

Ахременков Ан. А., Цирлин А.М.
**Исследование возможностей радиаторов охлаждения электронных систем,
погруженных в жидкость**

Аннотация

Рассмотрены конструкции радиаторов охлаждения электронных устройств компьютеров большой производительности и получены оценки их предельных возможностей, а также оптимальных геометрических характеристик

1. Постановка задачи

В последнее время для охлаждения компьютеров большой производительности все чаще используют схему с погружением электронных устройств в специальную охлаждающую жидкость (хладагент), которая отбирает тепло от плат компьютера, а затем охлаждается водой или воздухом [1,2]. Для наиболее интенсивно выделяющих тепло устройств (процессоров) используют радиаторы, увеличивающие площадь контакта с хладагентом. Объем радиаторов ограничен тем, что платы нужно располагать достаточно близко друг к другу для сохранения высокого быстродействия ЭВМ. Возможности таких систем охлаждения ограничены коэффициентом теплообмена между процессором и радиатором (используют специальные теплопроводные клеящие пасты), коэффициентом теплоотдачи от радиатора к хладагенту и температурой хладагента. Последняя, в свою очередь, зависит от температур в системе охлаждения хладагента и может быть снижена до температур, меньших температуры окружающего воздуха, лишь за счет существенных энергетических затрат или за счет использования градирен.

Представляет интерес исследование предельных возможностей радиаторов в жидкостных системах охлаждения с учетом ограничений на их объем с оптимальным выбором конструкции радиатора. Аналитическое решение задачи с учетом векторных уравнений теплообмена и гидродинамики потока хладагента сложно. Поэтому была использована программная система Autodesk Simulation CFD 21013, а аналитически решали задачу выбора так называемого геометрического фактора для каждой из рассмотренных конструкций радиатора. Экспериментально было исследовано повышение коэффициента теплоотдачи для кипящего хладагента. Это позволяет оценить возможности радиатора при переходе к хладагенту, кипящему при температуре примерно 55 – 57 °С. Дальнейшее повышение интенсивности отбора теплоты связано со снижением температуры хладагента. Дополнительные энергетические затраты при этом можно оценить по формулам, полученным в оптимизационной термодинамике [3].

Так как цель состояла в том, чтобы оценить предельные возможности радиатора, были рассмотрены наиболее благоприятные условия с точки зрения теплосъема, а именно теплота подводилась симметрично с противоположных торцов радиатора, жидкость могла протекать только через радиатор снизу вверх при фиксированном перепаде давлений.

Были исследованы три наиболее распространенных конструкции радиаторов: пластинчатый, игольчатый и дырчатый. Для каждой из них выбиралось оптимальное значение геометрического фактора r . Для пластинчатого – это отношение расстояния между пластинами к толщине пластины, для игольчатого – отношение диаметра иглы к расстоянию между иглами, для дырчатого – отношение диаметра цилиндрического отверстия к минимальной толщине стенки между отверстиями.

2. Условия оптимального выбора геометрического фактора

Геометрический фактор r влияет на целый ряд характеристик системы, от которых зависит эффективность радиатора. Таких как скорость и расход жидкости, площадь контакта, распределение температур по поверхности радиатора и пр.

Будем предполагать, что температура t_{max} монотонно зависит от средней температуры t_H поверхности нагревателя.

Запишем математическую модель системы охлаждения с использованием следующих обозначений:

θ – площадь проходного сечения жидкости [м^2],

S – площадь контакта жидкости с радиатором [м^2],

h – высота радиатора [м],

a – ширина радиатора [м],

b – длина радиатора [м],

g – расход жидкости [$\text{м}^3/\text{сек}$],

V – скорость жидкости [м/сек],

$\alpha(V)$ – коэффициент теплоотдачи [$\text{Вт}/\text{м}^2\text{°C}$],

C – теплоемкость жидкости [$\text{Дж}/\text{м}^3\text{°C}$],

$t_0, t_{\text{в}}$ – температуры жидкости на входе и выходе радиатора [°C],

$t_{\text{yc}} = 0.5(t_0 + t_{\text{в}})$ – средняя температура жидкости,

$t_{\text{max}}, t_{\text{min}}, t_{\text{н}} = 0.5(t_{\text{max}} + t_{\text{min}})$ – максимальная, минимальная и средняя температуры нагревателя,

q – тепловой поток [Вт].

