

УДК 621.577.004.18

DOI: <http://dx.doi.org/10.20535/0203-377130201573171>

Олишевский И. Г.<sup>1</sup>, студент

## ОБОСНОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ ТЕПЛОАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ОТОПЛЕНИЯ

**En** The prospect of application of heat pumps (HS) in the field of heating and cooling is due, on the one hand, the need to burn on modern combined heat and power (CHP) boilers and fossil fuels, whose reserves in the world is constantly shrinking. On the other hand, fuel combustion is accompanied by significant air emissions of harmful gases - nitrogen oxides, carbon dioxide, carbon monoxide, sulfur oxides, and many others, it has a significant impact on the environment, living organisms, climate and atmosphere. Heat pump heating systems represent one of the most effective alternative means of solving the problem. heating systems based on heat pumps in most cases, are even more effective than by individual power plants and boilers. Heat pumps are widely used for heating of residential and office buildings in Sweden, Germany, the United States and other countries with similar climatic conditions with Ukraine.

However, for each heat pump heating system, there is a limit of heating the coolant temperature at which the system consumes the same amount of energy (in

---

<sup>1</sup> Государственное ВУЗ «Национальный горный университет»

terms of conventional fuel), and that the boiler unit, and the subsequent increase in load heat pump is more energy-intensive than the boiler. As a result, use bivalent heating systems, which are a combination of heat pump and boiler to be connected at the moments of peak loads. But when using dual mode heating circuit must be used expensive boilers with capacity not less than 60% of the total load, which is economically disadvantageous. In addition, the price of gas has a strong tendency to continuous improvement.

Therefore, it was suggested and analytically substantiated this way increase the efficiency of the heat pump, as an increased number of heat pumps which refrigerant sequentially heated to the desired temperature.

Thus, using an automated methodology developed, it analyzed and determined that the most efficient intermediate refrigerant heating temperature for the two-stage heat pump heating systems is the temperature 40 ... 45 ° C. When this conditional fuel economy up to 12% in comparison with a boiler, or for a single stage HS high thermal load in heating mode and removes the need to use a gas boiler peak.

In addition, it was determined that the most energy efficient circuit is a heat pump system with three-stage intermediate refrigerant temperature values 30 ° C and 60 ° C, which provides the most uniform distribution of the load on the compressors.

**Ua**

Аналітично проаналізовано різноманітні багатоступеневі схеми застосування теплового насосу в системі опалення і обґрунтовано вибір найбільш раціональних варіантів та значень проміжних температур нагріву хладагенту

## **Введение**

В современных условиях тепловые насосы (ТН) имеют перспективы внедрения в системах теплоснабжения основных отраслей хозяйства: промышленных предприятиях, сельскохозяйственном производстве, жилищно-коммунальном секторе, курортно-оздоровительных и спортивных комплексах. Основные функции ТН – производить тепло (для отопления и горячего водоснабжения зданий), а также производить холод, который используется в системе кондиционирования воздуха.

Перспективность применения тепловых насосов в области тепло- и холодоснабжения обусловлена, с одной стороны, необходимостью сжигания на современных теплоэлектроцентралях (ТЭЦ) и котельных органического топлива, запасы которого на планете постоянно сокращаются. С другой стороны, сжигание топлива сопровождается значительными выбросами в атмосферу окислов азота, углекислого газа, угарного газа, окислов серы и многих других вредных веществ, которые оказывают существенное влияние на окружающую среду, живые организмы, климат и атмосферу. При использовании же тепловых насосов не происходит сжигания топлива, что делает ТН экологически безопасными [1].

В качестве топлива ТН используют естественную возобновляемую низкопотенциальную тепловую энергию окружающей среды. Источниками такой энергии могут быть вода, воздух, почва, стоковые воды, вентиляци-

онный воздух и другие энергоносители, температура которых находится в границах от 4 до 12°C. Рабочим телом в ТН выступают низкотемпературные жидкости - фреоны, аммиак и другие хладагенты. Считается, что самым надежным и более долговечным источником тепла является почва, поскольку на глубине 15 м и глубже температура в разные времена года постоянная (8–10°C) [2].

