыливаемой через форсунки горячей водой с температурой 90–95°C, подаваемой по потоку 3.10. Такая температура воды необходима для конденсации паров растворителя, которые отводятся по потоку 4.4 с помощью вентилятора 30 в сборник гексана 10.

Шрот с содержанием гексана не более 0,2% и температурой 95–100°C из шнекового испарителя подается в десятичный тостер 24. Испаряемые из шрота пары переходят из чана в чан и по потоку 4.5 отводятся на мокрое шротоулавливание и на конденсацию в шротоловушку 26, а крупные частицы, увлекаемые газовым потоком, осаждаются в верхней части тостера.

Готовый шрот с температурой 100–105°C и содержанием растворителя не более 0,05% по потоку 1.10 подается в шнековый экструдер с греющей рубашкой 11. В процессе экструзии температура обработки шрота достигает 180°C, что позволяет получить гранулы высокого качества с высокой прочностью. Гранулы охлаждаются в охладителе 12 и выводятся в качестве готового продукта. Отработанный пар после испарительных шнеков 19, 20, 21 и рекуперативных теплообменников 8, 27, 28 отводится по потокам 3.8 в ресивер 29.

Для получения перегретого пара, подаваемого в греющую рубашку шнекового экструдера 11, греющие элементы тостера 24 и рекуперативные теплообменники 27 и 28 для нагревания воды; подготовки охлажденного воздуха для охлаждения жмыха перед измельчением в вальцовом станке 3 и гранул после экструдера в воздушных охладителях 2 и 12 соответственно используется двухступенчатый каскадный ПКТН.

Хладагент первой ступени, в качестве которого применяется фреон R142b, сжимается компрессором первой ступени 35 и доводится до температуры конденсации 47–50°C, после чего

направляется по замкнутому контуру 5.0 в конденсатор-испаритель 38, в котором отдает тепло на кипение хладагента второй ступени, в качестве которого используется фреон R113. Затем хладагент первой ступени дросселируется в терморегулирующем вентиле 40 и поступает в испаритель первой ступени 37, в котором температура его кипения составляет минус 9,2°C, что позволяет довести температуру охлаждения воздуха до 14–16°C.

Пары хладагента второй ступени после конденсатора-испарителя 38 сжимаются компрессором второй ступени 36 и конденсируются в конденсаторе второй ступени 39 при температуре 190°C, что позволяет обеспечить подготовку перегретого пара с температурой 180°C, подаваемого в греющую рубашку шнекового экструдера 11. После конденсатора второй ступени 39 хладагент второй ступени дросселируется через терморегулирующий вентиль второй ступени 41, доводится до давления кипения, и по контуру рециркуляции 6.0 подается в конденсатор-испаритель 38 и кипит при температуре 47,6°C, после чего термодинамический цикл повторяется.

Отработанный высокопотенциальный пар с температурой 120–130°C после шнекового экструдера 11 направляется по потокам 3.6 в греющую камеру вакуум-выпарного аппарата 7 и в рекуперативные теплообменники 27 и 28. Низкопотенциальный пар после вакуум-выпарного аппарата 7 направляется по потоку 3.7 в рекуперативный теплообменник 8 с температурой 40–45°C на конденсацию паров гексана, и затем возвращается по потоку 3.8 в конденсатор второй ступени 39 с образованием контура рециркуляции. Охлажденный воздух с температурой 17–20°C нагнетающим вентилятором 15 по потокам 2.0 направляется в воздушные охладители 2 и 12 через распределитель потока 16 на охлаждение жмыха до температуры 16–18°C перед измельчением в вальцовом станке 3 и гранул до температуры 20–22°C после экструдера 11. Отработанный воздух по потокам 2.1 подается в циклон 13 для очистки от взвешенных частиц и по потоку 2.2 возвращается в испаритель 37 для охлаждения с последующим многократным использованием в контуре рециркуляции.

Параметры двухступенчатого каскадного ПКТН (Таблица 1) обеспечивали процессы теплообмена при заданных температурных режимах в двух контурах:

- в рециркуляционном контуре низкопотенциального теплоносителя, включающего подачу

Таблица 1
Параметры двухступенчатого каскадного ПКТН

Рабочее тело первой ступени (хладагент)	Фреон R142b
Температурой кипения в испарителе первой ступени, °C	минус 9,2
Температура конденсации в конденсаторе-испарителе, °C	60
Холодопроизводительность, кВт	6,2
Компрессор первой ступени	ФВБС6
Мощность электродвигателя компрессора первой ступени, кВт	4,2
Рабочее тело второй ступени (хладагент)	Фреон R113
Температура кипения в конденсаторе-испарителе, °C	47,6
Температура конденсации в конденсаторе второй ступени, °C	190
Холодопроизводительность, кВт	11
Компрессор второй ступени	Comprag R.I.11–270
Мощность электродвигателя компрессора второй ступени, кВт	10