Если известна плотность жидкости γ [$\text{кг}/\text{м}^3$], то пересчет весового расхода \bar{g} [$\text{кг}/\text{сек}$] и весовой теплоемкости \bar{C} [$\text{Дж}/\text{кг} \cdot \text{к}$] в объемные производят по формуле

$$g = \bar{g}/\gamma \text{ [м}^3/\text{сек}], \quad C = \bar{C} \gamma \text{ [Дж}/\text{м}^3 \cdot \text{к}].$$

В качестве критерия совершенства радиатора примем среднюю температуру $t_{\text{н}}$ его поверхности, которая связана с потоком теплоты и эффективным коэффициентом теплоотдачи равенством

$$\alpha^* = q^*/(t_{\text{н}} - t_{\text{ж}}),$$

где поток отбираемой теплоты q^* отнесен к единице объема радиатора. Чем меньше $t_{\text{н}}$, тем лучше радиатор.

2.1. Уравнения теплопереноса

Будем предполагать, что зависимость $\alpha(v)$ имеет вид [4]

$$\alpha(V) = 350 + 2000\sqrt{V}. \quad (1)$$

Тепловой поток

$$q = g(r)C(t_{\text{в}} - t_0) = \alpha(V(r))(t_{\text{н}} - t_{\text{yc}}). \quad (2)$$

Средняя температура жидкости

$$t_{\text{ж}} = t_0 + \frac{q}{2Cg(r)}, \quad (3)$$

а средняя температура нагревателя из (2)

$$t_{\text{н}}(r) = t_0 + \frac{q}{2Cg(r)} + \frac{q}{\alpha(V(r))S(r)} = t_0 + q \left[\frac{0,5}{Cg(r)} + \frac{1}{\alpha(V(r))S(r)} \right]. \quad (4)$$

При этом

$$V(r) = \frac{g(r)}{\theta(r)}. \quad (5)$$

Запишем условие минимума $t_{\text{н}}(r)$, как условие стационарности выражения, стоящего в равенстве (4) в квадратной скобке

$$-\frac{0,5}{cg^2(r)} \frac{dg}{dr} = \frac{1}{\alpha^2(V(r))S^2(r)} \left(S(r) \frac{d\alpha}{dV} \frac{dV}{dr} + \alpha(V(r)) \frac{dS}{dr} \right), \quad (6)$$

где

$$\frac{dV}{dr} = \left[\frac{dg}{dr} \theta(r) - \frac{d\theta}{dr} g(r) \right] / \theta^2(r). \quad (7)$$

В соответствии с (1)

$$\frac{d\alpha}{dV} = \frac{1000}{\sqrt{V}} = 1000 \sqrt{\frac{\theta(r)}{g(r)}}. \quad (8)$$

Для каждого типа радиатора зависимости $S(r)$, $\theta(r)$ могут быть найдены. Сложнее всего найти зависимость $g(r)$, так как она задана алгоритмически, через расчет поля скоростей жидкости для различных условий ее протекания. Мы воспользуемся для расчета зависимости $g(r)$ программой Autodesk Simulation CFD 21013, с последующим приближением найденных значений $g(r)$ полиномом.

Подстановка этих зависимостей и их производных в (6) позволяет найти оптимальное значение геометрического фактора для каждой конструкции радиатора.

2.2. Пластинчатый радиатор (рис.1)

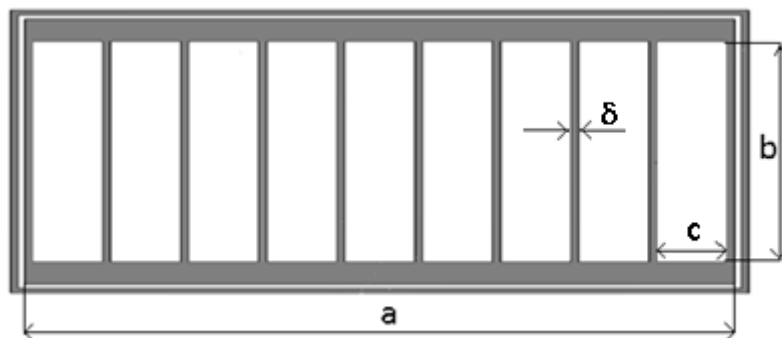


Рис. 1. Схема пластинчатого радиатора.

