

FEDERÁLNÍ ÚŘAD
PRO VYNÁLEZY

POPIS VYNÁLEZU

K AUTORSKÉMU OSVĚDČENÍ

273 410

(21) PV 7879-88.S
(22) Přihlášeno 30 11 88

(40) Zveřejněno 12 07 90
(45) Vydáno 03 02 92

(11)

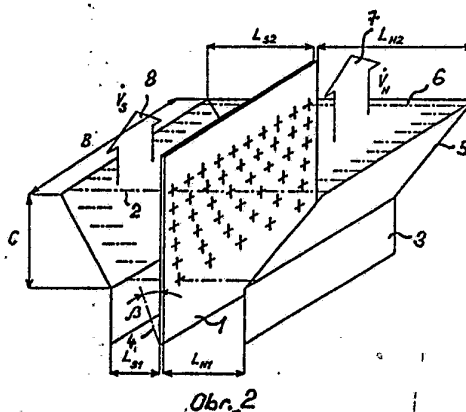
(13) B1

(51) Int. Cl.⁵
F 28 D 15/00

(75) Autor vynálezu OŠLEJŠEK OLDŘICH ing. CSc., BRNO

(54) Výměník tepla s gravitačními tepelnými
trubicemi

(57) Řešení se týká výměníku tepla s gravitačními tepelnými trubicemi, u něhož tepelné trubice mají rozšířený povrch a jsou umístěny výparným koncem ve větvi horkého chladicího prostředí a kondenzačním koncem ve větvi studeného chladicího prostředí. Účelem řešení je zvýšit termickou účinnost výměníku tepla, čehož se dosáhne tím, že délka tepelných trubíc a jejich počet v rovnoběžných řadách se zvětšuje směrem k výstupům proudů obou chladicích prostředí.



Vynález se týká výměníku tepla s gravitačními tepelnými trubicemi, u něhož tepelné trubice mají rozšířený povrch a jsou umístěny výparným koncem ve větvi horkého chladicího prostředí a kondenzačním koncem ve větvi studeného chladicího prostředí.

Výměník tepla tohoto druhu se používá zejména pro chlazení vzduchu v primárním chladicím okruhu zavřeného elektrického stroje točivého, tedy ve větvi horkého chladicího prostředí, z níž se teplo odvádí tepelnými trubicemi do sekundárního chladicího okruhu, tedy do větve studeného chladicího prostředí, kde proudí vzduch z vnějšího prostředí.

Pokud má elektrický stroj točivý jednostranný závislý ventilační systém, což znamená, že chladicí prostředí primárního okruhu, zpravidla vzduch, ale například i vodík, u jednoho štítu elektrického stroje točivého do stroje vstupuje a u druhého štítu stroje ze stroje vystupuje, přičemž ventilátory primárního i sekundárního chladicího okruhu jsou nasazeny na hřídeli stroje, mívá výměník tepla převážně souproudé uspořádání. Oba ventilátory jsou totiž umístěny na stejné, přední straně stroje, aby vzdálenost ložiska a čepu hřídele stroje byla od aktivního tělesa rotoru stroje na zadní straně elektrického stroje točivého co nejmenší z důvodu mechanického namáhání hřídele stroje. Chladicí prostředí z obou radiálních ventilátorů, umístěných blízko vedle sebe na hřídeli stroje, vstupuje bezprostředně do výměníku tepla, jehož konstrukce je z důvodu jednoduchosti souproudého typu. Z hlediska termické účinnosti a rovnoměrného využití chladicích ploch tepelných trubic není však obecně toto souproudé uspořádání výměníku tepla výhodné.

Výše uvedené nedostatky jsou odstraněny u výměníku tepla podle vynálezu, jehož podstata spočívá v tom, že délka tepelných trubic a jejich počet v rovnoběžných řadách se zvětšuje směrem k výstupům proudů obou chladicích prostředí.

