

- им. И.Я. Яковлева. Серия. Механика предельного состояния. – 2023. – № 2(56). – С. 88–98. – DOI 10.37972/chgpu.2023.56.2.009.
5. Боков, А. В. Изучение скалярных и векторных свойств стали 45 при сложном нагружении по траекториям деформирования в виде полуокружностей / А. В. Боков, А. Н. Булгаков // Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова : сб. докл., Белгород, 20–21 мая 2024 года. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2024. – С. 38–44.
6. Субботин, С. Л. Определяющие соотношения теории упругопластических процессов для решения краевых задач при плоском напряженном состоянии / С. Л. Субботин, А. А. Алексеев // Вестник Чувашского государственного педагогического университета им. И.Я. Яковлева. Серия. Механика предельного состояния. – 2022. – № 2(52). – С. 42–50. – DOI 10.37972/chgpu.2022.52.2.005.
7. Булгаков, А. Н. Выявление момента появления отклика на диаграмме деформирования стали 45 по траекториям типа смещенного веера / А. Н. Булгаков, А. В. Боков // Международная научно-техническая конференция молодых ученых БГТУ им. В.Г. Шухова : сб. докл., Белгород, 20–21 мая 2024 года. – Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2024. – С. 44–49.

УДК 621.316

РАСЧЕТ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКОГО ЦИКЛА ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА МАЛОЙ МОЩНОСТИ

*Гаврик А. Н., студ., Жерносек С. В., к.т.н., доц.
Витебский государственный технологический университет,
г. Витебск, Республика Беларусь*

Реферат. В современных условиях стремительного развития технологий и возрастающего внимания к энергосбережению тепловые насосы занимают важное место в системах отопления, вентиляции и кондиционирования. Актуальность внедрения теплонасосных технологий обусловлена необходимостью снижения потребления традиционных энергоносителей, уменьшения выбросов парниковых газов и обеспечения устойчивого развития энергетики. Понимание принципов работы и особенностей эксплуатации тепловых насосов является ключевым фактором для их эффективного применения. В работе представлены результаты расчета термодинамического цикла парокомпрессионного теплового насоса малой мощности.

Ключевые слова: термодинамический цикл, парокомпрессионный тепловой насос, испаритель, конденсатор, диаграмма состояния, температура, хладагент.

По данным Международного энергетического агентства, к началу 2025 года во всем мире использовалось более 177 миллионов тепловых насосов, которые обеспечивают около 7 % мировых потребностей в отоплении. Лидерами в использовании ТНУ являются Китай и страны Северной Америки. В Европе наибольшее распространение тепловые насосы получили в Норвегии (обеспечивают порядка 60 % потребностей систем отопления), Швеция (43 %) и Финляндия (41 %) [1–7].

Термодинамический расчет цикла парокомпрессионного теплового насоса типа «вода-вода» заключается в определении его энергетических характеристик для заданных условий работы [8–10]. На рисунке 1 представлена принципиальная схема парокомпрессионного теплового насоса и его идеальные термодинамические циклы на $T-s$ и $p-h$ диаграммах.

Для построения рабочего цикла на диаграмме требуется точное определение параметров: t_o – температура кипения; t_K – температура конденсации; t_{BC} – температура всасывания; t_{II} – температура переохлаждения [10, 11]. В качестве хладагента используется фреон R134a.

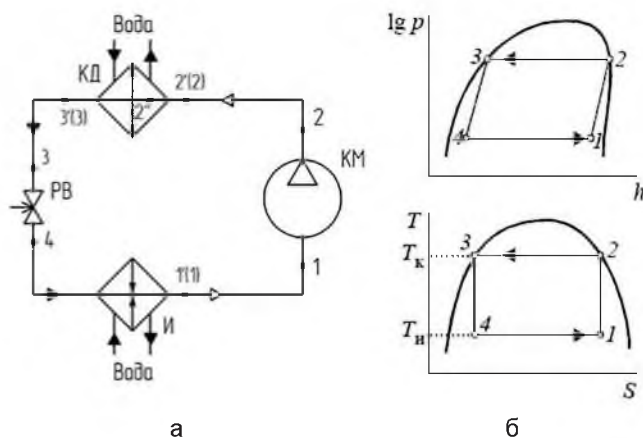


Рисунок 1 – Принципиальная схема:
а – парокомпрессионного теплового насоса;
б – идеальный цикл на T - s и p - h диаграммах

Определим начальную температуру воды в чаше конденсатора t_{K1} и испарителя $t_{И1}$, в зависимости от температуры воздуха в помещении.

Принимаем $t_{K1} = t_{И1} = 20^\circ\text{C}$.

Конечная температура воды в чаше конденсатора после нагрева:

$$t_{K2} = t_{K1} + \Delta t_B = 20 + 29 = 49^\circ\text{C}, \quad (1)$$

где Δt_B – подогрев воды в чаше конденсатора, $^\circ\text{C}$.