Обозначения для геометрических размеров пластинчатого радиатора показаны на рис. 1. В качестве геометрического фактора r возьмем отношение расстояния между пластинами и толщиной пластины $r = c/\delta$

Площади сечения и контакта

$$\theta(r) = b(a - \delta) \frac{r}{r+1}; \quad \frac{d\theta}{dr} = b \frac{(a-\delta)}{(r+1)^2}; \quad (9)$$

$$S(r) = 2h(a - \delta) \frac{r+b/\delta}{r+1}; \quad \frac{dS}{dr} = 2h(a - \delta) \frac{1-b/\delta}{(r+1)^2}. \quad (10)$$

Так как $g(0) = 0$, будем искать зависимость $g(r)$ в форме

$$g(r) = d_0 r + d_1 r^2 + d_2 r^3, \quad (11)$$

так, что

$$\frac{dg}{dr} = d_0 + 2d_1 r + 3d_2 r^2. \quad (12)$$

Подставим зависимости (1), (5), (9)- (12) в условие (6) и после численного решения получим оптимальное значение r^* .

Методом наименьших квадратов была найдена аппроксимация зависимости $g(r)$, в форме

$$g(r) = -0.0056095r^3 + 0.0503531r^2 - 0.0088475r.$$

Численно решив уравнение (6), найдем оптимальные значения r^* . Оно равно $r^* = 1.75$, что соответствует оптимальному количеству ламелей равному $N^* = 6.5$, для $a=0.1$ м, $b=0.033$ м.

На рис. 2 представлены профили температур для радиатора с $N=6$ в вертикальном сечении в середине радиатора и в горизонтальном сечении в плоскости, содержащей самую горячую точку.

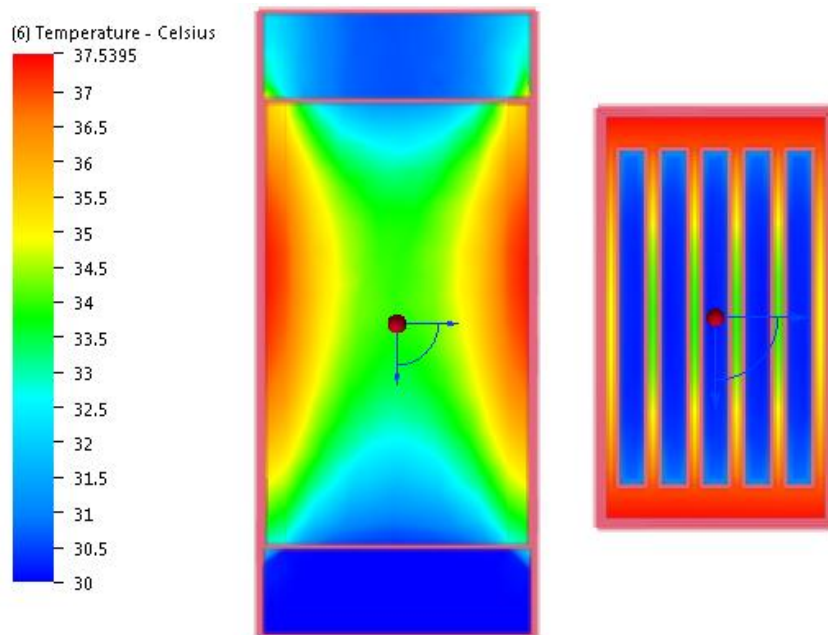


Рис.2 Профиль температуры. Слева – по высоте справа по горизонтали в сечениях, соответствующих положению точки с максимальной температурой поверхности.

2.3. Дырчатый радиатор

Обозначения для размеров этих радиаторов a , b , h соответствуют рис.1. Вид сверху показан на рис.3. В качестве геометрического фактора выберем отношение радиуса отверстий c к расстоянию между ними $r = c/\delta$. Число отверстий, поверхность контакта зависит от r .