охлажденного воздуха из испарителя 37 в воздушные охладители 2 и 12;

- в рециркуляционном контуре высокопотенциального теплоносителя, включающего подачу перегретого пара из конденсатора второй ступени 39 в греющую рубашку шнекового экструдера 11 и рекуперативные теплообменники 27 и 28 для нагревания воды, греющую рубашку барабанной сушилки-дезодоратора 22 и греющие элементы десятичанного тостера 24; отвода отработанного пара из греющей рубашки барабанной сушилки-дезодоратора 22 через греющие рубашки испарительных шнеков 21, 20, 19 и сухой шротоловушку 23; подачи отработанного высокопотенциального теплоносителя из греющей рубашки экструдера 11 в греющую камеру вакуум-аппарата 7.

Производительность трубчатого конденсатора второй ступени с рабочей температурой конденсации 190°C позволяла подготовить перегретый пар с температурой 180°C для эффективной и сбалансированной реализации тепломассообменных и тепловых процессов: экстракции, выпаривания, экструзии, рекуперативного теплообмена.

Материалы и методы исследования

Метод определения эксергетических потоков

При математическом описании эксергетических потоков количество подведенной эксергии потоками теплоносителя к теплообменным поверхностям аппаратов в рециркуляционных контурах низкопотенциального и высокопотенциального теплоносителя определили по формуле (Абельдинова, Мусабеков, Расмухаметова, Чичерин, 2019, с. 293–302; Долинский, Драганов, Морозюк, 2007, с. 67–71; Елистратов, 2007, с. 72–78; Елистратов, 2007, с. 76–83; Алдажуманов, Ермоленко, Степанова, Тоимбаев, Должилов, 2015, с. 128–132; Мачевитый, Чиркин, Кузнецов, 2010, с. 42–51):

$$e_i = e_m + d_i = Q_i \left(1 - \frac{T_c}{T_i} \right) + Q_i \left(\frac{T_c}{T_i} - \frac{T_c}{T_{pi}} \right) = Q_i \left(1 - \frac{T_c}{T_{pi}} \right), \quad i = (1, 7), \quad (1)$$

где e_i – эксергия потока теплоносителя; d_i – потери энергии при передаче теплоты от теплоносителя к теплообменной поверхности i -го аппарата; Q_i –

плодопроизводительность i -го аппарата, кВт; $\bar{T}_i, \bar{T}_{pi}$ – соответственно средние температуры теплообменной поверхности и теплоносителя в рабочем объеме i -го аппарата, К; T_c – средняя температура окружающей среды, К.

Средняя температура теплоносителя в рабочем объеме i -го аппарата определялась по следующим формулам:

- для охлажденного воздуха в рециркуляционном контуре низкопотенциального теплоносителя:

$$\bar{T}_{ni} = \bar{T}_{n.i} + \Delta \bar{T}_{n.i} = \bar{T}_{cp.n} + \frac{H_{\theta 1}}{\rho_{\theta} c_{\theta} \eta_{n.\theta} \eta_{n.\partial\theta}} - \Delta T_{n.i}, \quad i = (1, 2) \quad (2)$$

- для перегретого пара в рециркуляционном контуре высокопотенциального теплоносителя:

$$\bar{T}_{\theta i} = \bar{T}_{\theta.i} + \Delta \bar{T}_{\theta.i} = \bar{T}_{cp.\theta} + \frac{H_{\theta 2}}{\rho_{\theta} c_{\theta} \eta_{\theta.\theta} \eta_{\theta.\partial\theta}} - \Delta T_{\theta.i}, \quad i = (1, 5) \quad (3)$$

где $\Delta T_{ni}, \Delta T_{\theta i}$ – логарифмический температурный напор на теплообменной поверхности i -го аппа-

рата в рециркуляционном контуре соответственно низкопотенциального и высокопотенциального теплоносителя; $T_{ср.н}$, $T_{ср.в}$ – температура рабочей среды в i -ом аппарате в рециркуляционном контуре соответственно низкопотенциального и высокопотенциального теплоносителя, К; $H_{в1}$, $H_{в2}$ – напоры создаваемые вентиляторами 17 и 18, м вод. ст.; $\rho_{в}$, $\rho_{п}$ – плотность (кг/м³) и $c_{в}$, $c_{п}$ – теплоемкость (кДж/(кг·К)) охлажденного воздуха в испарителе низкого давления 37 и перегретого пара в конденсаторе высокого давления 39 соответственно; $\eta_{н.в}$, $\eta_{в.в}$ – КПД вентиляторов 17, 18; $\eta_{н.дв}$, $\eta_{в.дв}$ – КПД двигателей вентиляторов (с учетом КПД передачи) в рециркуляционном контуре соответственно низкопотенциального и высокопотенциального теплоносителя.