Výhodou výměníku tepla podle vynálezu zejména je, že prodlužováním tepelných trubic a zvětšováním jejich počtu v rovnoběžných řadách se dosahuje zrovnoměnění přenášeného tepelného výkonu v řadách tepelných trubic, následujících ve směru proudů chladicích prostředí za sebou. Patříčně prodloužená tepelná trubice, vložená v místě menšího teplotního rozdílu mezi teplotou proudů horkého chladicího prostředí a teplotou proudů studeného chladicího prostředí, může přenášet stejný tepelný výkon jako kratší tepelná trubice, vložená v místě většího teplotního rozdílu proudů obou chladicích prostředí. Řešení podle vynálezu má ještě tu výhodnou vlastnost, že se malý vstupní ventilační průřez, odpovídající ventilačnímu průřezu výstupního otvoru z elektrického stroje točivého, postupně ve výměníku tepla podle vynálezu rozšiřuje a přitom se zaplňuje větším počtem tepelných trubic tak, aby zůstal volný ventilační průřez mezi tepelnými trubicemi zachován a tím zachována rychlost proudění obou chladicích prostředí mezi tepelnými trubicemi, tedy zachován i součinitel přestupu tepla. Ve ventilačním průřezu výměníku tepla podle vynálezu je potom rozdělení proudů obou chladicích prostředí rovnoměrnější než v případě jeho náhlého rozšíření z malého výstupního ventilačního průřezu stroje do velkého ventilačního vstupního průřezu známého řešení souproudého výměníku tepla se stejným počtem tepelných trubic konstantní délky v každé řadě, jak je dosud svazek tepelných trubic u těchto stávajících souproudých výměníků tepla navrhován. Při rovnoměrném rozdělení proudů obou chladicích prostředí ve směru rozšiřujícího se průřezu výměníku tepla podle vynálezu se také docílí nejmenší hydraulický odpor proudění obou chladicích prostředí výměníkem tepla. Hydraulický odpor výměníku tepla podle vynálezu klesne také z toho důvodu, že při konstantní rychlosti proudů obou chladicích prostředí ve všech řadách tepelných trubic je nejhustší až jejich poslední řada u výstupu proudů chladicích prostředí z výměníku tepla, přičemž všechny ostatní řady tepelných trubic jsou řidší, a proto mají menší hydraulický odpor. Za výměníkem tepla podle vynálezu vystupuje proud studeného chladicího prostředí do neomezeného okolního prostoru a proud horkého chladicího prostředí do relativně velkého ventilačního průřezu stroje, a to v obou větvích chladicích prostředí rovnoměrně.

Příklad provedení výměníku tepla podle vynálezu je znázorněn na výkresech, kde značí obr. 1 teplotní diagram souproudého výměníku tepla, obr. 2 výměník tepla s postupně se rozšiřujícím průřezem kolmo na směr průchodu proudů obou chladicích prostředí a s postupně

narůstajícím počtem tepelných trubíc v rovnoběžných řadách ve směru od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla k jejich výstupu z něj v axonometrickém pohledu, a to s otevřenou boční stěnou, obr. 3 rozmístění tepelných trubíc, jejichž povrch je rozšířen žebrováním, v jednotlivých rovnoběžných řadách při pohledu ve směru jejich os, a obr. 4 graf vztahu mezi efektivností ε výměníku tepla a poměrem φ teplosměnných ploch.

Z obr. 1 je zřejmé, že u výměníku tepla, obsahujícího svazek tepelných trubíc 2, nejsou řady tepelných trubíc 2 na výstupu proudů obou chladicích prostředí z výměníku tepla využity, neboť teplotní rozdíl Δt_2 mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí a přenášený tepelný výkon jsou zde nejmenší. Na diagramu je na vodorovné ose nanesena délková souřadnice vzdálenosti x od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla ve směru jeho hloubky C , na svislé ose je nanesen teplotní rozdíl $\Delta t(x)$ mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí v x -té řadě tepelných trubíc 2 ve vzdálenosti x od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla, přičemž u počátku souřadnic, tj. v bodě 0, odpovídajícímu vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla, je maximální teplotní rozdíl Δt_1 mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí na tomto jejich vstupu do nádoby 5 výměníku tepla, přičemž na výstupu proudů obou chladicích prostředí z výměníku tepla, tedy v bodě C , který odpovídá hloubce C nádoby 5 výměníku tepla, jak je zřejmé podle obr. 2, je vyznačen minimální teplotní rozdíl Δt_2 mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí na jejich výstupu z výměníku tepla. Je zde rovněž vyznačen pokles Δt_H teploty proudu horkého chladicího prostředí při jeho průchodu od vstupu do nádoby 5 výměníku tepla ve směru její hloubky C a vzrůst Δt_S teploty proudu studeného chladicího prostředí ve stejném směru hloubky C nádoby 5 výměníku tepla. Plnými křivkami je znázorněn teplotní diagram stávajícího řešení souproutého výměníku tepla konstantního průřezu a čárkovanými křivkami je znázorněn teplotní diagram souproutého výměníku tepla podle vynálezu s postupně se rozšiřující teplosměnnou plochou tepelných trubíc 2 ve směru hloubky C nádoby 5 výměníku tepla, což je případ kompenzovaného výměníku tepla. Horní křivky diagramu se týkají objemového průtočného množství V_H proudu horkého chladicího prostředí, spodní křivky diagramu se týkají objemového průtočného množství V_S proudu studeného chladicího prostředí. Odtud je zřejmé, že využití tepelných trubíc 2 lze i při souproutém uspořádání průchodu proudů obou chladicích prostředí výměníkem tepla zrovnoměrnit, jestliže se teplosměnné povrchy tepelných trubíc 2 zvětšují ve směru průchodu proudů obou chladicích prostředí nádobou 5 výměníku tepla. Když se přitom zvětšuje v dalších řadách i počet tepelných trubíc 2, lze původní charakteristický průběh teplot proudů obou chladicích prostředí v souproutém výměníku tepla, jemuž podle obr. 1 odpovídají plné křivky, změnit na libovolný průběh, například lineární, vyznačený v diagramu čárkovanými křivkami. Přitom může být tepelný výkon, přenášený postupně jednotlivými řadami tepelných trubíc 2, rovnoměrný, nebo může klesat, což odpovídá podkompenzovanému výměníku tepla, popřípadě může stoupat, což odpovídá překompenzovanému výměníku tepla.