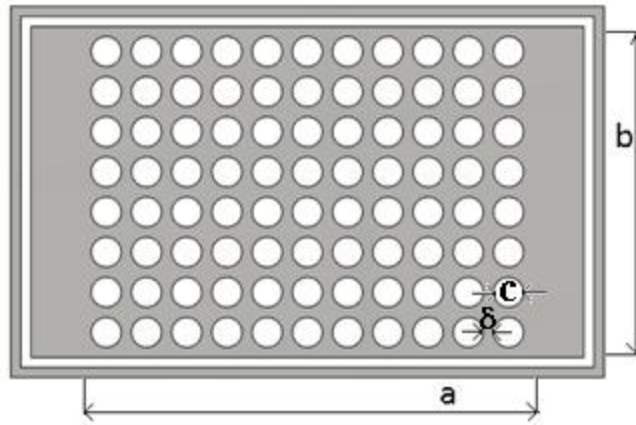


Рис.3. Вид сверху дырчатого радиатора.

Все обозначения ($\theta, S, \alpha(V), g$ и др.) те же, что для пластинчатых радиаторов. Выражения (1), (5), (7), (8), (11), (12) остаются неизменными. Вместо выражений (9), (10) имеем:

Число отверстий (пренебрегая условием целочисленности)

$$n(r) = \frac{ab}{\delta^2(2r+1)^2} \quad (13)$$

Сечение для прохода жидкости

$$\theta(r) = \pi(r\delta)^2 n = \frac{ab\pi r^2}{(2r+1)^2}; \quad \frac{d\theta}{dr} = \frac{2ab\pi r}{(2r+1)^3} \quad (14)$$

Поверхность контакта

$$S(r) = 2\pi r\delta n h = \frac{2\pi ab h r}{\delta(2r+1)^2}; \quad \frac{dS}{dr} = 2\pi ab h \frac{1-2r}{(2r+1)^3} \quad (15)$$

Методом наименьших квадратов была найдена функция $g(r)$ равная

$$g(r) = 0.0151r^3 - 0.0699r^2 + 0.099r$$

Численно решив уравнение (5), найдем оптимальные значения r^* . Оно равно $r^* = 2.2$. Что для $\delta = 0.001$ м соответствует оптимальному радиусу равному $c^* = 0,0022$ м.

На рис. 4 представлены профили температур для радиатора с $r=2.5$ в вертикальном сечении в середине радиатора и в горизонтальном сечении в плоскости, содержащей самую горячую точку.

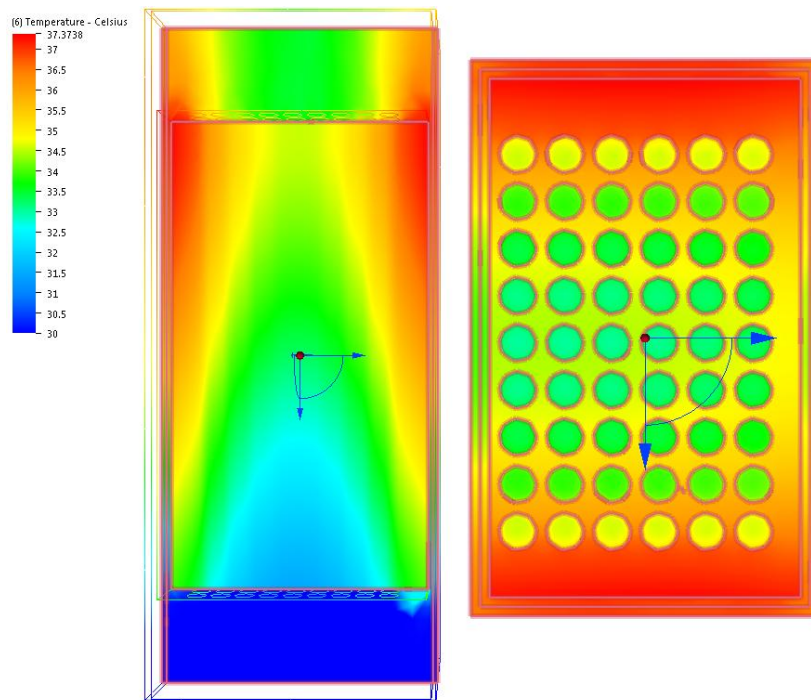


Рис.4 Профиль температуры. Слева – по высоте справа по горизонтали в сечениях, соответствующих положению точки с максимальной температурой поверхности.