Методический подход к расчету эксергетической производительности

Выражения (2–3) использованы для определения приведенной эксергетической производительности ступеней ПКТН:

- в ступени низкого давления для использования в рециркуляционном контуре низкопотенциального теплоносителя:

$$e_{н.д} = \frac{e_k}{\left(1 - \frac{T_c}{T_b}\right)} \left(1 - \frac{T_c}{T_b + \frac{H_{в1}}{\rho_{в} c_{в} \eta_{н.в} \eta_{дв.н}} + \Delta T_{н.и}}\right) \times \left[1 - \frac{H_{в1}}{\rho_{в} c_{в} \Delta T_{н.и} \eta_{н.в} \eta_{дв.н} + H_{в1}}\right], \quad (4)$$

- в ступени высокого давления для использования в рециркуляционном контуре высокопотенциального теплоносителя:

$$e_{в.д} = \frac{e_k}{\left(1 - \frac{T_c}{T_{п}}\right)} \times \left(1 - \frac{T_c}{T_{п} + \frac{H_{в2}}{\rho_{п} c_{п} \eta_{в.в} \eta_{дв.в}} + \Delta T_{п}}\right) \times \left[1 - \frac{H_{в2}}{\rho_{п} c_{п} \Delta T_{п} \eta_{в.в} \eta_{дв.в} + H_{в2}}\right], \quad (5)$$

где $e_{н.д}$, $e_{в.д}$ – приведенная эксергетическая производительность 1 (низкого давления) и 2 (высокого давления) ступени теплового насоса.

Отсюда определяется суммарная приведенная эксергетическая производительность:

$$\Sigma e = e_{н.д} + e_{в.д}. \quad (6)$$

Для решения уравнений (1–6) задавались следующие исходные величины: $Q_{н.д}$, $Q_{в.д}$ – холодопроизводительность испарителя 1 ступени низкого давления и теплопроизводительность конденсатора 2 ступени высокого давления каскадного ПКТН, Дж/с; T_i , T_c , $T_{в}$, $T_{п}$ – температура в i -ом аппарате, окружающей среды, охлажденного воздуха в рециркуляционном контуре низкопотенциального теплоносителя, перегретого пара в рециркуляционном контуре высокопотенциального теплоносителя, К; $\Delta T_{в}$ – переохлаждение хладагента, К; $\Delta T_{п}$ – перегрев хладагента, К.

Оценка эксергетической эффективности

Эксергетический КПД теплового насоса вычисляли по формуле:

$$\eta = e_o + e_{п}, \quad (7)$$

где $e_o = e_b + e_{вп}$ – сумма отведенной от теплового насоса эксергии; $e_{п} = e_{н} + e_{э}$ – сумма подведенной к тепловому насосу эксергии; e_b – удельная эксергия, отведенная нагреваемой средой от конденсатора теплового насоса; $e_{вп}$ – удельная эксергия, отведенная нагреваемой средой от переохлаждителя теплового насоса; $e_{н}$ – удельная эксергия подведенная к испарителю низкопотенциальным источником теплоты; $e_{э}$ – удельная эксергия электрической энергии, подведенная к компрессору на привод теплового насоса.

Энергетическую эффективность теплового насоса оценивали по значениям коэффициента преобразования ϕ и коэффициента термотрансформации μ , которые выразили через эксергетический КПД. $\eta_{в}$, температуру высокопотенциального источника тепла $T_{п}$, температуру потребления для каждого аппарата T_i и температуру окружающей среды T_c (Алексеев, 2009; Бритиков, Шевцов, 2012):

$$\phi = \eta_{в} \frac{T_i}{T_i - T_c}, \quad (8)$$

$$\mu = \eta_{в} \frac{(T_{п} - T_c) \cdot T_i}{(T_i - T_c) \cdot T_{п}} \quad (9)$$

Выполнена оценка внешних и внутренних потерь эксергии в аппаратах, объединенных в контрольные поверхности, (Остриков, 2020, с. 252–261; Калниль, 2006, с. 16–24; Закиров, Мухамедшин, Николаев, Файзрахманов, Рюмкин, 2018, с. 85–90)

и эксергетических КПД элементов двухступенчатого каскадного ПКТН.

В качестве исходных параметров окружающей среды приняты $T_c = 293$ К и $P_c = 100$ кПа.

