

## Моделирование и оптимизация теплового насоса в системе охлаждения суперЭВМ

*С.Г. Ворончихин, В.А. Помыткин, А.Л. Флакман, М.А. Земцов*

*Вятский государственный университет, г. Киров*

**Аннотация:** В данном исследовании поставлена задача моделирования системы охлаждения процессоров суперЭВМ с тепловым насосом на обратном цикле Стирлинга путем численного моделирования процессов теплопередачи в исследуемом объекте. В статье приводятся результаты численного моделирования процессов теплопередачи в системе охлаждения процессоров суперЭВМ с тепловым насосом на обратном цикле. Исследовалась численная модель процесса теплопередачи. Методом численного моделирования процесса теплопередачи получены зависимости температурного лифта, термического сопротивления и доли потерь теплового насоса системы охлаждения. Выявлена зависимость соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  теплового насоса с учетом потерь на термическое сопротивление жидкостных контуров охлаждения и элементов конструкции теплового насоса.

**Ключевые слова:** процессор, тепловой поток, термическое сопротивление, уравнение Лапласа, тепловой насос, теплообмен, обратный цикл Стирлинга, система охлаждения.

Целью оптимизации систем охлаждения суперЭВМ является интенсификация процесса теплоотдачи в окружающую среду при повышении температуры окружающей среды и снижении требований к кондиционированию и вентиляции ЦОД (центров обработки данных), для достижения энергосбережения ЦОД в целом. При этом необходимым является сохранение качества термического менеджмента во избежание повышения температур процессоров и срабатыванию системы тепловой защиты процессоров. В [1-2] рассматриваются явления тепло- и массообмена в радиоэлектронной аппаратуре и методы проектирования систем охлаждения электронных устройств с применением естественной и вынужденной конвекции в воздушной среде.

Классифицируем потери тепловых насосов, в зависимости от факторов потерь, которые в сумме снижают эффективность устройства. Это потери в электрическом приводе насоса, КПД которого находится в диапазоне 80-95%, потери на трение, включая трение в поршневой группе. Для повышения

---

компрессии приходится вводить различные схемы уплотнений, это приводит к затратам прилагаемой энергии не только для сжатия рабочего тела, но и на преодоление силы трения уплотнений. Теплопроводность материалов, используемых в конструкции рекуператора и цилиндров, приводит к утечкам тепловой энергии в окружающую среду без совершения полезной работы. Гидравлические потери вследствие вязкости рабочего тела приводит к затратам энергии на преодоление сил вязкого трения жидкости. Гидравлические потери возникают и при перекачке жидкого теплоносителя в контурах системы охлаждения. Механические потери вызываются неуравновешенностью и дисбалансами в движущихся частях механической части компрессоров, которые приводят к снижению К.П.Д.

Системой охлаждения с тепловым насосом на обратном цикле Стирлинга называется система, в которой охлаждаемые электронные компоненты соединены через магистраль передачи тепла с тепловым насосом, а тот, в свою очередь, соединен через магистраль передачи тепла с радиатором, рассеивающим тепловую энергию в окружающую среду. Тепловым насосом на обратном цикле Стирлинга называется в данном случае компрессионный тепловой насос, представляющий собой двигатель Стирлинга, работающий в режиме холодильной машины, с электрическим приводом, с воздухом в качестве рабочего тела [3-5].

В данной статье поставлена задача оптимизации системы охлаждения процессоров суперЭВМ с тепловым насосом на обратном цикле Стирлинга путем численного моделирования процессов теплоотдачи в исследуемом объекте. В качестве параметра оптимизации выбрана зависимость тепловых потерь от соотношения диаметра и хода поршня теплового насоса  $\alpha$ -типа при равном рабочем объеме и давлении рабочего тела. Тепловые потери будут определяться через потери температурного лифта на термическом сопротивлении элементов конструкции насоса. В зависимости от

---

термического сопротивления компонентов охлаждающей системы происходят потери температурного лифта. Определение величины таких потерь методом численного моделирования с целью последующей оптимизации системы охлаждения и является целью настоящей работы. Возможность такой оптимизации заключается в том, что при подводе и отводе тепла через водяные контуры, присоединенные к головкам цилиндров, при различном соотношении диаметра и хода поршня, будет меняться термическое сопротивление элементов насоса при прочих равных условиях. Это позволит решить инженерную задачу выбора оптимального соотношения геометрических параметров насоса.