Тепловые насосы нашли широкое применение для теплоснабжения жилых и административных зданий в Швеции, Германии, США и других странах со сходными с Украиной климатическими условиями [3].

Однако для каждой теплонасосной системы теплоснабжения существует критическая температура нагрева теплоносителя, при которой данная система потребляет такое же количество энергии (в пересчете на условное топливо), как и котельный агрегат, а при последующем увеличении нагрузки тепловой насос становится более энергозатратным, чем котел. Вследствие этого применяют бивалентные системы отопления, являющиеся комбинацией теплового насоса и водогрейного котла, который подключается в моменты пиковых нагрузок на систему отопления и горячего водоснабжения [4]. Но при использовании бивалентной схемы отопления приходится применять дорогое котельное оборудование значительной тепловой мощности (не менее 60 % от общей нагрузки), что экономически невыгодно. Кроме того, цена на газ имеет стойкую тенденцию к постоянному повышению. Поэтому актуальным является дальнейший поиск способов повышения эффективности теплонасосных систем отопления. Одним из таких способов может быть увеличение количества тепловых насосов, последовательно нагревающих хладагент до нужной температуры.

### **Постановка задачи**

Задачей проведения исследования является анализ и обоснование рациональной промежуточной температуры хладагента в двухступенчатой теплонасосной установке отопления, а также определение рационального количества ступеней теплонасосной установки отопления из условий минимального расхода условного топлива.

### **Основной материал исследования**

Для реализации задачи исследования были определены зависимости расходов условного топлива от конечной температуры теплоносителя для следующих систем отопления: котельной, теплонасосной, двухступенчатой теплонасосной и разных вариантов теплонасосных многоступенчатых установок с целью обоснования выбора самой эффективной из них.

Исходные данные для решения задачи:

- тепловые насосы работают на хладагенте – фреон-11;

- модель построена на холодильных циклах для данного хладагента в  $p, i$  - координатах;
- регулирование тепловой мощности осуществляется с помощью изменения расхода хладагента через компрессор каждого теплового насоса.

При решении задачи на основании  $p, i$  – диаграммы данного фреона (рис. 1) все изображенные процессы были выражены в виде функций от температуры конденсации  $t_k$ .

Так, для базовой одноступенчатой схемы ТН температура испарения  $t_u$  была принята постоянной и равной  $0^\circ\text{C}$ , а соответствующая ей энтальпия  $i_1$  с  $p, i$  – диаграммы равна  $388$  кДж/кг. С учетом этого, зависимости энтальпии на входах в конденсатор и, соответственно, в испаритель от температуры конденсации имеют вид:

$$i_b(t_k) = 200,285 + 0,797 t_k + 0,000917 t_k^2, \quad (1)$$

$$i_a(t_k) = \frac{443 - 388}{100} t_k + 388. \quad (2)$$

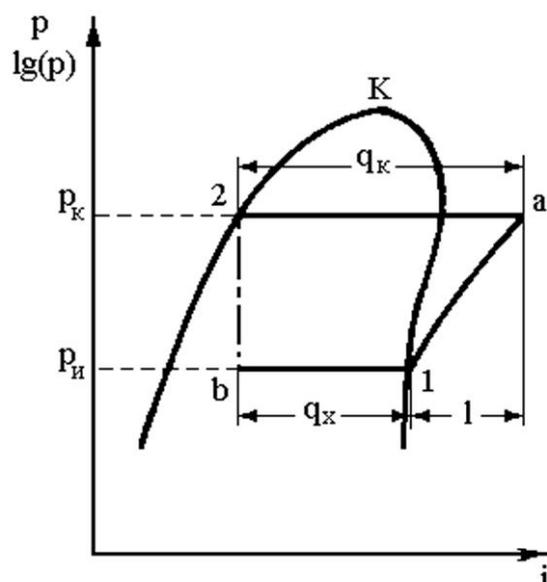


Рис. 1. Холодильный цикл теплового насоса

В выражении (1) применена аппроксимация в виде полинома второй степени, а в выражении (2) – линейная интерполяция.