Для предлагаемой схемы термодинамического цикла ПКТН определены:

– потери эксергии:

$$\Sigma d = d_{\text{пр}} + d_{\text{конд}} + d_{\text{конд-испар}} + d_{\text{испар}} + d_{\text{дрос1}} + d_{\text{дрос2}} + \Sigma d_i + d_{\text{окр}}, \quad (10)$$

где $d_{\text{пр}}$, $d_{\text{конд}}$, $d_{\text{конд-испар}}$, $d_{\text{испар}}$, $d_{\text{дрос1}}$, $d_{\text{дрос2}}$, d_i , $d_{\text{окр}}$ – потери эксергии в приводах компрессоров теплонасосной установки, конденсаторе, испарителе, дросселирующем вентиле, i -ом аппарате, в окружающую среду;

– суммарные внутренние потери эксергии:

$$\Sigma d_{\text{внутр}} = \Sigma d_i - d_{\text{внешн}}, \quad (11)$$

– эксергетический КПД

$$\eta_{\text{в}}^{\text{ТН}} = \frac{e_{\text{ВЫХ}}}{e_{\text{ВХ}}} = (e_{\text{ВХ}} - \Sigma d_i) / e_{\text{ВХ}} \text{ ИЛИ} \quad (12)$$

$$\eta_{\text{в}}^{\text{ТН}} = \frac{q_{\text{к}} \cdot \tau_{\text{к}}^q + q_{\text{ок}} \cdot \tau_{\text{ок}}^q}{\frac{l_{\text{д}}}{\eta_{\text{эл.дв}}} + q_{\text{и}} \cdot \tau_{\text{с}}},$$

где $e_{\text{ВХ}}$ и $e_{\text{ВЫХ}}$ – соответственно удельные значения эксергии на входе и выходе; $q_{\text{к}}$, $q_{\text{ок}}$, $q_{\text{и}}$ и $l_{\text{д}}$ – соответственно удельная теплота конденсации, охлаждения конденсата, испарения и удельная работа сжатия в цикле; $\tau_{\text{к}}^q$, $\tau_{\text{ок}}^q$ и $\tau_{\text{и}}^q$ – эксергетические температурные функции; $\eta_{\text{эл.дв}}$ – КПД приводов компрессоров.

Результаты и их обсуждение

По экспериментальным данным выполнен термодинамический расчет энергетических характеристик двухступенчатого каскадного ПКТН (Рисунок 2) для хладагентов R142b и R113.

Построены термодинамические циклы компрессоров ПКТН (Рисунок 2) и выполнен термодинамический расчет энергетических характеристик для рабочих агентов R142b и R113 (Таблица 2). Регулируемое переохлаждение жидких хладагентов в ступенях ПКТН является обязательным условием для обеспечения режима конденсации и эксплуатационной надежности, а также повышения эксергетического КПД.

При средней тепловой нагрузке 282 кДж и 395 кДж, степени сжатия 27,5 и 14,4; коэффициенте преобразования теплоты 3,2 и 3,5 и коэффициенте преобразования электроэнергии 2,2 и 2,5; удельном расходе электроэнергии на производство тепловой энергии 1,15 и 1,28 в ступенях низкого и высокого давления ПКТН соответственно, эксергетический К.Д.составил в среднем 0,14.

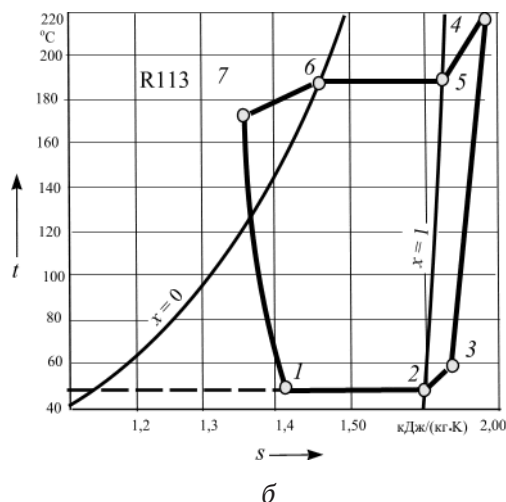
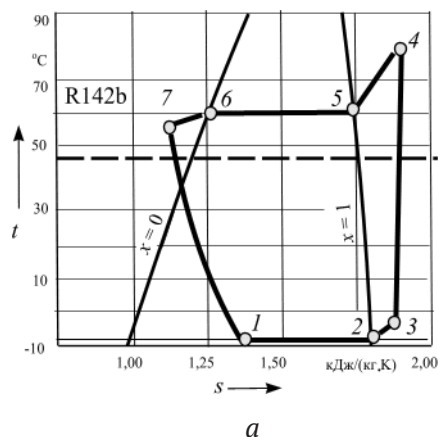


Рисунок 2. Термодинамические циклы каскадного теплового насоса: а – ступень низкого давления; б – ступень высокого давления; 1–2 – отбор теплоты от охлаждаемых сред (воздуха – для ступени низкого давления; хладагента R113 – для ступени высокого давления) при парообразовании (кипении) хладагентов в испарителе 37 и конденсаторе-испарителе 38 при постоянном давлении соответственно; 2–3 – отбор теплоты от охлаждаемой среды при перегреве газообразных хладагентов в испарителе и испарителе-конденсаторе; 3–4 – сжатие хладагентов в компрессорах 35, 36; 4–5 – снятие перегрева хладагента R142b в конденсаторе-испарителе 37 и хладагента R113 в конденсаторе 38; 5–6 – конденсация хладагентов; 6–7 – переохлаждение хладагентов; 7–1 – дросселирование хладагентов через ТРВ.