Принимаем $\Delta t_B = 29^\circ\text{C}$.

Конечную температуру воды в чаше испарителя после охлаждения принимаем выше 0°C , чтобы не допустить образования льда:

$$t_{И2} = 1^\circ\text{C}, \quad (2)$$

В испарителе теплота от низкопотенциального теплоносителя передается фреону, температура которого должна быть ниже. По температуре $t_{И2}$ и температурному перепаду определяется температура кипения хладагента:

$$t_0 = t_{И2} - (6 \div 12) = 1 - 11 = -10^\circ\text{C}. \quad (3)$$

Определяем температуру конденсации фреона. В конденсаторе фреон передает теплоту высокопотенциальному теплоносителю, соответственно, зная конечную температуру воды на конденсаторе и задавшись температурным перепадом, находим температуру конденсации паров хладагента [10–11]:

$$t_K = t_{B2} + (4 \div 5) = 50 + 5 = 55^\circ\text{C}. \quad (4)$$

Температура переохлаждения жидкого хладагента перед регулирующим вентилем:

$$t_3 = t_{II} = t_{K2} - (3 \div 5) = 51^\circ\text{C}. \quad (5)$$

После процесса конденсации жидкий хладагент переохлаждается при давлении конденсации на несколько градусов ниже температуры, соответствующей давлению насыщенных паров в конденсаторе [9–10].

Температура t_{BC} определяется исходя из перегрева на $5 \div 15^\circ\text{C}$ паров на всасывании в компрессор для исключения попадания жидкого хладагента в цилиндры компрессора. Этот перегрев обеспечивается в испарителе и во всасывающих трубопроводах за счёт внешних теплопритоков:

$$t_1 = t_{BC} = t_0 + (5 \div 15) = -10 + 10 = 0^\circ\text{C}. \quad (6)$$

После сбора исходной информации необходимо построить цикл работы теплового насоса на p - h диаграмме фреона, используемого в тепловом насосе [11]. На p - h диаграмме фреона R134a [12], по температурам кипения t_0 и конденсации t_K хладагента строим две горизонтальные прямые – изобары P_K и P_0 . Затем нужно определить параметры узловых точек:

а) узловая точка 1' лежит на пересечении изобары давления кипения P_0 с кривой насыщенного пара и показывает состояние хладагента на выходе из испарителя. По диаграмме находятся значения давления испарения фреона p_0 , энтальпии h_1' и энтропии s' ;

б) узловая точка 1 определяется исходя из температуры перегрева t_{BC} . Перегрев пара во всасывающем трубопроводе перед компрессором происходит при P_0 до t_{BC} . Поэтому точка всасывания 1 лежит на пересечении изобары P_0 и изотермы t_{BC} в области перегретого пара;

в) узловая точка 2 соответствует концу адиабатического сжатия фреона в компрессоре и находится графическим способом: на линии пересечения постоянной энтропии, проходящей через точку 1, и линии изобары P_K , проходящей через точку 3'. Температуру этой точки называют температурой нагнетания компрессора;

г) узловая точка 2". Данная точка соответствует охлаждению перегретого пара, поступающего в конденсатор из компрессора, и находится графическим способом: на линии пересечения изобары p_k и линии насыщения пара;

д) узловая точка 3'. Данная точка лежит на пересечении изобары давления конденсации P_K с кривой насыщения жидкости (определяются по левой пограничной кривой $p-h$ диаграммы) и показывает состояние хладагента на выходе из конденсатора;

е) узловая точка 3 определяется исходя из температуры переохлаждения t_{II} и лежит на пересечении изобары P_K и изотермы t_{II} в области переохлажденной жидкости;

ж) узловая точка 4 определяет начало необратимого процесса 3–4, протекающего в дроссельном вентиле. Здесь переохлажденный жидкий фреон поступает в регулирующий вентиль и дросселируется до давления кипения P_o при постоянном значении энтальпии. Параметры данной точки находятся графическим путем на линии пересечения постоянной энтальпии, проходящей через точку 3, и линии постоянного давления P_o , проходящей через точку 1.

Затем хладагент в виде влажного пара (точка 4) попадает в испаритель, где происходит его кипение при неизменных температуре и давлении кипения, пока он не переходит в состояние насыщенного пара (точка 1'). После этого цикл завершается и начинается снова. Цикл одноступенчатой парокомпрессионной машины в $p-h$ и $T-s$ диаграммах характеризуется расчетными точками, представленными в таблице 1.