Зависимость температуры конденсации от температуры теплоносителя на выходе из ТН будет:

$$t_k(t_{np}) = t_{np} + 5. \quad (3)$$

Тогда функциональные зависимости основных параметров холодильного цикла определяем в следующем виде [5]:

- удельная нагрузка конденсатора

$$q_k(t_k) = i_a(t_k) - i_b(t_k); \quad (4)$$

– удельная холодопроизводительность

$$q_x(t_k) = i_1 - i_b(t_k); \quad (5)$$

– удельная теоретическая работа компрессора

$$l_k(t_k) = i_a(t_k) - i_1; \quad (6)$$

– массовый расход хладагента в контуре

$$M_x(t_k) = \frac{Q_o}{q_k(t_k)}, \quad (7)$$

где  $Q_o$  – тепловая нагрузка системы отопления;

– коэффициент преобразования теплового насоса

$$\psi(t_k) = \frac{q_k(t_k)}{l_k(t_k)}. \quad (8)$$

Отсюда мощность на валу компрессора теплового насоса в зависимости от температуры конденсации будет:

$$N_k(t_k) = \frac{l_k(t_k) M_x(t_k)}{\eta_a \eta_m}, \quad (9)$$

где  $\eta_a$  – адиабатный ККД компрессора;

$\eta_m$  – механический ККД компрессора.

Далее аналогично были составлены выражения, соответствующие уравнениям (1) – (9), для холодильных циклов с температурами испарения: 15°C, 30°C, 45°C, 60°C, 75°C.

Для решения задачи были использованы методы анализа и численного моделирования, реализованные в среде пакета *Mathcad 14*.

При этом, все расчеты проводились для тепловой нагрузки на систему отопления 1 МВт.

При сравнении параметров одноступенчатой теплонасосной и котельной установок было определено, что, при достижении температуры теплоносителя критического значения 84,5°C, расходы условного топлива обеих систем совпадали, а при последующем росте температуры теплоносителя расход условного топлива в ТН становился больше, чем в котле.

Поэтому была исследована двухступенчатая теплонасосная установка (рис. 2.), в которой в первом ТН осуществляется предварительное нагревание теплоносителя до промежуточной температуры  $t_{np}$ , а затем во втором ТН осуществляется доведение температуры хладагента до конечной температуры. В зависимости от промежуточной температуры  $t_{np}$  были проведены расчеты параметров двухступенчатой теплонасосной установ-

ки: мощности на валу компрессоров  $N_k$ , кВт; холодильной мощности ТН  $Q_x$ , кВт; коэффициента преобразования энергии  $\psi$ ; суммарные расходы условного топлива теплонасосной системы  $B_\Sigma$ , кг/с.