Таблица 2

Результаты расчета термодинамических циклов работы двухступенчатого каскадного ПКТН

Хладагент	Степень низкого давления			Степень высокого давления		
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 1	№ 2	№ 3
	R142b	R142b	R142b	R113	R113	R113
Удельная тепловая нагрузка $q_{\text{тн}}$, кДж/кг	283,6	282,4	280,85	395,28	393,73	394,85
Степень сжатия в ступенях	28,48	27,35	27,12	13,33	14,38	13,38
Коэффициент преобразования теплоты	2,91	3,24	3,23	3,36	3,68	3,51
Коэффициент преобразования электроэнергии μ	1,98	2,14	2,16	2,41	2,52	2,53
Удельный расход электроэнергии на производство тепловой энергии, кВт/кДж	1,19	1,14	1,10	1,34	1,28	1,26
Эксергетический КПД	0,14	0,13	0,14	0,14	0,13	0,14

Затраты электрической энергии на привод двигателей компрессоров двухступенчатого каскадного ПКТН зависят от расходов высоко- и низкотемпературных теплоносителей, что непосредственно связано с источниками низкопотенциальной и высокопотенциальной теплоты, вырабатываемой в испарителе ступени низкого давления и конденсаторе ступени высокого давления, площади теплообменных поверхностей и, как следствие, с температурными режимами теплотехнологических процессов в аппаратах предлагаемой технологии.

Выводы

Использование двухступенчатого каскадного ПКТН при подготовке перегретого пара и холодного воздуха в технологии получения гранул из семян рапса позволяет эффективно использовать электроэнергию, тем самым снизить энергозатраты на 15–20% с 25–27 кВт×ч до 22–23 кВт×ч на 1 тонну получаемых гранул; повысить экологическую безопасность на всех этапах технологического процесса; максимально снизить выброс отработанных теплоносителей в окружающую атмосферу.

Полученные с минимальными энергетическими затратами кормовые гранулы из шрота семян рапса соответствовали требованиям государственного стандарта (ГОСТ 23513–79 Брикеты и гранулы кормовые. Технические условия).

Литература

Абильдинова С.К., Мусабеков Р.А., Расмухаметова А.С., Чичерин С.В. Оценка энергетической эффективности цикла теплового насоса со сту-

пенчатым сжатием // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2019. Т. 62, № 3. с. 293–302. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302>

Алексеев С.В. Исследования и разработки СО РАН в области энергоэффективных технологий. Новосибирск: Наука, 2009. 405 с.

Бритиков Д.А., Шевцов А.А. Энергосбережение в процессах сушки зерновых культур с использованием теплонасосных технологий: монография. М.: ДеЛи плюс, 2012. 328 с.

Горшков В.Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор // Справочник промышленного оборудования ВВТ. 2004. № 2. с. 47–80.

Долинский А.А., Драганов Б.Х., Морозюк Т.В. Альтернативное теплоснабжение на базе тепловых насосов: критерии оценки // Промышленная теплотехника. 2007. № 6. с. 67–71.

Елистратов С.Л. Оценка границ технико-экономической эффективности применения тепловых насосов // Вестник ЮУрГУ. Серия: Энергетика. 2009. № 15. с. 72–78.

Елистратов С.Л., Накоряков В. Е. Передовые схемные решения теплонасосных установок // Известия Вузов. Серия: Проблемы энергетики. 2007. № 11–12. с. 64–75.

Елистратов С.Л., Накоряков В.Е. Энергетическая эффективность комбинированных отопительных установок на базе тепловых насосов с электроприводом // Промышленная энергетика. 2008. № 3. с. 28–33.

Елистратов С.Л., Накоряков В.Е. Экологические аспекты применения парокомпрессионных тепловых насосов // Известия РАН Серия: Энергетика. 2007. № 4. с. 76–83.

