# Определяне на пределния топлинен поток на топлообменник с термосифони

Веселка Камбурова, Милен Венев

***Determination the limit heat flow of heat exchanger with thermosyphons:*** *The methodology for calculation of limit heat flows in thermosyphons is presented. The influencing factors are indicated. The sonic, flooding and boiling heat transfer limits are calculated. The dependence of the boiling limit heat flow from the absolute pressure is represented.*

***Key words:*** *Boiling heat transfer limit, Flooding heat transfer limit, Sonic heat transfer limit, Thermosyphon.*

## ВЪВЕДЕНИЕ

Постоянно нарастващите цени на горивата поставят все по-остро въпроса за оползотворяване на отпадната топлина на изходящите димните газове, получени при изгаряне на газообразни, течни или твърди горива. Един от възможните начини за оползотворяване на тази топлина е посредством използването на топлообменник с термосифони.

Термосифоните са много ефективни устройства, конструкцията им е сравнително проста, но ефективното им използване се сблъсква с непълноти в познаването на топло и масообоменните процеси, протичащи в тях. Те са подложени на редица ограничения, които определят максималната топлинна енергия, която може да се пренесе при предварително определени експлоатационни условия [1, 5].

Сложността на процесите, протичащи в двуфазния термосифон се определя от факта, че това е затворена система, в която едновременно протичащите термодинамични,топлообменни и хидродинамични процеси си влияят взаимно. Това не позволява да се използват директно добре известните теоретични зависимости.

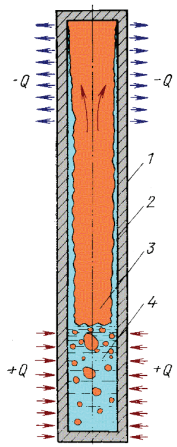
Целта на тази работа е да се намерят подходящи зависимости и се изчисля възможните ограничения на максималния топлинен поток, който може да се предаде от термосифон, използван във водонагревател, разработен и изследван от колектив.

## ТЕОРЕТИЧНА ПОСТАНОВКА

### 1. Устройство и принцип на действие на двуфазен термосифон

Закритият изпарителен двуфазен термосифон представлява вертикална или наклонена топлинна тръба, запълнена на около 25 - 30 % с течност при налягане по-ниско от атмосферното. Термосифонът е съставен от три отделни зони - изпарителна (зона на нагряване), адиабатна (транспортна) и кондензаторна (зона на охлаждане). В изпарителната зона (долната част на тръбата) към работния флуид се предава топлина от димните газове към работната течност, която се изпарява, като получената пара се издига в горната част на тръбата, където отдава топлината на кондензация през металната тръба, обтичана от студен флуид (течност или газ). Полученият кондензат се стича по вътрешната странична повърхност на термосифона под действие на гравитационните сили. Между зоните на изпарение и кондензация е разположена адиабатната зона, която в зависимост от конструкцията на топлообменния апарат може да има различни размери или практически да липсва [3].

Принципната схема на термосифона е представена на фиг.1, където 1 е корпус, 2 - стичащ се филм кондензат, 3 - пари, 4 - изпаряваща се течност.




*Фиг.1. Конструкция на термосифон*

**2. Ограничения при пренасянето на топлина**

Физичните процеси, протичащи в термосифона, създават редица ограничения на максималната топлинна мощност и определят областта на параметрите,при които се осигурява нормална работа на термосифона:

- капилярно ограничение - способност на дадената капилярна структура да осигурява циркулация на топлоносителя го определена граница;
- звуково ограничение - при достигане на звукова скорост от потока пара в определена част на термосифона, най-често в началото на кондензаторната зона;
- вискозно ограничение - триене в парната фаза при ниски налягания, ограничаващо циркулацията на топлоносителя;
- ограничение при кипене на топлоносителя, при което може да възникне кризисен ефект;
- ограничения при топлопредаването.

В термосифона течната и паровата фаза се движат в различни посоки. Парата има много по-висока скорост от течността, което води до възникване на сили, възпрепятстващи стичането на течността. Така се нарушава устойчивостта на стичането на течния филм. Течната фаза се увлича от паровата във възходяща посока, връща се в кондензаторната част на термосифона и я "наводнява".