Таблица 1 – Результаты расчета цикла парокомпрессионного теплового насоса типа «вода–вода» малой мощности

№ точки	t , °C	P , МПа	v , м³/кг	h , кДж/кг	s , кДж/кг·К	Состояние
1'	-10	0,200	0,100	392	1,733	Насыщенный пар
1	0	0,200	0,108	401	1,765	Перегретый пар
2	72	1,492	0,015	446	1,765	Перегретый пар
2'	55	1,492	0,013	425	1,705	Насыщенный пар
3'	55	1,492	-	280	1,261	Насыщенная жидкость
3	51	1,492	-	274	1,244	Переохлажденная жидкость
4	-10	0,200	0,043	274	1,283	Влажный пар

Список использованных источников

1. Жерносек, С. В. Анализ эффективности применения теплонасосной установки в системе теплоснабжения административного здания = Analysis of the effectiveness of using a heat pump installation in the heat supply system of an administrative building / С. В. Жерносек, П. М. Буденный, Е. А. Каленько // Технологическая независимость и конкурентоспособность Союзного Государства, стран СНГ, ЕАЭС и ШОС : сборник статей VI Международной научно-технической конференции «Минские научные чтения-2023», Минск, 6-8 декабря 2023 г. : в 3 т. / БГТУ. – Минск, 2023. – Т. 3. – С. 113–117.
2. Энергосберегающие, экологически чистые технологии теплоснабжения производственных и жилых помещений [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ekip-tnu.ru>. – Дата доступа: 09.09.2023.
3. Калькулятор тепловых насосов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://e-solarpower.ru/kalkulyator-teplovyyh-nasosov>. – Дата доступа: 11.09.2023.
4. Расход топлива для котлов [Электронный ресурс]. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://sibheat.ru>. – Дата доступа: 09.09.2023.
5. Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных

- энергетических ресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии :
ОАО «ИНСОЛАР-ИНВЕСТ» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/1200029077>. – Дата доступа: 15.09.2023.
6. Энергосберегающие, экологически чистые технологии теплоснабжения производственных и жилых помещений [Электронный ресурс]. – 2015. – URL: <http://www.ekip-tnu.ru>. – Дата доступа: 09.04.2025.
 7. Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных энергетических ресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии :
ОАО «ИНСОЛАР-ИНВЕСТ» [Электронный ресурс]. – URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200029077>. – Дата доступа: 15.09.2024.
 8. Здитовецкая, С. В. Оценка эффективности циклов парокомпрессионного теплового насоса с альтернативными хладагентами / С. В. Здитовецкая // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2022. – № 2. – С. 68–73.
 9. Толстый, О. В. Оценка термодинамической эффективности цикла теплового насоса / О. В. Толстый, О. Б. Тихонова, Д. В. Русляков. – Текст : непосредственный // Молодой ученый. – 2016. – № 20 (124). – С. 207–210. – URL: <https://moluch.ru/archive/124/34307/>. – Дата доступа: 13.05.2025.
 10. Антипов, Ю. А. Влияние температур низкопотенциального источника и потребителя теплоты на эффективность теплового насоса / Ю. А. Антипов [и др.] // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. – 2019. – Т. 20. № 1. – С. 14–19. DOI10.22363/2312-8143-2019-20-1-14-19.
 11. Калькулятор тепловых насосов [Электронный ресурс]. – URL: <https://e-solarpower.ru/kalkulyator-teplovyyh-nasosov>. – дата доступа: 09.11.2024.
 12. Диаграммы хладагента R134a [Электронный ресурс]. – URL: <http://holod-proekt.com/informants/refrigerants-diagrams/refrigerant-r134a-diagrams/>. – Дата доступа: 20.09.2024.

УДК 579.373

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ МАТЕРИАЛОВ ПО ПЛОСКИМ ТРАЕКТОРИЯМ С КРИВОЛИНЕЙНЫМИ УЧАСТКАМИ

Алексеева Е. Г., к.т.н., доц.

*Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана,
г. Москва, Российская Федерация*

Реферат. Рассмотрена задача о сложном деформировании материала стали 45 по плоской трехзвенной траектории, содержащей прямолинейные и криволинейные звенья постоянной кривизны. При решении задачи используются общая и линеаризованная математические модели пластического деформирования материалов В. Г. Зубчанинова при сложном нагружении. Для верификации математических моделей результаты теоретических расчётов сравниваются с экспериментальными данными на экспериментальном комплексе СН-ЭВМ.

Ключевые слова: пластичность, траектория деформирования, экспериментальные данные, моделирование процесса деформирования

В теории процессов пластического деформирования А. А. Ильюшина [1, 2] определяющие соотношения математической модели, предложенной В. Г. Зубчаниновым для плоских траекторий примут вид

$$\begin{cases} \frac{dS_k}{d\tau} = M_1 \frac{d\Theta_k}{d\tau} + \dot{s} M \frac{S_k}{\sigma}, \\ \frac{d\Theta_1}{d\tau} = -\dot{s} \left(\frac{M_1}{\sigma} \sin \Theta_1 + \kappa_1 \right), \end{cases} \quad (1)$$