Закиров Д.Г., Мухамедшин М.А., Николаев А.В., Файзрахманов Р.А., Рюмкин А.А. Разработка и внедрение технологий использования низкопотенциального тепла тепловыми насосами //

- Технологии и технические средства механизированного производства продукции растениеводства и животноводства. 2018. Т. 94, № 1. с. 85–90.
- Алдажуманов Ж.К., Ермоленко М.В., Степанова О.А., Тоимбаев А.Б., Должиков С.А. Исследование работы теплового насоса с регенеративным теплообменником на основе эксергетического анализа // Молодой ученый. 2015. № 10(90). с. 128–132.
- Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Оценка эффективности термодинамических циклов парокомпрессионных холодильных машин и тепловых насосов // Холодильная техника. 2006. № 3. С. 16–24.
- Курнакова Н.Ю., Нуждин А.В., Волхонский А.А. О возможности повышения энергоэффективности тепловой схемы Т.С.с применением теплового насоса // Вестник Иркутского государственного технического университета. 2018. Т. 22, № 7. с. 114–122.
- Мацевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Кузнецов М.А. Термoeкономический анализ теплонасосной системы теплоснабжения // Проблемы машиностроения. 2010. Т. 13, № 1. с. 42–51.
- Остриков А.Н., Шевцов А.А., Тертычная Т.Н., Сердюкова Н.А. Эксергетический анализ технологии получения биодизельного топлива из рапсового масла // Вестник Воронежского государственного университета инженерных технологий. 2020. Т. 82, № 1. с. 252–261. <https://doi.org/10.20914/2310-1202-2020-1-252-261>
- Подскребкин А.Д., Дягелев В.Ф. Опыт использования тепловых насосов в мире и России // Современная наука: актуальные проблемы теории и практики. Серия: Естественные и технические науки. 2016. № 4. с. 15–21.
- Калнинь И.М., Легуенко С.К., Проценко В.П., Пустовалов С.Б., Савицкий И.А. Теплонасосная технология в решении крупномасштабных задач теплофикации с использованием низкопотенциальной теплоты энергоисточников // Энергосбережение и водоподготовка. 2009. № 5(61). с. 25–30.
- Шевцов А.А., Бунин Е.С., Ткач В.В., Сердюкова Н.А., Фофонов Д.И. Эффективное внедрение парокомпрессионного теплового насоса в линию комплексной переработки семян масличных культур // Хранение и переработка сельхозсырья. 2018. № 1. с. 60–64.
- Chicherin S. Low-temperature district heating distributed from transmission-distribution junctions to users: energy and environmental modelling // Energy Procedia. 2018. Vol. 147. P. 382–389. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.07.107>
- Chicherin S.V. Comparison of a district heating system operation based on actual data – Omsk City, Russia, Case Study // International Journal of Sustainable Energy. 2018. Vol. 38, no. 6. P. 603–614. <https://doi.org/10.1080/14786451.2018.1548466>
- Deng J. Qingpeng W., Mei L., Shi H., Hui Z. Does heat pumps perform energy efficiently as we expected: field tests and evaluations on various kinds of heat pump systems for space heating // Energy and Buildings. 2019. Vol. 182. P. 172–186. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.10.014>
- Sayegh M.A. Jadwyszczaka P., Axcellb B.P., Niemierkaa E., Bryśc K., Jouharab H. Heat pump placement, connection and operational modes in european district heating // Energy and Buildings. 2018. Vol. 166. P. 122–144. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.02.006>
- Vivian J., Emmi G., Zarrella A., Jobard X., Pietruschka D., De Carli M. Evaluating the cost of heat for end users in ultra low temperature district heating networks with booster heat pumps // Energy. 2018. Vol. 153. P. 788–800. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.081>

Technology of Obtaining Pellets from Canola Seed Using a Two-Stage Cascading Vaporcompression Heat Pump

Alexander N. Ostrikov

*Voronezh state University of engineering technologies
19, Prospect Revolution, Voronezh, Russian Federation, 394036
E-mail: ostrikov27@yandex.ru*

Alexander A. Shevtsov

*Federal State Official Military Educational Institution of Higher Education «Military Educational and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy»
54 «A», Starykh Bolshevikov St., Voronezh, Russian Federation, 394064
E-mail: shevalol@rambler.ru*

Tatyana N. Tertychnaya

*Voronezh State Agrarian University named after Emperor Peter the Great
1, Michurin St., Voronezh, Russian Federation, 394087
E-mail: tertychnaya777@yandex.ru*

Natalya A. Serdyukova

*Federal State Official Military Educational Institution of Higher Education «Military Educational and Scientific Centre of the Air Force N.E. Zhukovsky and Y.A. Gagarin Air Force Academy»
54 «A», Starykh Bolshevikov St., Voronezh, Russian Federation, 394064
E-mail: nata29m@mail.ru*