Для редукции, или упрощения модели, нужно сделать следующие допущения. Прочие потери, в частности, механические, гидравлические, электрические, для упрощения решения учитываться в модели не будут. В качестве давлений и температур рабочего тела будут браться средние давления по циклу. Изменение температуры рабочего тела в рекуператоре будет идти как адиабатический процесс. В классической работе [11] отмечено, что по источникам, которые описывают реально спроектированные и апробированные двигатели, средние отношения колебания давлений (максимального к минимальному) равняются 2 (двум).

В процессе работы тепловой насос потребляет электроэнергию. Соотношение вырабатываемой тепловой энергии и потребляемой электрической называется коэффициентом трансформации, или коэффициентом преобразования теплоты (COP, coefficient of performance) и служит показателем эффективности теплового насоса [6]. Для вычисления COP используется следующая формула:

$$COP = \frac{Q_{in}}{A}, \quad (1)$$

где  $COP$  – коэффициент преобразования;

$A$  – работа, совершенная насосом, Дж;

$Q_{in}$  – теплота, перенесенная тепловым насосом из источника тепла, на перенос которой затрачена работа  $A$ , Дж.

Для тепловых насосов коэффициент трансформации  $COP > 1$ . При этом тепловой насос создает лифт температур  $\Delta T$ . В зависимости от термического сопротивления компонентов охлаждающей системы происходят потери температурного лифта.

Рассмотрим тепловой насос на основе двигателя Стирлинга, работающего в режиме холодильной машины,  $\alpha$ -типа, представленный на рис.1.

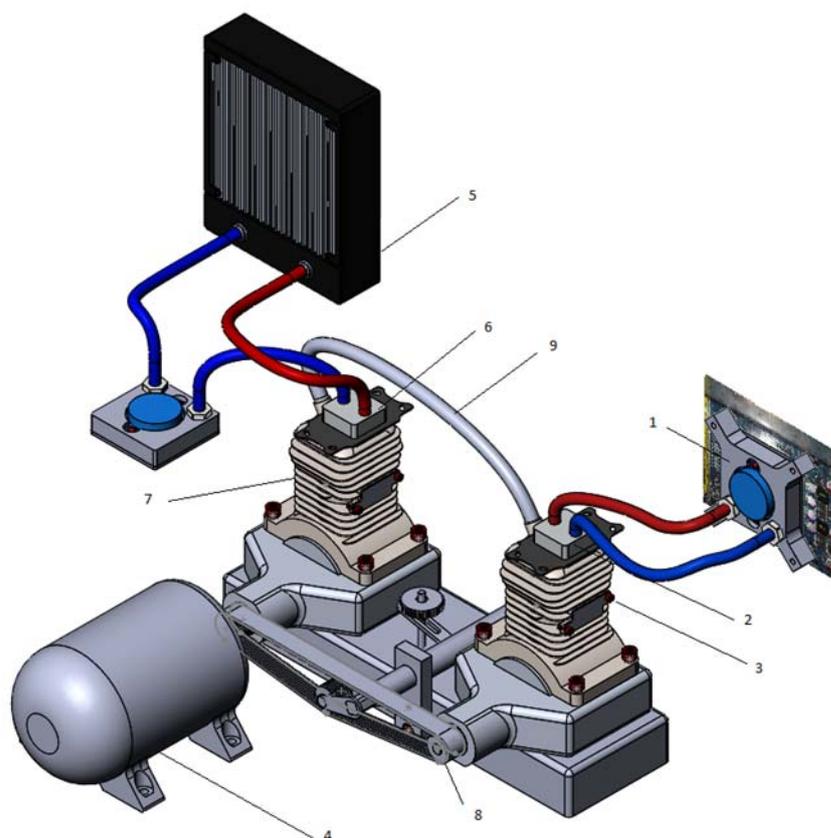


Рис. 1. – Тепловой насос на основе двигателя Стирлинга, работающего в режиме холодильной машины,  $\alpha$ -типа.

Такой насос содержит первый контур жидкостного охлаждения, включающий теплообменник 1, присоединенный к процессору с целью понижения его температуры, и теплообменник 2 с интегрированной помпой, термически присоединенный к «холодному» цилиндру 3 теплового насоса Стирлинга, два рабочих цилиндра, «холодный» 3 и «горячий» 7, соединены рекуператором 9.

