



НАУЧНАЯ СТАТЬЯ

УДК 621.577.4

DOI: 10.52957/27821919_2022_4_62

Оценка эффективности применения низкопотенциальной теплоты для отопления спортивных сооружений

А.А. Медяков, П.Н. Анисимов

Андрей Андреевич Медяков

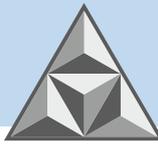
Поволжский государственный технологический университет, Йошкар-Ола, Российская Федерация

MedyakovAA@volgatech.net

Павел Николаевич Анисимов

Поволжский государственный технологический университет, Йошкар-Ола, Российская Федерация

MedyakovAA@volgatech.net



Вопрос сокращения потребления энергоресурсов является крайне актуальным в настоящее время. Развитие использования альтернативных источников энергии становится важным на фоне сокращения запасов полезных ископаемых и роста их стоимости. Целью работы является теоретическое моделирование перехода системы отопления стандартного здания на использование источников низкопотенциальной теплоты. Для каждого типа зданий и системы отопления предлагается свой тип хладагента. Для традиционных систем отопления необходимо подогреть теплоноситель до температуры 50-85 °С. Предлагаемая система позволит покрыть до 44.2% потребностей крытого тренировочного катка на отопление.

Ключевые слова: низкопотенциальная теплота, тепловой насос, система отопления, ледовый каток, охлаждение ледового поля

Для цитирования:

Медяков А.А., Анисимов П.Н. Оценка эффективности применения низкопотенциальной теплоты для отопления спортивных сооружений // *Умные композиты в строительстве*. 2022. Т. 3, № 4. С. 62-71. URL: http://comincon.ru/index.php/tor/issue/view/V3N4_2022.

DOI: 10.52957/27821919_2022_4_62



SCIENTIFIC ARTICLE

DOI: 10.52957/27821919_2022_4_62

Assessment of the Effective Use of Low-Potential Heat for the Sports Facilities Heating

A.A. Medyakov, Pavel N. Anisimov

Andrey A. Medyakov

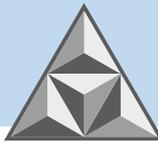
Volga State University of Technology, Yoshkar-Ola, Russia

MedyakovAA@volgatech.net

Pavel N. Anisimov

Volga State University of Technology, Yoshkar-Ola, Russia

MedyakovAA@volgatech.net



Nowadays the issue of energy consumption reducing is very relevant. The development of the alternative energy sources using is becoming important against the background of declining mineral resources and rising costs. The aim of this work is the theoretical modeling of the standard building heating system transition to the use of low-potential heat sources. Also, we propose the different refrigerant types for each building type and heating system. However, the traditional heating systems demands the coolant to be heat to temperatures of 50-85 °C. The proposed system will cover up to 44.2% of the indoor training rink heating needs.

Key words: low-potential heat, heat pump, heating system, ice rink, ice field cooling

For citation:

Medyakov, A.A. & Anisimov, P.N. (2022) Assessment of the Effective Use of Low-Potential Heat for the Sports Facilities Heating, *Smart Composite in Construction*, 3(4), pp. 62-71 [online]. Available at: http://comincon.ru/index.php/tor/issue/view/V3N4_2022 (in Russian).

DOI: 10.52957/27821919_2022_4_62



ВВЕДЕНИЕ

В современном мире все более актуальным становится вопрос экономии энергетических ресурсов. Ограниченные ресурсы полезных ископаемых, постепенное увеличение их стоимости заставляют искать новые источники энергии. При этом ухудшение экологической обстановки во всем мире предъявляет собственные требования к новым источникам энергоресурсов. Одним из решений такой проблемы является использование возобновляемых энергоресурсов.

Установки трансформации теплоты, затрачивая электрическую работу на привод компрессора, позволяют использовать теплоту низкопотенциальных источников. Это открывает возможности отбирать теплоту, которая ранее не использовалась. В [1-3] рассматриваются различные варианты утилизации низкопотенциальной теплоты применительно к технологическим процессам. При этом в качестве основного направления использования теплоты низкого потенциала рассматриваются современные теплонасосные установки. Они позволяют использовать низкопотенциальную теплоту различных источников – земляных пластов, грунтовых вод. Их температура не должна быть ниже минус 5 °С, что для средней полосы Российской Федерации в зимний период обеспечить достаточно сложно [4-9].