В литературата [4, 5] са предложени редица емпирични формули за изчисляване на пределния топлинен поток от "наводняване" За термосифон с параметрите а този, използван в разработения от колектива топлообменен апарат [2] се препоръчва използването на следната зависимост [5]:

$$q_{enc} = 0.64\left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.13}\left(\frac{d}{4l_e}\right)^{0.66} h_{lv}\left[g\sigma\rho_v^2(\rho_l-\rho_v)\right]^{1/4}, \quad (1)$$

където $\rho_l$ и $\rho_v$ са плътности на течността и парата, kg/m$^3$; $d$ - вътрешен диаметър на тръбата, m; $l_e$ - дължина на изпарителния участък, m; $h_{lv}$ - специфична топлина на парообразуване, KJ/kg.K; g - земно ускорение, m/s$^2$; σ - повърхностно напрежение, N/m.

В някои термосифони при ниски налягания на парата и големи относителни обеми скоростта на парата в края на изпарителната зона може да достигне скоростта на звука. този случай протича дроселиране на парата и блокиране на паровия поток. За определяне на звуковия предел се препоръчва следната емпирична зависимост [5]:

$$q_{son} = 0.474 h_{lv} A_v (\rho_v p_v)^{0.5} \quad (2)$$

Ограниченията при кипене се наблюдават при голям брой работни флуиди в термосифони, към които постъпват големи топлинни потоци в изпарителя. Това ограничение се наблюдава голямо нагряване на изпарителната част на термосифона, когато пристенният слой течност се прегрява и тя се изпарява. Контактът на течността с повърхността се нарушава и настъпва кипене на парите във вид на филм, когато се достига така нареченият критичен топлинен поток $q_{crit}$. При този топлинен поток генерираните мехурчета се обединяват в паров филм, който термоизолира стената на тръбата. Поради лошата топлопроводимост на парата, температурата на стената продължава да се увеличава и се създават условия за възникване върху стената на сухи петна.

За определяне на пределния топлинен поток се препоръчва използването на следните емпирични формули [4, 5]:

$$q_{boi} = q_{crit} C^2 \left[ 0.4 + 0.012 \frac{d}{2} \sqrt{\frac{g(\rho_l - \rho)}{\sigma}} \right]^2 \tag{3}$$

$$q_{crit} = 0.142 \sqrt{\rho_v} [g\sigma(\rho_l - \rho_v)]^{1/4} \tag{4}$$

$$C = A' \left(\frac{d}{l_c}\right)^{-0.44} \left(\frac{d}{l_e}\right)^{0.55} \left(\frac{V_l}{V_e}\right)^{n'} , \tag{5}$$

където:

$A' = 0.538$ и $n' = 0.13$ при $\frac{V_l}{V_e} \leq 0.35$

$A' = 3.54$ и $n' = 0.37$ при $\frac{V_l}{V_e} \geq 0.35$

**3. Фактори, влияещи върху пределния топлинен поток**

В литературата се обсъждат редица фактори, влияещи върху пределния топлинен поток [1, 3]:

- степен на запълване на термосифона с топлоносител;
- геометрични размери на термосифона;
- ориентация на термосифона в пространството и конструктивните му размери;
- налягане на парите на топлоносителя.

Установено е [1], че пределният топлинен поток зависи от степента на запълване с топлоносител само в диапазона от 2 до 18 %. В нашите изследвания се разглеждат термосифони със степен на запълване от 25 до 35 %, поради което няма подробно да разглеждаме този фактор.

Геометричните размери и ориентацията на термосифона в пространството оказват значително влияние върху топлинния поток, но при конструиране на топлообменника много често има ограничения в пространството и няма голяма възможност да се варира с тези параметри при всеки конкретен случай.

Налягането в теромсифона оказва съществено влияние върху пределния топлинен поток, тъй като от налягането и температурата на насищане зависят свойствата на топлоносителя [1]. Налягането на топлоносителя зависи от начина на вакуумиране на термосифона.

## РЕЗУЛТАТИ И ОБСЪЖДАНЕ

Използвайки емпиричните зависимости (1) - (5) са изчислени пределните топлинни потоци: при кипене, от "наводняване"и звуков за условията, при които работят термосифоните в разглеждания от колектива топлообменник [2].