К «горячему» цилиндру термически присоединен второй контур жидкостного охлаждения, состоящий из теплообменника с интегрированной помпой 6 и радиатора 5, рассеивающего тепловую энергию в окружающую среду. Система охлаждения оснащена электрическим приводом 4 с системой регулировки фаз 8. При этом термические сопротивления в модели термического сопротивления для системы охлаждения на участках первый контур охлаждения – холодный цилиндр – рабочее тело и рабочее тело – горячий цилиндр – второй контур охлаждения уменьшают лифт температур теплового насоса и приводят к повышению термического сопротивления системы охлаждения в целом.

Для оценки повышения термического сопротивления системы охлаждения и потерь термического лифта произведем численное моделирование процессов теплопередачи на участках от охлаждаемого процессора до окружающей среды в от коэффициента трансформации  $COP$ . Экспериментальный тепловой насос на основе двигателя Стирлинга, работающего в режиме холодильной машины,  $\alpha$ -типа, содержит два идентичных рабочих цилиндра, «холодный» и «горячий», которые в разрезе представлены на рис. 2. На рисунке цифрами обозначены: цилиндр 1, поверхность для контакта с теплообменником 2, рабочая камера с рабочим телом 3, поршень цилиндра 4.

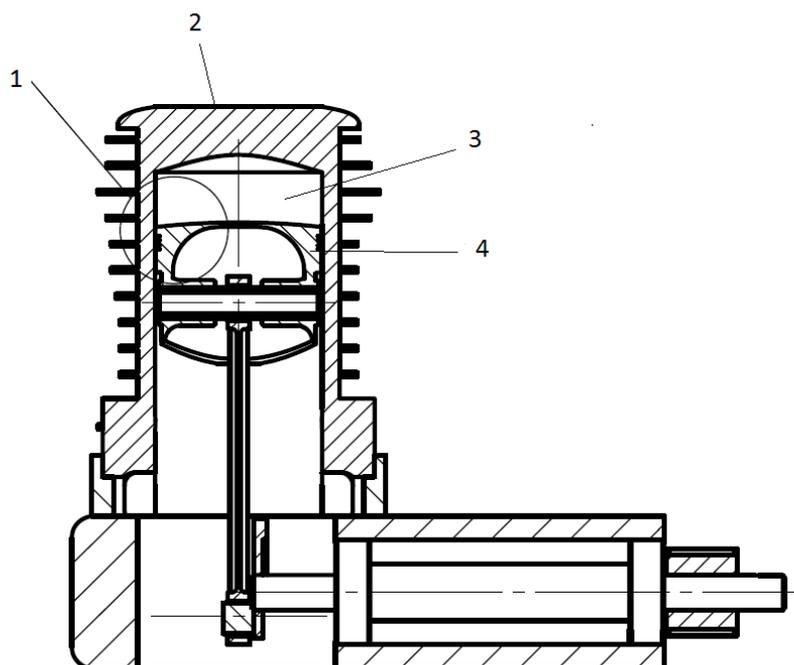


Рис. 2. – Холодный (А) и горячий (Б) цилиндры теплового насоса.

При этом термические сопротивления в модели термического сопротивления для системы охлаждения на участках первый контур охлаждения – холодный цилиндр – рабочее тело и рабочее тело – горячий цилиндр – второй контур охлаждения уменьшают лифт температур теплового насоса и приводят к повышению термического сопротивления системы охлаждения в целом.

Система охлаждения характеризуются термическим сопротивлением, определяемым как

$$R_t = \frac{\Delta T}{Q}, \quad (2) \text{ где}$$

$R_t$  - термическое сопротивление контура водяного охлаждения,  $\Delta T$  - разница температур между первичным и вторичным контурами,  $Q$  - мощность, проходящая через контур.

В работах [7-10] был предложен метод трехмерного расчета тепловых потоков в системах охлаждения процессоров. Процесс теплопередачи в

случае холодного цилиндра идет по пути теплообменник первого контура – холодный цилиндр— камера с охлажденным газом. Процесс теплопередачи в случае горячего цилиндра идет по пути камера с нагретым газом – горячий цилиндр – теплообменник второго контура. Процесс теплопередачи в зонах контактов будет описан через граничные условия первого и второго рода.