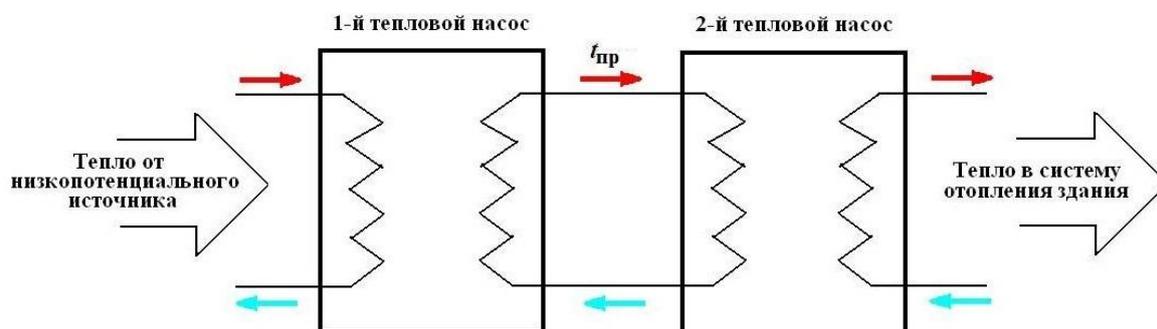


Рис. 2. Схема двухступенчатой теплонасосной установки

Результаты расчетов для вышеуказанной критической температуры теплоносителя  $84,5^\circ\text{C}$  отображены в табл. 1.

Таблица 1.

Параметры двухступенчатой теплонасосной установки в зависимости от промежуточной температуры

$t_{пр},$ $^\circ\text{C}$	Первый ТН			Второй ТН			$\Sigma N_k,$ кВт	$B_\Sigma,$ кг/с
	$N_k,$ кВт	$Q_x,$ кВт	$\psi$	$N_k,$ кВт	$Q_x,$ кВт	$\psi$		
-	409,6	688,7	3,213	-	-	-	409,6	0,03792
15	59,79	708,1	16,58	324,3	753,5	4,057	384,1	0,03556
30	115,4	723,1	9,244	248,9	810,8	5,286	364,3	0,03373
45	180,1	724,6	6,294	182,3	861,5	7,219	362,4	0,03355
60	255,9	718,2	4,693	114,9	912,7	11,45	370,8	0,03433
75	340,8	695	3,684	60,48	954	21,75	401,3	0,03715

Из графически отображенных данных по расходам условного топлива двухступенчатой теплонасосной системы (рис. 3) видно, что оптимальное значение промежуточной температуры нагревания будет около  $40^\circ\text{C}$ , что дает до 12 % экономии топлива в сравнении с котлом или одноступенчатым ТН. При этом мощности на валах обоих компрессоров достигают практически одинакового значения, а коэффициенты преобразования практически в 2 раза превышают значение аналогичного коэффициента для одноступенчатого ТН.

Далее было проведено исследование по сравнению энергоэффективности различных схем ступенчатых теплонасосных систем с различным

количеством ступеней и различными значениями промежуточных температур теплоносителя между степенями (рис. 4).

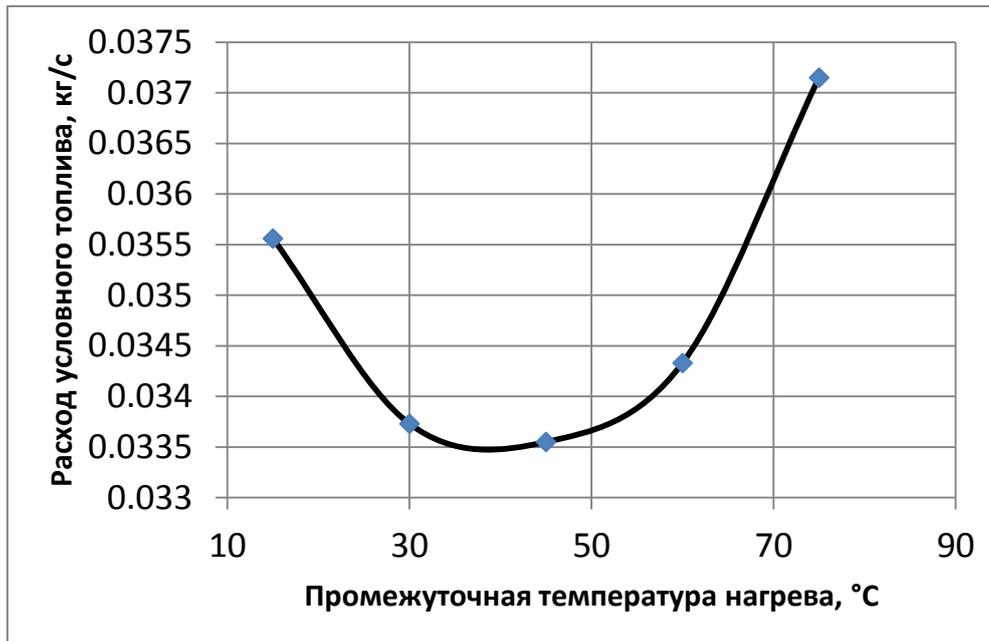


Рис. 3. Зависимость расхода условного топлива двухступенчатой теплонасосной системы от промежуточной температуры нагревания