The need for rational and integrated use of energy resources and the implementation of solutions to save them is determined by a decrease in the energy intensity of technological processes, which can be provided by replacing non-renewable energy resources with renewable energy sources using heat pump technologies. An energy-saving technology for producing pellets from oilseed cake using a two-stage steam compression heat pump to obtain energy carriers of different temperature potentials, which reduces specific energy consumption due to maximum recovery and disposal of waste heat carriers in closed thermodynamic cycles, was developed in the article. The heat exchange process occurs in two circuits: in the recirculation circuit of a low-grade heat carrier, including the supply of cooled air from the evaporator to the air coolers; in the recirculation circuit of the high-potential heat carrier, including the supply of superheated steam from the second-stage condenser to the screw extruder and recuperative heat exchangers, a tumble dryer and decanter, and a ten-tank toaster; evaporators; oilseed meal trap; vacuum apparatus. An exergy analysis was performed for each of the two recirculation circuits, and the functional dependences of the exergy flows exiting the technological equipment in question on the acting variables were obtained. Feed pellets from rapeseed, obtained with minimal energy consumption meet the requirements of National Standard 23513–79. The proposed technology for producing pellets from rapeseed allowed to reduce specific energy consumption by 12–15%; increase environmental safety at all stages of the technological process, minimize the emission of waste heat carriers into the atmosphere.

Keywords: heat pump, technology, pellets, rapeseed, exergy, analysis, thermal efficiency.

References

- Abil'dinova S.K., Musabekov R.A., Rasmukhametova A.S., Chicherin S.V. Otsenka energeticheskoi effektivnosti tsikla teplovogo nasosa so stupenchatym szhatiem [Assessment of the energy efficiency of the heat pump cycle with step compression]. *Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii i energeticheskikh ob»edineii S.G.* [Energy. News of higher educational institutions and energy associations of the UIS, 2019, vol. 62, no. 3, pp. 293–302. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2019-62-3-293-302>
- Alekseenko S.V. Issledovaniya i razrabotki SO RAN v oblasti energoeffektivnykh tekhnologii [Research

- and development of SB RAS in the field of energy efficient technologies]. Novosibirsk: Nauka, 2009. 405 p.
- Britikov D.A., Shevtsov A.A. Energoberezhenie v protsessakh sushki zernovykh kul'tur s ispol'zovaniem teplonasosnykh tekhnologii [Energy saving in grain drying processes using heat pump technologies: monograph]. Moscow: D.L. plyus, 2012, 328 p.
- Gorshkov V.G. Teplovye nasosy. Analiticheskii obzor [Heat pump. Analytical review]. *Spravochnik promyshlennogo oborudovaniya V.T.* [Handbook of industrial weapons and military equipment], 2004, no. 2, pp. 47–80.
- Dolinskii A.A., Draganov B.K., Morozyuk T.V. Al'ternativnoe teplo-snabzhenie na baze teplovykh nasosov: kriterii otsenki [Alternative heat supply based on heat pumps: evaluation criteria]. *Promyshlennaya teplotekhnika* [Industrial thermotechnics], 2007, no. 6, pp. 67–71.
- Elistratov S.L. Otsenka granits tekhniko-ekonomicheskoi effektivnosti primeneniya teplovykh nasosov [Assessment of the boundaries of technical and economic efficiency of heat pumps]. *Vestnik Y.U.GU* [Bulletin Of S.S.], 2009, no. 15, pp. 72–78.
- Elistratov S.L., Nakoryakov V. E. Peredovye skhemnye resheniya teplona-sosnykh ustanovok [Advanced circuit solutions for heat pump installations]. *Izvestiya Vuzov* [News Of Universities], 2007, no. 11–12, pp. 64–75.
- Elistratov S.L., Nakoryakov V.E. Energeticheskaya effektivnost' kombinirovannykh otopitel'nykh ustanovok na baze teplovykh nasosov s elektroprivodom [Energy efficiency of combined heating installations based on electric heat pumps]. *Promyshlennaya energetika* [Industrial power engineering], 2008, no. 3, pp., 28–33.
- Elistratov S.L., Nakoryakov V.E. Ekologicheskie aspekty primeneniya parokompressionnykh teplovykh nasosov [Environmental aspects of the use of steam compression heat pumps]. *Izvestiya R.N.* [Izvestiya RAS], 2007, no. 4, pp. 76–83.
- Zakirov D.G., Mukhamedshin M.A., Nikolaev A.V., Faizrahmanov R.A., Ryumkin A.A. Razrabotka i vnedrenie tekhnologii ispol'zovaniya nizkopotentsial'nogo tepla teplovymi nasosami [Development and implementation of technologies for using low-potential heat by heat pumps]. *Tekhnologii i tekhnicheskie sredstva mekhanizirovannogo proizvodstva produktsii rastenievodstva i zhivotnovodstva* [Technologies and technical means of mechanized production of crop and livestock products], 2018, vol. 94, no. 1, pp. 85–90.
- Aldazhumanov Zh.K., Ermolenko M.V., Stepanova O.A., Toimbaev A.B., Dolzhikov S.A. Issledovanie raboty teplovogo nasosa s regenerativnym teploobmennikom na osnove eksergeticheskogo analiza [Assessment of the energy efficiency of the heat pump cycle with step compression]. *Molodoi uchenyi* [Molodoi uchenyi], 2015, no. 10(90), pp. 128–132.
- Kalnin' I.M., Fadekov K.N. Otsenka effektivnosti termodinamicheskikh tsiklov parokompressionnykh kholodil'nykh mashin i teplovykh naso-sov [Evaluation of the efficiency of thermodynamic cycles of steam compression refrigerating machines and heat pumps]. *Kholodil'naya tekhnika* [Refrigeration equipment], 2006, no. 3, pp. 16–24.
- Kurnakova N.Y., Nuzhdin A.V., Volkhonskii A.A. O vozmozhnosti povysheniya energoeffektivnosti teplovoi skhemy T.S.s primeneniem teplovogo nasosa [About the possibility of improving the energy efficiency of the thermal scheme of a H.S.using a heat pump]. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* [Irkutsk State Technical University Bulletin], 2018, vol. 22, no. 7, pp. 114–122.
- Matsevityi Yu.M., Chirkin N.B., Kuznetsov M.A. Termoeconomicheskii analiz teplonasosnoi sistemy teplosnabzheniya [Thermoeconomical analysis of the heat pump system of heat supply]. *Problemy mashinostroeniya* [Mechanical engineering problems], 2010, vol. 13, no. 1, pp. 42–51.
- Ostrikov A.N., Shevtsov A.A., Tertychnaya T.N., Serdyukova N.A. Eksergeticheskii analiz tekhnologii polucheniya biodizel'nogo topliva iz rapsovoogo masla [Exergetic analysis of biodiesel production technology from rapeseed oil]. *Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo universiteta inzhenernykh tekhnologii* [Voronezh State University of Engineering Technologies Bulletin]. 2020, vol. 82, no. 1, pp., 252–261. <https://doi.org/10.20914/2310-1202-2020-1-252-261>
- Podskrebkin A.D., Dyagelev V.F. Opyt ispol'zovaniya teplovykh nasosov v mire i Rossii [Experience in using heat pumps in the world and Russia]. *Sovremennaya nauka: aktual'nye problemy teorii i praktiki, pp.eriya: Estestvennye i tekhnicheskie nauki* [Modern science: actual problems of theory and practice. Series: Natural and technical Sciences. Publishing house. Scientific technology], 2016, no. 4, pp. 15–21.
- Kalnin' I.M., Leguenko S.K., Protsenko V.P. Pustovalov S.B., Sa-vitskii I.A. Teplonasosnaya tekhnologiya v reshenii krupnomasshtabnykh zadach teplofikatsii s ispol'zovaniem nizkopotentsial'noi teploty energoistochnikov [Evaluation of the efficiency of thermodynamic cycles of steam compression refrigerating machines and heat pumps]. *Energoberezhenie i vodopodgotovka* [Refrigeration equipment], 2009, no. 5(61), pp., 25–30.