Стационарное уравнение теплопроводности без внутренних тепловых источников - уравнение Лапласа в декартовых координатах:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0, \quad (3)$$

где:  $T$  - температура,  $x, y, z$  - координаты;

зададим граничные условия для холодного цилиндра через поверхности  $S_1, S_2$  (граничное условие третьего рода на основании закона Ньютона-Рихмана), со стороны первичного контура циркуляции:

$$q_1 = \alpha_1(T - T_1),$$
$$\alpha_1(T - T_1) = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right), \quad (4)$$

со стороны рабочей камеры:

$$q_2 = \alpha_2(T - T_2),$$
$$\alpha_2(T - T_2) = -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right),$$

условие консервативности:

$$P_1 = \int_{S_1} q_1 dS,$$
$$P_2 = \int_{S_2} q_2 dS,$$
$$P_1 = P_2$$

где  $q_1$  - тепловой поток на поверхность стенки рабочей камеры из первичного контура,  $q_2$  - тепловой поток с поверхности стенки рабочей камеры в рабочее

тело,  $\alpha_1, \alpha_2$  - коэффициенты теплоотдачи,  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности,  $T_1$  - температура жидкости первичного контура,  $T_2$  - температура жидкости первичного контура,  $P_1, P_2$  - мощность теплового потока через с площади  $S_1, S_2$ ;

зададим граничные условия для горячего цилиндра через поверхности  $S_3, S_4$  (граничное условие третьего рода), со стороны первичного контура циркуляции:

$$\begin{aligned} q_4 &= \alpha_4(T - T_4), \\ \alpha_4(T - T_4) &= -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right), \end{aligned} \quad (5)$$

со стороны рабочей камеры:

$$\begin{aligned} q_3 &= \alpha_3(T - T_3), \\ \alpha_3(T - T_3) &= -\lambda \left( \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial T}{\partial y} + \frac{\partial T}{\partial z} \right), \end{aligned}$$

условие консервативности:

$$\begin{aligned} P_3 &= \int_{S_3} q_3 dS, \\ P_4 &= \int_{S_4} q_4 dS, \\ P_3 &= P_4 \end{aligned}$$

где  $q_3$  - тепловой поток на поверхности стенки рабочей камеры из рабочего тела,  $q_4$  - тепловой поток с поверхность стенки рабочей камеры во вторичный контур,  $\alpha_3, \alpha_4$  - коэффициенты теплоотдачи,  $\lambda$  - коэффициент теплопроводности,  $T_4$  - температура жидкости вторичного контура,  $T_3$  - температура рабочего тела горячего цилиндра,  $P_3, P_4$  - мощность теплового потока через с площади  $S_3, S_4$ ;

температуры рабочего тела в горячем и холодном цилиндре связаны уравнением адиабатического процесса:

$$T_3 - T_2 = \frac{-\Delta A}{N\mu \frac{C_p}{\gamma}}, \quad (6)$$

где  $\Delta A$  - работа, совершаемая тепловым насосом,  $N$  – количество вещества рабочего тела,  $\mu$  - молярная масса рабочего тела,  $C_p$  - удельная теплоемкость рабочего тела,  $\gamma$  - показатель адиабаты рабочего тела.

Система дифференциальных уравнений решалась методом конечных элементов. В качестве упрощения принято, что потери через цилиндр в окружающую среду равны 0; в качестве температур и потоков принимаются средние ввиду высокой частоты перемещения поршня; термический контакт контура и цилиндра является идеальным; подвижные элементы теплового насоса участия в процессе теплопередачи не принимают.

Для численного решения зададим условия, а именно:

- мощность привода теплового насоса постоянна  $P_n = 100 \text{ Вт}$ ;
- мощность процессора, присоединенного к первичному контуру, постоянна  $P_1 = 100 \text{ Вт}$
- мощность, отводимая во вторичный контур, равна  $P_4 = 200 \text{ Вт}$
- среднее давление рабочего тела  $500 \text{ кПа}$ ,
- термическое сопротивление первичного и вторичного водяного контура  $R_t = 0$ ;
- для горячего и холодного цилиндров рабочий объем постоянен и равен  $5 \text{ см}^3$ ;
- толщина стенки холодного и горячего цилиндров  $2 \text{ мм}$ ;

- для горячего и холодного цилиндров соотношение хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  варьируется в диапазоне от 0,05 до 6,4, что соответствует изменению диаметра поршня  $D$  в диапазоне от 50 до 10 мм;
- площади  $S_1, S_2, S_3, S_4$  равны площади поршня;
- температура жидкости вторичного контура 300K;
- коэффициент теплопроводности  $\lambda$  холодного и горячего цилиндров постоянный и равен коэффициенту теплопроводности алюминия.