Исходные данные по тепловой нагрузке и конечной температуре теплоносителя были приняты такими же, как и для рассмотренной выше двухступенчатой системы.

В результате расчетов для каждого варианта схемы были получены значения основных параметров тепловых насосов, входящих в состав соответствующих систем. В табл. 2 приведены данные по мощностям на валах компрессоров для соответствующих вариантов схем.

Таблица 2.

Параметры разных вариантов схем ступенчатых теплонасосных установок

№	$N_{k1}$ , кВт	$N_{k2}$ , кВт	$N_{k3}$ , кВт	$N_{k4}$ , кВт	$N_{k5}$ , кВт	$N_{k6}$ , кВт	$\Sigma N_k$ , кВт
1	59,71	61,13	63,6	68,43	71,92	60,48	385,3
2	116,4	-	124,5	-	114,9	-	355,8
3	60,71	62,15	64,66	182,3	-	-	369,8
4	115,6	-	64,66	182,3	-	-	362,6
5	59,85	262,8	-	-	-	60,48	383,1
6	252,1	-	-	-	71,92	60,48	384,5
$t_{np}$ ,	-	15°C	30°C	45°C	60°C	75°C	-

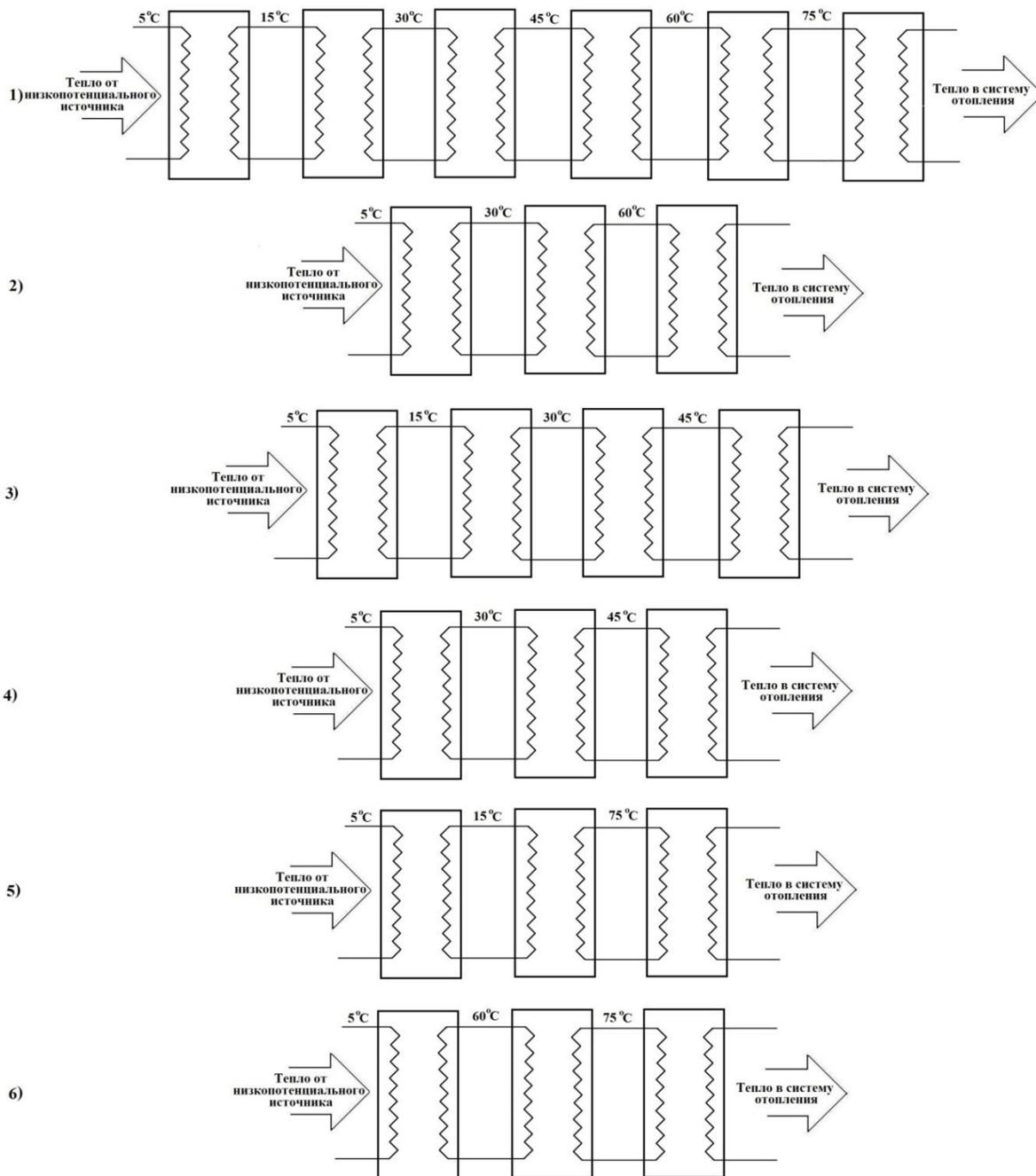


Рис. 4. Варианты схем ступенчатых теплонасосных систем

Проанализировав полученные данные, можно сделать вывод о том, что самым эффективным является вариант № 2, в котором задействована трехступенчатая система с делением интервала промежуточных температур нагрева через каждые  $30^{\circ}\text{C}$  (рис. 5). Она имеет меньший расход условного топлива даже в сравнении с вариантом № 1 (деление интервала промежуточных температур нагрева через каждые  $15^{\circ}\text{C}$ ), поскольку увеличение коэффициентов преобразования входящих в систему тепловых насосов нивелируется суммарными функциональными потерями энергии в компрессорах в результате увеличения их количества вдвое (до 6).

Вариант № 2 является более экономным по сравнению с двухступенчатой установкой, которая была рассмотрена выше, но незначительно ( $B_{\Sigma}$  меньше на 1,6 %).