Имея круглогодично источники низкопотенциального тепла с температурой от плюс 15 до плюс 40 °С, разумным представляется их использование. В частности, такими источниками могут служить конденсаторы системы холодоснабжения крытого тренировочного катка на стадионе «Дружба» в г. Йошкар-Ола (Российская Федерация).

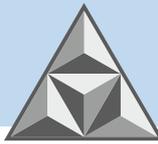
На стадионе «Дружба» расположено здание закрытых теннисных кортов, которое отапливается с помощью систем централизованного теплоснабжения. Цель работы заключается в оценке возможности частичного или полного перевода системы отопления здания на использование источников низкопотенциальной теплоты.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Для обеспечения высоких температур теплоносителя в системе отопления предложено рассмотреть возможность применения нестандартных хладагентов в установках трансформации теплоты. В настоящей работе таковым выступает хладагент R-21, критическая температура для которого позволяет нагревать теплоноситель для системы отопления до температур в диапазоне 50-85 °С. Такие температуры теплоносителя позволяют использовать его в существующих системах отопления.

На ледовой арене в зимний и переходные периоды года поддерживается конкретная температура, которая не допускает таяния льда и предоставляет весьма комфортные условия для человека во время катания. Эта избыточная температура (плюс 10 °С) создает постоянный тепловой поток, который отводится с помощью хладоносителя, циркулирующего под слоем льда в технологической плите.

Проведенные измерения позволили получить ряд параметров, необходимых для оценки количества теплоты, которое необходимо отводить от системы холодоснабжения для поддержания температуры льда. Произведены замеры температуры на входном и выходном трубопроводах контура охлаждения поля в системе циркуляции хладоносителя, которые составили на подающем минус 11.0 °С, на обратном – минус 9.9 °С. Таким же образом измеряли:



- давление всасывания (испарения) и давление нагнетания (конденсации) для винтовых компрессоров на фреоновом контуре;
- температуру фреона после воздушных конденсаторов;
- температуру хладагителя в системе циркуляции теплоносителя для обогрева грунта.

Температура наружного воздуха составляла плюс 5.9 °С (система кондиционирования отключена). По результатам измерения определяли количество теплоты, передаваемое фреону в испарителе в зимний и переходные периоды года.

Холодильные установки, установленные на крытом тренировочном катке, работают на хладагенте R404A, представляющем собой азеотропную смесь R125/R143a/R134a с соотношением массовых долей компонентов 44/52/4.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Для расчета установки строим процесс ее работы на термодинамической диаграмме $i - \lg P$ (удельная энтальпия – давление) (рис. 1).

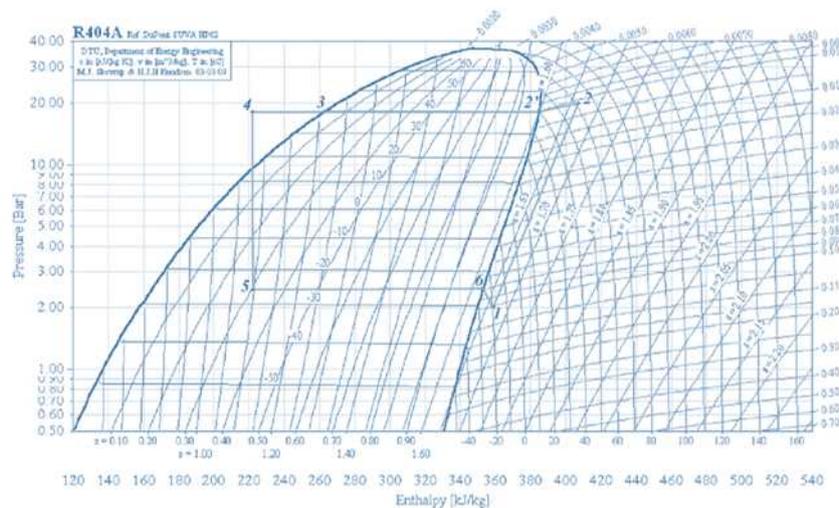


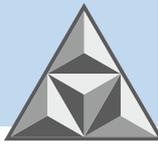
Рис. 1. Термодинамическая диаграмма $i - \lg P$ [10] и процесс работы холодильной установки катка
Fig. 1. Thermodynamic diagram of $i - \lg P$ [10] and the operation process of the ice rink refrigeration unit

Давление всасывания для винтовых компрессоров данной установки составляет 0.2 МПа (2 бара), а давление нагнетания для достижения более высокого температурного уровня выберем 2.0 МПа (20 бар). Температуру фреона после воздушных конденсаторов примем равной 15 °С. Перегрев в испарителе составляет 5 °С. Процесс сжатия в компрессорах будем считать адиабатным. Учтем небольшие падения давления на участках 2–2' и 6–1, связанные с транспортировкой хладагента от компрессора до конденсаторной площадки и от испарителя до компрессора соответственно.