Полученное в результате численного моделирования распределение температурного поля по сечению по оси симметрии цилиндров теплового насоса в зависимости соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  попарно представлены на рис 3.

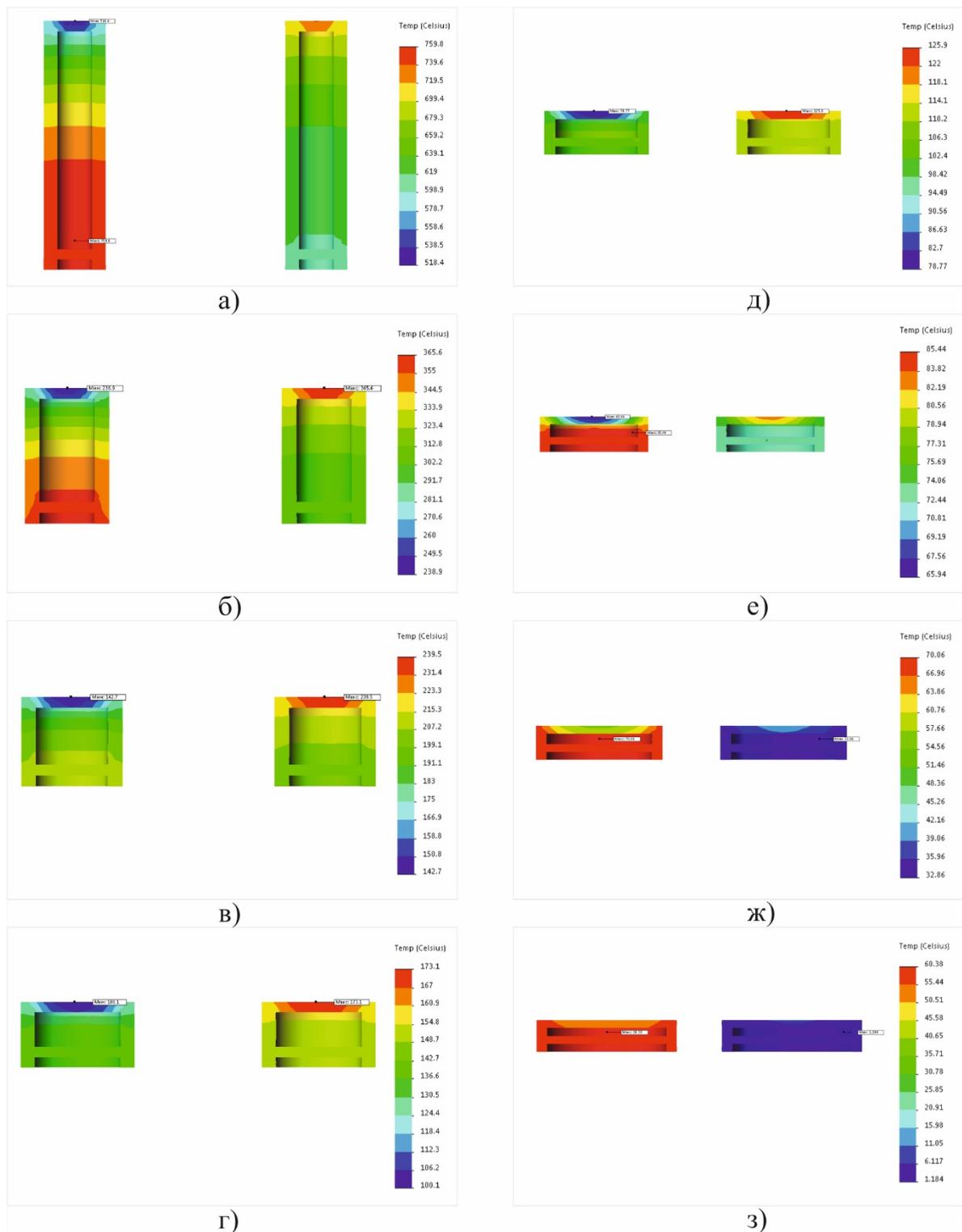


Рис. 3. – Распределение температурного поля по сечению по оси симметрии холодного и горячего цилиндров теплового насоса в зависимости от соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  а) 6,4, б) 1,9, в) 0,8 г) 0,41, д) 0,24, е) 0,15, ж) 0,1, з) 0,07.