2.4. Игольчатый радиатор

В игольчатых радиаторах цилиндрические «иглы» расположены горизонтально между охлаждаемыми стенками (см. рис.5).

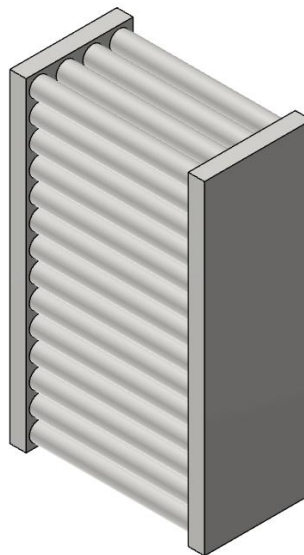


Рис.5. Вид на боковую стенку игольчатого радиатора.

Длина цилиндров равна a , радиус c , а минимальное расстояние между ними δ . Все остальные обозначения те же, что для пластинчатого и дырчатого радиаторов.

Общее число цилиндров и число цилиндров в одном ряду равны соответственно

$$n(r) = \frac{ha}{\delta^2(2r+1)^2}, \quad (16)$$

$$n_r(r) = \frac{a}{\delta(2r+1)}.$$

Сечение для прохода жидкости

$$\theta(r) = \delta b n_r(r) = \frac{ba}{2r+1} \quad (17)$$

$$\frac{d\theta}{dr} = -\frac{2ab}{(2r+1)^2} \quad (18)$$

Площадь контакта и ее производная те же, что в (15)

$$S(r) = n(r)2\pi r b.$$

Методом наименьших квадратов была найдена функция $g(r)$ равная

$$g(r) = 0.2041 - 0.1283r + 0.0278r^2$$

Численно решив уравнение (6), найдем оптимальные значения r^* . Оно соответствует значению $r^* = 2.35$. Что для $\delta = 0.001$ м соответствует оптимальному радиусу равному $c^* = 0,00235$ м.

На рис. 6 представлены профили температур для радиатора с $r=2.5$ в вертикальном сечении в середине радиатор и в горизонтальном сечении в плоскости, содержащей самую горячую точку.

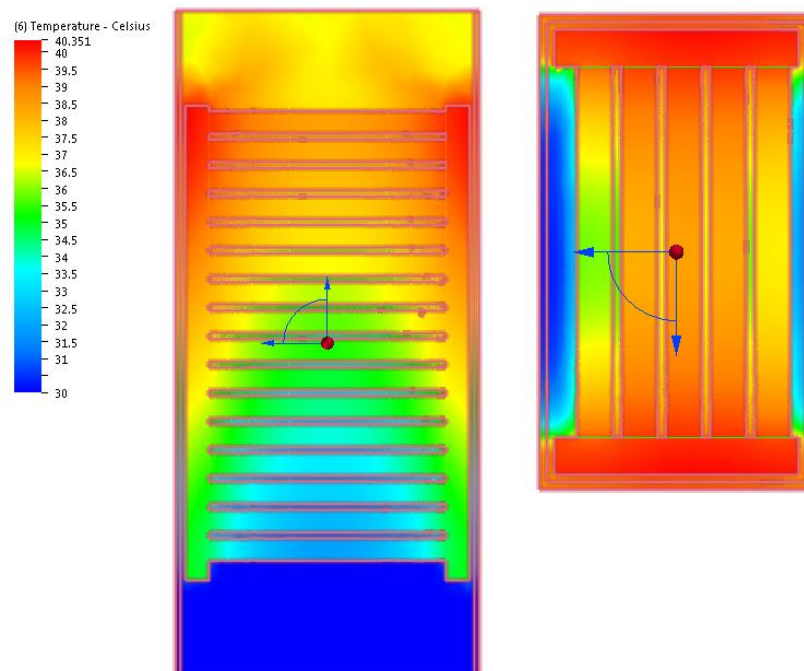


Рис.6 Профиль температуры. Слева – по высоте справа по горизонтали в сечениях, соответствующих положению точки с максимальной температурой поверхности.