Найдена теплота, отводимая от конденсаторных установок системы холодоснабжения катка в зимний и переходные периоды года. В данном случае система кондиционирования была отключена.

В летнее время, когда система кондиционирования работает, количество теплоты, которое необходимо отводить от системы, возрастает. Чтобы рассчитать летний режим работы установки, холодопроизводительность установки была принята равной проектной (суммарной мощности обеих холодильных машин, установленных на катке).

По результатам измерения определено количество теплоты (295.85 кВт), передаваемое



фреону в испарителе системы холодоснабжения катка.

С использованием изображения процесса работы холодильной установки катка на термодинамической диаграмме $i - \lg P$ (см. рис. 1) найдены параметры фреона в характерных точках и расчетная тепловая нагрузка конденсаторов в зимний и переходные периоды года (399.5 кВт).

Расчетная тепловая нагрузка конденсатора системы холодоснабжения катка в летний период составила 842.66 кВт.

В целях использования теплоты, выделяющейся на конденсаторах системы холодоснабжения катка, предлагается установить дополнительную систему трансформаторов тепла, которые будут использовать в качестве испарителей конденсаторы существующих холодильных установок системы холодоснабжения катка. Таким образом, на конденсаторах дополнительной системы будет получена теплота, температурный уровень которой будет достаточным для использования в централизованной системе теплоснабжения. Чтобы обеспечить необходимый температурный диапазон для установок второй ступени, выбрали хладагент R-21. Для расчета установки построен процесс ее работы (термодинамическая диаграмма $i - \lg P$, рис. 2).

Температура испарения составляет 20 °С для обеспечения теплового потока между конденсатором первой ступени и испарителем второй. Температура конденсации будет изменяться в пределах от 70 до 100 °С в зависимости от температуры окружающего воздуха за счет различной степени сжатия компрессора.

Зависимость температуры конденсации от температуры наружного воздуха необходима для того, чтобы обеспечить гибкость системы в качестве источника теплоты на протяжении всех периодов года. Эта зависимость параметров позволит обеспечивать необходимую температуру теплоносителя в системе отопления при различных температурах наружного воздуха.

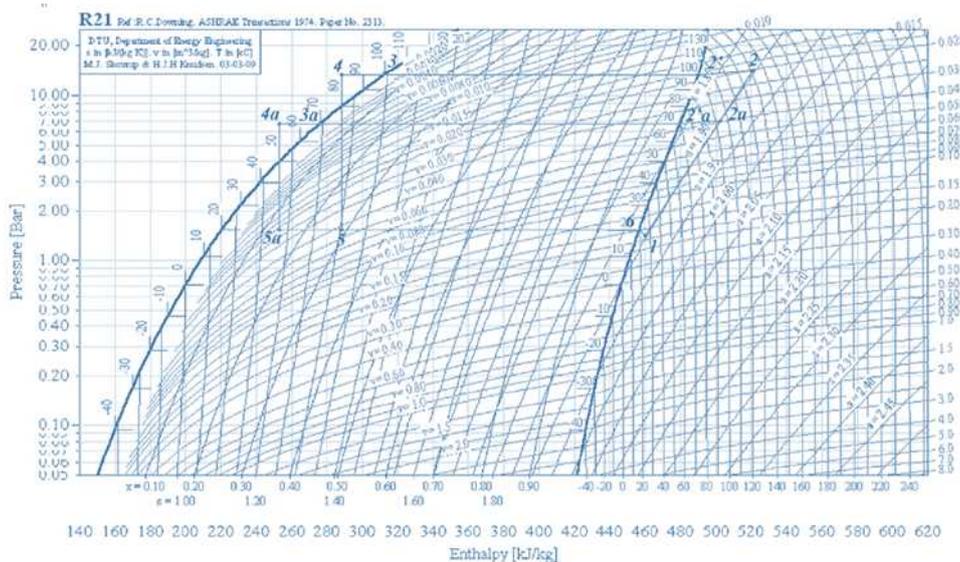


Рис. 2. Термодинамическая диаграмма $i - \lg P$ [10] и процесс работы дополнительного трансформатора тепла: 122'34561 – процесс работы при $T_{\text{конд.}} = 100$ °С; 12a2'a3a4a5a61 – процесс работы при $T_{\text{конд.}} = 70$ °С