Результаты численного моделирования термического сопротивления системы охлаждения между первичным и вторичным контурами в зависимости соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  теплового насоса приведены на рис. 4.

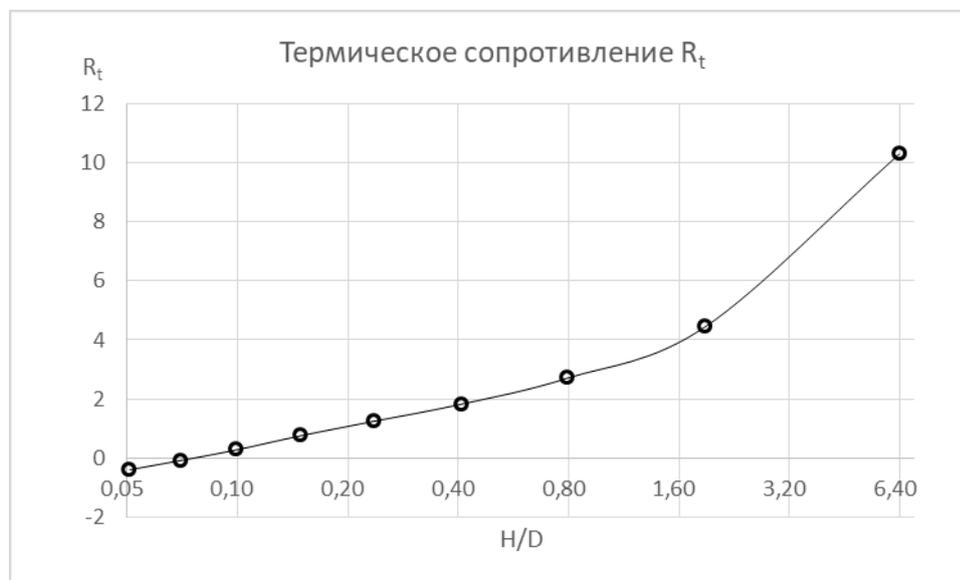


Рис. 4. - Термическое сопротивление системы охлаждения между первичным и вторичным контурами в зависимости соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  теплового насоса

Результаты численного моделирования температурного лифта теплового насоса системы охлаждения между первичным и вторичным контурами в зависимости соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  теплового насоса приведены на рис. 5.

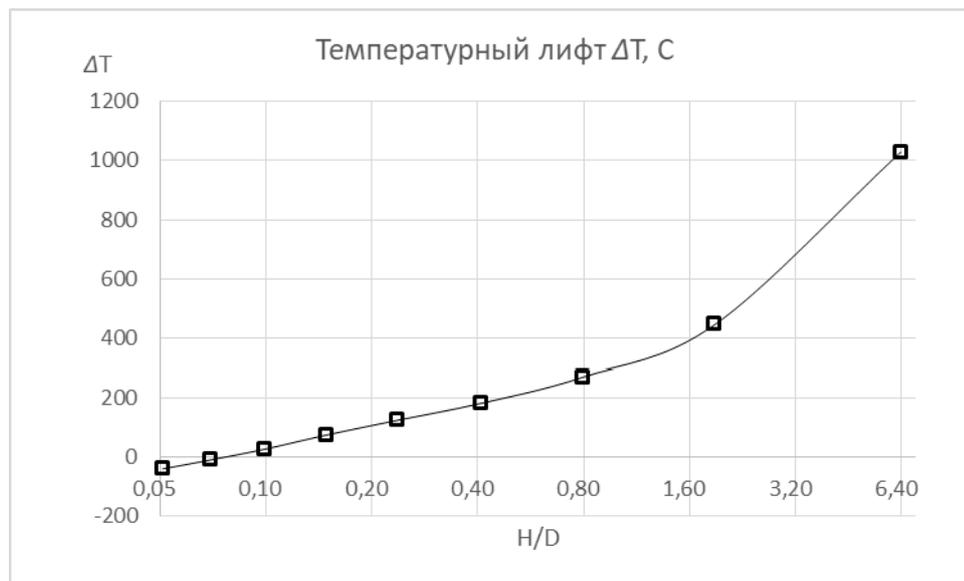


Рис. 5. – График зависимости температурного лифта от соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  теплового насоса.

Результаты численного моделирования доли потерь температурного лифта теплового насоса системы охлаждения между первичным и вторичным контурами в зависимости соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  теплового насоса приведены на рис. 6.