2.5. Выводы

Из условий минимума температуры поверхности по геометрическому фактору r следует, что оптимальное значение r^* не зависит от q , что для дырчатого и игольчатого

радиаторов площади поверхности контакта при одинаковом r одинаковы, имеют максимум при $r = 1/2$, т.е. при диаметре отверстий или диаметре «игл» равном минимальному расстоянию между ними δ , а оптимальное значение r существенно больше.

Если задана разность Δ между средними температурами жидкости и нагревающего элемента (для пластинчатого радиатора $\Delta=3.5$, $t_{yc} = 31$ °С, для дырчатого $\Delta=3$, $t_{yc} = 33$ °С для игольчатого $\Delta=1$, $t_{yc} = 33.1$ °С), то при данном коэффициенте теплоотдачи можно найти предельное значение удельного теплосъема $q^* = \alpha \cdot \Delta$.

Для рассмотренных радиаторов это значение составляет 1186 кВт/м³ для пластинчатого, 1063 кВт/м³ для дырчатого, 416 кВт/м³ для игольчатого радиатора. Игольчатый радиатор обладает наибольшим гидродинамическим сопротивлением. При одинаковым перепаде давления для всех радиаторов это дает наименьший расход, а следовательно и наибольшую разность температур Δ .

3. Возможности повышения удельного теплосъема

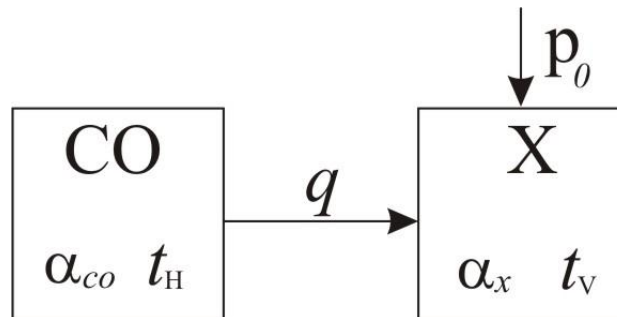


Рис. 7. Структура системы охлаждения.

Повысить теплосъем с единицы объема радиатора можно двумя путями: либо за счет увеличения коэффициента теплоотдачи, либо за счет снижения температуры хладагента на входе в систему. Чтобы иметь возможность уменьшения температуры хладагента система должна включать холодильник, потребляющий мощность p_0 и охлаждающий хладагент до температуры ниже температуры воздуха t_v (см.рис.7).

Радикального увеличения коэффициента теплоотдачи без дополнительных потерь энергии можно добиться за счет использования кипящего хладагента, у которого нагрев совмещен с фазовым переходом. Теплоемкость хладагента при этом близка к бесконечности, а коэффициент теплоотдачи существенно растет. Фазовым переходом может быть плавление или кипение. Плавление приводит к соприкосновению нагревателя с жидкостью, которая может локально перегреваться. Поэтому практически речь может идти о жидкости, кипящей при температуре контакта с нагревателем (для процессоров это порядка 56-58 гр. С). Эксперименты, проведенные на воде (Шевчук Ю.В.), как и данные справочников показывают, что коэффициент теплоотдачи при кипении увеличивается не менее чем в 4 раза. Таким образом, можно ожидать увеличения удельного теплосъема до величин порядка $q^* = 1664-4744$ кВт/м³.

Переход к кипящему хладагенту позволяет сделать компактной систему охлаждения хладагента (конденсации его паров), так как теплоотдача при конденсации в 2-3 раза интенсивнее, чем при кипении.

При использовании пассивной системы охлаждения, не содержащей холодильника, температура T_0 (в гр. Кельвинах) не может быть ниже температуры окружающей среды T_v ,

$$T_0 = T_v + q/\alpha_x. \quad (19)$$

Для понижения температуры необходимо увеличивать α_x , что приводит к увеличению размеров радиаторов, отводящих теплоту в окружающую среду.