Fig. 2. Thermodynamic diagram of $i - \lg P$ [10] and the process of operation of an additional heat transformer: 122'34561 – the process of operation at $T_{\text{cond.}} = 100$ °С; 12a2'a3a4a5a61 – the process of operation at $T_{\text{cond.}} = 70$ °С

Давление всасывания установки составляет 0.15 МПа (1.5 бар), а давление нагнетания для обеспечения требуемой температуры конденсации изменяется в пределах 0.70 (7 бар)... 1.50 МПа (15 бар). Температура фреона после конденсаторов будет зависеть от температуры



окружающего воздуха и колебаться от 50 до 80 °С. Перегрев в испарителе составляет 5 °С. Процесс сжатия в компрессорах будем считать адиабатным. Также учтем небольшие падения давления на участках 2-2' и 6-1, связанные с транспортировкой хладагента от компрессора до конденсаторной площадки и от испарителя до компрессора соответственно.

Найдена теплота, отводимая от конденсаторов трансформатора теплоты в зимний и переходные периоды года (при температурах 70 и 100 оС) и теплота, отводимая от конденсаторов в летний период года (при температуре 70 оС).

С использованием изображения процесса работы трансформатора теплоты на термодинамической диаграмме $i - \lg P$ (рис. 2) найдены параметры фреона в характерных точках. Расчетная тепловая нагрузка на конденсаторах в зимний и переходные периоды (при температуре 70 оС) равна 480.34 кВт, а при 100 оС – 542.2 кВт. Расчетная тепловая нагрузка конденсатора трансформатора теплоты в летний период при температуре конденсации 70 оС составила 1013.31 кВт.

Для оценки перспектив использования теплоты, получаемой на конденсаторах трансформатора, произведен расчет системы отопления здания закрытых теннисных кортов, расположенных вблизи тренировочного катка. Определен расход тепла на отопление и вентиляцию здания при температуре наружного воздуха минус 34 °С. Также найдена минимальная температура наружного воздуха, при которой система трансформаторов тепла может полностью покрыть тепловые потребности здания закрытых теннисных кортов.

Расход тепла на отопление и вентиляцию здания закрытых теннисных кортов при температуре наружного воздуха минус 34 °С составит 1227.06 кВт. При аналогичных условиях дополнительная система трансформаторов тепла вырабатывает 542.20 кВт, что составляет 44.2% от необходимого количества.

Минимальная температура наружного воздуха, при которой система трансформаторов тепла может полностью покрыть тепловые потребности здания закрытых теннисных кортов, равняется минус 2.35 °С.

ВЫВОДЫ

1) Конденсаторные установки системы холодоснабжения крытого тренировочного катка являются потенциальным источником тепла (от 480 до 1000 кВт). Это тепло может быть использовано для нужд горячего водоснабжения в летний период года, а в зимний и переходные периоды – для частичного покрытия нужд отопления.

2) Использование фреона R-21 позволяет нагревать теплоноситель для системы отопления и горячего водоснабжения до 50-85 °С. Такие температуры позволяют использовать фреон R-21 в существующих системах отопления и горячего водоснабжения без каких-либо модернизаций.

3) Предложенная к установке дополнительная система трансформаторов тепла покрывает потребности системы холодоснабжения катка в г. Йошкар-Ола. Она позволяет покрыть 44.2% тепловой нагрузки системы теплоснабжения здания крытых теннисных кортов при температуре минус 34 °С. При достижении температуры показателя минус 2.35 °С трансформаторы тепла могут полностью обеспечивать теплоснабжение крытых теннисных кортов.



СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. **Соколов Е.Я., Бродянский В.М.** Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учеб. пособие для вузов. 2-е изд., перераб. М.: Энергоиздат, 1981.
2. **Сычёв А.О.** Анализ теплового потенциала ряда рек московского региона для целей теплонасосного теплоснабжения // *Инновации в сельском хозяйстве*. 2019. № 3(32). С. 16-25.
3. **Гурков А.А., Разумняк Н.Л., Горн Е.В., Якунчиков Е.Н.** Функциональная модель утилизации низкопотенциальной теплоты шахтных вод // *Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал)*. 2019. № 47. С. 60-67. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-12-47-60-67.
4. **Боровков В.М. А.А. Аль-Алавин.** Энергосберегающие теплонасосные системы теплоснабжения // *Изв. вузов. Проблемы энергетики*. 2007. № 1-2. С. 42-47.
5. **Мазалов Ю.А., Захаров А.А., Конов А.Ф.** Тепловой насос с повышенным отопительным коэффициентом // *Труды ГОСНИТИ*. М., 2009. Т. 104. С. 175-178.
6. **Шит М.Л., Стариков А.В., Журавлев А.А., Тимченко Д.В.** Многотемпературный тепловой насос с каскадным включением компрессоров // *Проблемы региональной энергетики*. 2017. № 2(34). С. 90-97.
7. **Осипов А.И.** Тепловой насос как перспективная технология для отопления и холодоснабжения // *Сантехника, отопление, кондиционирование*. 2015. № 6(162). С. 52-53.
8. **Федосов С. В., Федосеев В.Н., Петрухин А.Б., Мартынов И.А., Опарина Л.А.** Тепловой насос как элемент энергосберегающей политики для энергоёмких предприятий текстильной и лёгкой промышленности // *Текстильная и легкая промышленность*. 2018. № 2. С. 10-12.
9. **Степанычев Ю.А.** Тепловой насос как вариант снижения энергоёмкости в АПК // *Инновации в сельском хозяйстве*. 2017. № 2(34). С. 90-97.
10. Термодинамические диаграммы i-lgP для хладагентов. М.: АВИСАНКО, 2003. 50 с.

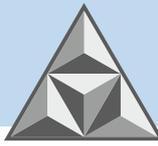
Поступила в редакцию 03.10.2022

Одобрена после рецензирования 19.10.2022

Принята к опубликованию 17.11.2022

REFERENCES

1. **Sokolov, E.Ya. & Brodyansky, V.M.** (1981). *Energy bases of heat transformation and cooling processes: Textbook for universities*. 2nd ed., reprint. М.: Energoizdat (in Russian).
2. **Sychev, A.O.** (2019) Analysis of the thermal potential of a number of rivers in the Moscow region for the purposes of heat pump heat supply, *Innovatsii v selskom khozyaystve*, 3(32), pp. 16-25 (in Russian).
3. **Gurkov, A.A., Razumnyak, N.L., Gorn, E.V. & Yakunchikov, E.N.** (2019) Functional model of utilization of low-potential heat of mine waters, *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten (nauchno-tekhnicheskiy zhurnal)*, no. 47, pp.60-67. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-12-47-60-67



(in Russian).

4. **Borovkov V.M. & Al-Alavin A.A.** (2007) Energy-saving heat pump systems of heat supply, *Izv. vuzov. Problemy energetiki*, no. 1-2, pp. 42-47 (in Russian).
5. **Mazalov, Yu.A., Zakharov, A.A. & Konov A.F.** (2009) Heat pump with an increased heating coefficient, *Trudy GOSNITI. M.*, (104), pp. 175-178 (in Russian).
6. **Shit, M.L., Starikov, A.V., Zhuravlev, A.A. & Timchenko, D.V.** (2017) A multi-temperature heat pump with cascade compressors, *Problemy regionalnoy energetiki*, 2(34), pp. 90-97 (in Russian).
7. **Osipov, A.I.** (2015) Heat pump as a promising technology for heating and cooling, *Santekhnika, otopleniye, konditsionirovaniye*, 6(162), pp. 52-53 (in Russian).
8. **Fedosov, S.V., Fedoseev, V.N., Petrukhin, A.B., Martynov, I.A. & Oparina, L.A.** (2018) Heat pump as an element of energy-saving policy for energy-intensive enterprises of textile and light industry, *Tekstilnaya i legkaya promyshlennost*, (2), pp. 10-12 (in Russian).
9. **Stepanychev, Yu.A.** (2017) Heat pump as an option to reduce energy intensity in agriculture, *Innovatsii v selskom khozyaystve*, 2(34), pp. 90-97 (in Russian).
10. *Thermodynamic diagrams i-lgP for refrigerants* (2003). M.: AVISANKO (in Russian).

Received 03.10.2022

Approved after reviewing 19.10.2022

Accepted 17.11.2022