В Таблица 1 са представени получените резултати за термосифон,запълнен с

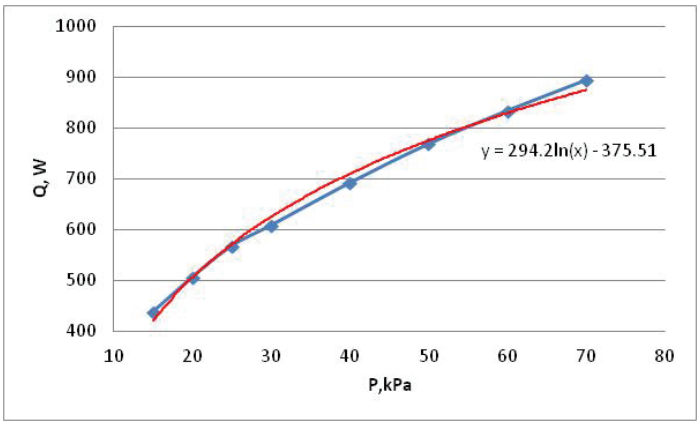
дестилирана вода при абсолютно налягане в тръбата 15 kPa.

***Таблица 1. Пределен топлинен поток***

| Пределен топлинен поток | $Q_{limit}$, W |
|---|---|
| "наводняване" | 3496 |
| звуков | 32566 |
| при кипене | 439 |

Най-малката стойност има пределният граничен поток при кипене. Това е лимитиращата стойност за един термосифон. Лимитиращата стойност за целия топлообменник се определя като произведение на броя на термосифоните и граничния топлинен поток.

Направено е числено изследване на влиянието на абсолютното налягане в термосифона върху пределния топлинен поток при кипене, който е определящ в разглеждания случай. Получените резултати са представени на фигура 2. Получената зависимост е апроксимирана с логаритмична крива. С нарастване на налягането в тръбата пределният топлинен поток плавно нараства.




***Фиг.2. Зависимост на пределния топлинен поток от абсолютното налягане***

При конструиране на топлообменни апарати с термосифони трябва да се отчита както зависимостта на граничния топлинен поток от налягането,така и термодинамичната зависимост между температурата на насищане и налягането. Във всеки конкретен случай трябва да се определи оптималното налягане на база двете зависимости.

Трябва да се отчете и фактът, че в промишлени условия е много трудно да се постигне точна зададената стойност на разреждането във всички термосифони, инсталирани в един топлообменник. Това се дължи на използваната технология при вакуумиране. При експлоатация разреждането в тръбата се променя,което води и до промяна на пределния топлинен поток.

## ИЗВОДИ

1. Представена е методика за определяне на пределния топлинен поток и са разгледани факторите, влияещи върху стойността му.

2. На базата на тази методика е изчислен пределният топлинен поток за разглеждания термосифон.

3. Изследвана е зависимостта на пределния топлинен поток от абсолютното налягане в термосифона. Получената зависимост има логаритмичен характер.

4. На база получената зависимост и термодинамичната зависимост между налягането и температурата на насищане за конкретния топлоносител може да се определи оптималното налягане в термосифона за всеки конкретен топлообменник.

## ЛИТЕРАТУРА

[1]. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика, 2-е изд., доп. и перераб. - Киев: Факт, 2005. - 704 с. - ISBN 966-359-045-9

[2]. Венев М., Ил. Илиев, В. Камбурова, А.Терзиев, Ст. Лазаров. изследване на ефективността на оребрени термосифонен водонагревател при различни режими на работа на парогенератор ПКГ-4. В: XIX Научна конференция с международно участие, Созопол, ТУ-София, 2014, стр. 240-248, ISBN 1314-5371.

[3]. Илиев И.,Методи и средства за ефективно оползотворяване на отпадъчна топлина от нископотенциални парогазови потоци, Издателство на РУ, 2013, ISBN 978-619-90013-9-4

[4]. M.R. Sarmasti Emami, Mathematical Modeling of Thermosyphon Heat Exchanger for Energy Saving

[5]. Manteli M., Thermosyphon Technology for Industrial Applications in Heat Pipes and Solid Sorption Transformations edited by L. Vasiliev and S. Kakac, CRC Press, 2013 ISBN 9781466564145

**За контакти:**

Доц. д-р инж. Веселка Камбурова, Русенски университет “Ангел Кънчев”, GSM: 0885 955 347, e-mail: vkambourova@enconservices.com

Маг. инж. Милен Венев Русенски Университет, гр. Русе 7017, ул. “Студентска” №8, +359 883 333 425, m_venev@abv.bg

**Докладът е рецензиран.**