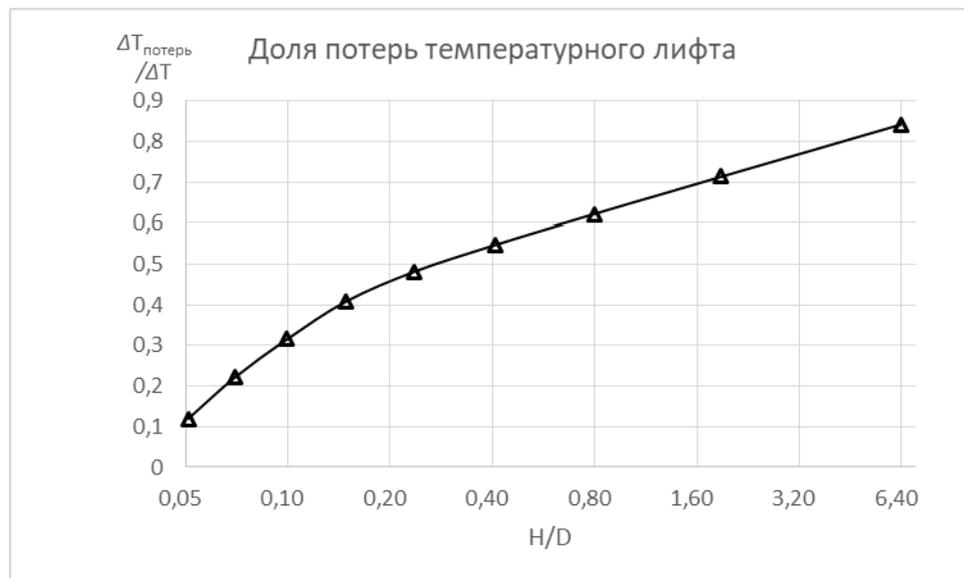


Рис. 6. – График зависимости относительной доли потерь температурного лифта от лифта от соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  теплового насоса.

Методом численного моделирования процесса теплопередачи получены зависимости температурного лифта, термического сопротивления и доли потерь теплового насоса системы охлаждения на участках первый контур охлаждения – холодный цилиндр – рабочее тело и рабочее тело – горячий цилиндр – второй контур охлаждения в зависимости соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  теплового насоса с учетом потерь на термическое сопротивление жидкостных контуров охлаждения и элементов конструкции теплового насоса.

Из результатов численного эксперимента можно сделать вывод, что наибольший вклад в потери температурного лифта теплового насоса системы охлаждения вносит термическое сопротивление цилиндров теплового насоса. Таким образом, цилиндр требует применения методов оптимизации термического сопротивления, аналогичных описанным в работах [8-10].

Исходя из параметров термального менеджмента процессоров, оценки потерь температурного лифта, необходимо использовать при проектировании тепловых насосов соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  в диапазоне менее 0,1. Как видно из результатов расчетов, в этом случае температуры в первичном контуре, присоединенном к процессору, находятся в диапазоне от -12 до 55 градусов Цельсия и соответствуют различным задачам термального менеджмента полупроводниковых приборов, в том числе и измерительных и регистрирующих приборов, требующих низких температур для снижения уровня тепловых шумов. Термическое сопротивление такого насоса будет находиться в диапазоне от -0,39 до 0,28 C/Вт. Для справки, термическое сопротивление систем жидкостного охлаждения, в том числе иммерсионных, на практике невозможно сделать менее 0,1 C/Вт. При этом нужно учесть, что системы охлаждения на тепловых насосах требуют транспорта не только тепла, выделяемого охлаждаемым прибором, но и тепла, получаемого в результате диссипации

---

совершаемой насосом работы. На практике это означает, что при проектировании таких тепловых насосов необходимо применять жидкостные первичные и вторичные контуры для снижения потерь. И, наконец, главный вывод исследования состоит в том, что при проектировании тепловых насосов на обратном цикле Стирлинга необходимо использовать соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  менее 0,1. В представленном исследовании наилучшие результаты были достигнуты при диаметре поршня в 50 мм и ходе поршня 2,55 мм. Применение же конструктивных решений из области ДВС, где соотношение хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  в близко к 1, приведет к существенному росту потерь температурного лифта более 0,5. Таким образом, эта работа показала, что для проектирования эффективных тепловых машин на базе цикла Стирлинга требуется применение специальных конструкторских и инженерных решений, в частности соотношения хода поршня к диаметру поршня  $H/D$  в диапазоне менее 0,1

Область применения данной работы - системы охлаждения процессоров суперЭВМ с тепловым насосом на обратном цикле Стирлинга. Такие системы актуальны с точки зрения энергоэффективности ЦОД за счет повышения температуры кондиционирования помещения, предотвращают снижение качества термического менеджмента.

*Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 16-07-00966*

### Литература

1. Глазунова Л. В. Система термостабилизации в приемо-передающей аппаратуре // Инженерный вестник Дона, 2012, №2. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2012/759](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2012/759).

2. Алексюнин Е.С. Современные системы активного охлаждения электронных компонентов на основе пьезоустройств // Инженерный вестник Дона, 2013, №2 URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2013/1624](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2013/1624).

3. US Pat. US 5303555 A, США, H01L23/467. Electronics package with improved thermal management by thermoacoustic heat pumping. / Gregory M. Chrysler, David T. Vader

4. US Pat. US 6549408 B2, США, H05K7/20. CPU cooling device using thermo-siphon. / David M. Berchowitz.

5. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена.-М.:Атомиздат, 1979.- 560с.

6. Turns, Stephen. Thermodynamics: Concepts and Applications. Cambridge University Press, 2006.- p.756

7. Ворончихин С.Г., Земцов М.А., Помыткин В.А., Флакман А.Л. Метод снижения термического сопротивления погружной системы охлаждения суперЭВМ // Инженерный вестник Дона. 2015. №4. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2015/3407](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2015/3407).

8. Ворончихин С.Г., Помыткин В.А., Земцов М.А., Флакман А.Л. Численное моделирование процессов теплопередачи систем охлаждения микрочипов // Научное обозрение: Москва: Издательский дом "Наука образования". - 2013. - №3. - С. 51-55.

9. Ворончихин С.Г., Помыткин В.А., Земцов М.А., Флакман А.Л. Моделирование процесса теплопроводности в системе охлаждения микрочипов на тепловых трубах // Научное обозрение: Москва: Издательский дом "Наука образования". - 2014. - №11/1. - С. 76-83.

10. Voronchikhin, S.G., Zemtsov M.A., Pomytkin V.A. and Flaksman A.L., 2013. Numerical simulation and experimental research of the processes of heat-transfer and acoustic noise parameters in refrigerating systems of electronic components. Global Science and Innovation: materials of the I International

---

Scientific Conference Vol. II, Chicago, December 17-18 th, 2013, publishing office Accent Graphics communications, pp: 490-498.

11. Walker G. Stirling Engines. Oxford: Clarendon Press, 1980. - p.276.

### References

1. Glazunova L.V. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2012, №2. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2012/759](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2012/759).

2. Alekseyunin E.S. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2013, №2. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2013/1624](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2013/1624)

3. US Pat. US 5303555 A, США, H01L23/467. Electronics package with improved thermal management by thermoacoustic heat pumping. Gregory M. Chrysler, David T. Vader

4. US Pat. US 6549408 B2, США, H05K7/20. CPU cooling device using thermo-siphon. David M. Berchowitz.

5. Kutateladze S.S. Osnovy teorii teploobmena [Fundamentals of the theory of heat transfer]. Moscow: Atomizdat, 1979. 560 p.

6. Turns, Stephen. Thermodynamics: Concepts and Applications. Cambridge University Press, 2006. 756 p.

7. Voronchikhin S.G., Zemtsov M.A., Pomytkin V.A., Flaksman A.L. Inženernyj vestnik Dona (Rus), 2015, №4. URL: [ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2015/3407](http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2015/3407)

8. Voronchikhin, S.G. Nauchnoe obozrenie: Moscow: Izdatel'skiy dom "Nauka obrazovaniya". 2013. №3. pp. 51-55.

9. Voronchikhin, S.G. Nauchnoe obozrenie: Moscow: Izdatel'skiy dom "Nauka obrazovaniya". 2014. №11/1. pp. 76-83.

10. Voronchikhin, S.G., Zemtsov M.A., Pomytkin V.A., Flaksman A.L. Global Science and Innovation: materials of the I International Scientific Conference Vol.



II, Chicago, December 17-18 th, 2013, publishing office Accent Graphics communications, pp. 490-498.

11. Walker G. Stirling Engines. Oxford: Clarendon Press, 1980. 276 p.