- Shevtsov A.A., Bunin E.S., Tkach V.V., Serdyukova N.A., Fofonov D.I. Effektivnoe vnedrenie parokompresionnogo teplovogo nasosa v liniyu kompleksnoi pererabotki semyan maslichnykh kul'tur [Effective implementation of a steam compression heat pump in the line of complex processing of oilseeds]. *Khranenie i pererabotka sel'khozsyrya* [Storage and processing of farm products], 2018, no. 1, pp. 60–64.
- Chicherin S. Low-Temperature District Heating Distributed from Transmission-Distribution Junctions to Users: Energy and Environmental Modelling. *Energy Procedia*, 2018, vol. 147, pp. 382–389. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2018.07.107>
- Chicherin S.V. Comparison of a District Heating System Operation Based on Actual Data – Omsk City, Russia, Case Study. *International Journal of Sustainable Energy*, 2018, vol. 38, no. 6, pp. 603–614. <https://doi.org/10.1080/14786451.2018.1548466>
- Deng J. Qingpeng W., Mei L., Shi H., Hui Z. Does Heat Pumps Perform Energy Efficiently as We Expected: Field Tests and Evaluations on Various Kinds of Heat Pump Systems for Space Heating. *Energy and Buildings*, 2019, vol. 182, pp. 172–186. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.10.014>
- Sayegh M.A. Jadwyszczaka P., Axcellb B.P., Niemierkaa E., Bryśc K., Jouharab H. Heat Pump Placement, Connection and Operational Modes in European District Heating. *Energy and Buildings*, 2018, vol. 166, pp. 122–144. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2018.02.006>
- Vivian J., Emmi G., Zarrella A., Jobard X., Pietruschka D., De Carli M. Evaluating the Cost of Heat for End Users in Ultra Low Temperature District Heating Networks with Booster Heat Pumps. *Energy*, 2018, vol. 153, pp. 788–800. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.04.081>