Оценки минимальных затрат мощности p_0 в холодильной системе для получения потока хладагента с температурой T_0 при температуре окружения T_v , коэффициентах теплообмена в системе холодильного цикла α_x , отвода теплоты в окружающую среду α_{co} и потоке теплосъема q получены в оптимизационной термодинамике [3]:

$$q = \frac{1}{2} \left(\sqrt{p_0^2 + \frac{k(T_v+T_0)}{2} p_0 + \frac{k^2(T_v-T_0)^2}{8}} - p_0 - \frac{k(T_v-T_0)}{4} \right), \quad (20)$$

$$\text{где } k = \frac{4\alpha_x\alpha_{co}}{\alpha_x + \alpha_{co}}.$$

В этой формуле q – тепловой поток, отбираемый от хладагента с тем, чтобы понизить его температуру от температуры выхода из системы охлаждения до T_0 . Этот поток равен потоку, отбираемому от электронных устройств. При расчете он принимался для радиатора равным 266 Вт. При известных температурах и коэффициентах теплоотдачи в холодильнике формула (20) позволяет численно найти мощность p_0 , потребляемую в холодильной системе. При этом все температуры соответствуют температурам в гр. Кельвина. Было принято $T_v = 293^{\circ}\text{K}$, а T_0 таким, чтобы теплосъем с единицы площади оказался тем же, что и при кипящем хладагенте. Для этого необходимо увеличить перепад температуры в четыре раза. Для пластинчатого радиатора перепад температуры равен 3.5°K , при средней температуре контакта охлаждающей жидкостей равной 304°K . Для того чтобы повысить перепад до нужных значений (14°K) необходимо понизить температуру теплоносителя до $T_0 = 291.5^{\circ}\text{K}$.

Для расчета были приняты следующие значения коэффициентов $\alpha_x = 30$, $\alpha_{co} = 120$. Разрешив уравнение (20) относительно p_0 , можно найти зависимость $p_0(t_0)$, она представлена на рисунке 8.

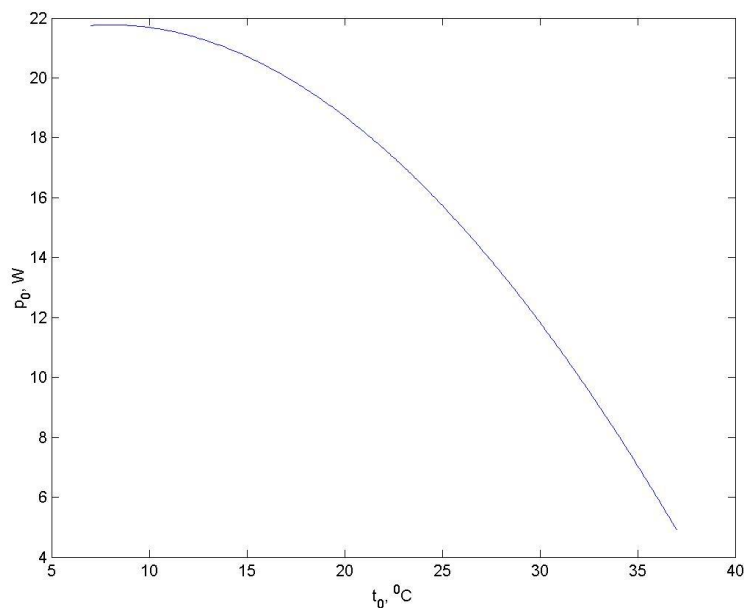


Рис 8. Зависимость затрат мощности в системе охлаждения хладагента от прироста теплосъема.

Увеличение теплосъема в четыре раза потребует затрат мощности не менее 21 Вт, что соответствует 8% от отбираемой мощности.

Список литературы.

1. *А.М. Цирлин, А.А. Ахременков, Об оптимальной организации систем нагрева и охлаждения. ТОХТ, №1, 2012, том 46, 109-114*
2. *А.М. Цирлин, А.А. Ахременков, Об оптимальной организации систем охлаждения на примере платы суперкомпьютера. Программные системы: теория и приложения, № 1(1), 2010, с. 61–73*
3. *Миронова В.А., Амелькин С.А., Цирлин А.М. Математические методы термодинамики при конечном времени, // М.: Химия, 2000.*
4. *Кухлинг Х. Справочник по физике. - М., Мир, 1985*