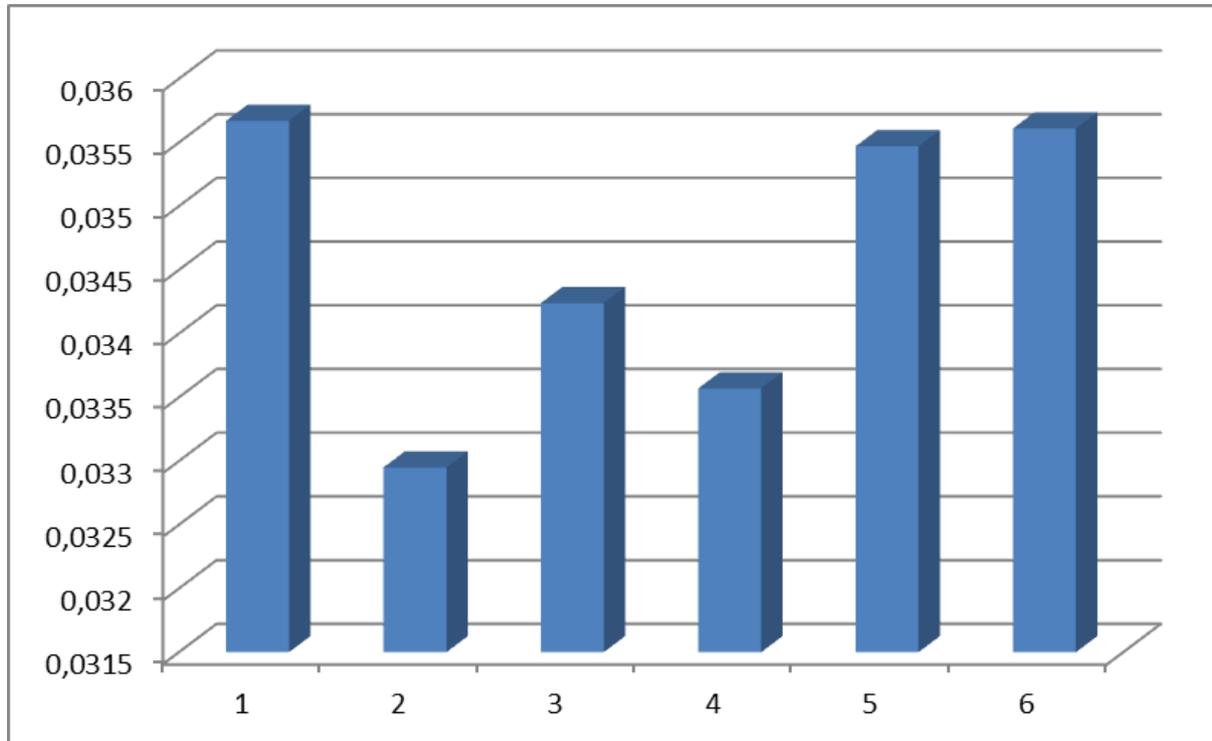


Рис. 5. Расходы условного топлива  $B_{\Sigma}$  [кг/с] для разных вариантов схем ступенчатых теплонасосных установок

## Выводы

1. Наиболее рациональной промежуточной температурой нагрева теплоносителя для двухступенчатой теплонасосной системы отопления является температура 40–45°C, что дает существенную экономию расхода условного топлива от 12 % и выше (для конечных температур теплоносителя ниже критической) в сравнении с котлом и снимает потребность в применении пикового газового котла.
2. По результатам сравнительного анализа различных схем ступенчатых теплонасосных установок самой энергоэффективной, с точки зрения минимального расхода условного топлива, является трехступенчатая теплонасосная установка с промежуточными температурами нагрева хладагента 30°C и 60°C, что обеспечивает также наиболее равномерное распределение нагрузки на компрессоры. Но следует заметить незначительное преимущество этой установки в сравнении с двухступенчатой системой, поэтому с учетом капитальных затрат выбор может быть сделан в пользу двухступенчатой установки.

**Список использованной литературы**

1. *Разумний Ю. Т.* Енергозбереження [Текст]: навч. посіб. / Ю. Т. Разумний, В. Т. Заїка, Ю. В. Степаненко – Д.: Нац. гірн. ун-т, 2005.– 166 с.
2. *Твайделл У. А.* Возобновляемые источники энергии [Текст] / У. А. Твайделл. – М.: Энергоиздат, – 1990. – 392 с.
3. *Корчемний М.* Енергозбереження в агропромисловому комплексі [Текст] / М. Корчемний, В. Федорейко, В. Щербань. – Тернопіль: Видво: Підручники і посібники, 2001. – 976 с.
4. *Слепко В. В.* Обоснование рациональных параметров теплового насоса в системе теплоснабжения здания [Текст] / В. В. Слепко, Г. С. Олишевский, В. Е. Олишевская // Матеріали XII Міжнародної науково-практичної конференції «Людина і космос» (7 – 9 квіт. 2010 р.). – Д., 2010. – С. 359.
5. *Рей Д.* Тепловые насосы [Текст]: пер. с англ. / Д. Рей, Д. Макмайкл.– М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.