U výměníku tepla podle vynálezu, vyznačeného na obr. 2, jsou gravitační tepelné trubice 2 upevněny v dělicí desce 1 kolmo na ni, přičemž dělicí deska 1 svírá se svislou rovinou 4 úhel α . Výparný konec těchto gravitačních tepelných trubíc 2 je přitom uspořádán níže než jejich kondenzační konec. Dělicí deska 1 je umístěna v nádobě 5, navazující na vzduchovod 3 a rozšiřující se lineárně, podobně jako jednostranný plochý difuzor, od vstupu proudů obou chladicích prostředí k jejich výstupům, a odděluje větev horkého chladicího prostředí od větve studeného chladicího prostředí. Šířka B nádoby 5 výměníku tepla podle vynálezu je všude stejná. Na obr. 2 jsou vyznačeny jen osy tepelných trubíc 2 u krajů jejich svazku, a to v první řadě tepelných trubíc 2 a v poslední řadě tepelných trubíc 2. U jiných řad tepelných trubíc 2 je osa naznačena jen na koncích tepelných trubíc 2. Ve větvi horkého chladicího prostředí je délka L_{H1} úseků tepelných trubíc 2 v jejich první řadě na vstupu proudů obou chladicích prostředí do nádoby 5 výměníku tepla nejmenší,

přičemž délka L_{H2} úseků tepelných trubíc 2 v jejich poslední řadě na výstupu proudů obou chladicích prostředí z nádoby 5 výměníku tepla je největší. Směr průchodu objemového průtočného množství V_H proudů horkého chladicího prostředí je zde znázorněn nahoru směřující první šipkou 7. Rovněž tak ve větvi studeného chladicího prostředí v nádobě 5 výměníku tepla je délka L_{S1} úseku tepelných trubíc 2 v jejich první řadě na vstupu proudů obou chladicích prostředí do nádoby 5 výměníku tepla nejmenší a délka L_{S2} úseků tepelných trubíc 2 v jejich poslední řadě na výstupu proudů obou chladicích prostředí největší. Směr průchodu objemového průtočného množství V_S proudů studeného chladicího prostředí je na obr. 2 znázorněn nahoru směřující druhou šipkou 8.

Průchody tepelných trubíc 2 dělicí deskou 1 jsou vyznačeny křížky. V místě průchodu dělicí deskou 1 je žebrování na tepelných trubicích 2 odstraněno nebo vytmeleno. Podle toho jsou průchozí otvory v dělicí desce 1 přiměřeně větší, než je vnější průměr hladké válcové plochy tepelných trubíc 2, opatřovaných žebry, například radiálními, nebo než je obalový vnější průměr takto provedených ožebrovaných tepelných trubíc 2, vztažený na obvod vrcholů žeber.

Proud horkého chladicího prostředí vstupuje do nádoby 5 výměníku tepla podle vynálezu vstupním ventilačním průřezem S_{H1} a vystupuje výstupním ventilačním průřezem S_{H2} větve horkého chladicího prostředí, přičemž proud studeného chladicího prostředí vstupuje do nádoby 5 výměníku tepla vstupním ventilačním průřezem S_{S1} a vystupuje výstupním ventilačním průřezem S_{S2} větve studeného chladicího prostředí. Protože tepelné trubice 2 pracují na základě působení gravitační síly při stékání kondenzátu ze studené kondenzační části do horké výparné části tepelných trubíc 2, je dělicí deska 1 odkloněna od svislé roviny 4 výměníku tepla o úhel β , který s výhodou činí alespoň 10° .

Z obr. 3 je zřejmé, že v první řadě tepelných trubíc 2 na vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla je jejich počet N_1 nejmenší a tento jejich počet u dalších řad tepelných trubíc 2 ve směru hloubky C nádoby 5 výměníku tepla, to znamená, ve směru od vstupu proudů obou chladicích prostředí do nádoby 5 výměníku tepla k jejich výstupu z ní, narůstá, převážně postupně, až do počtu N_n v poslední n -té řadě tepelných trubíc 2 na výstupu proudů obou chladicích prostředí z výměníku tepla. Jejich možné rozmístění je na obr. 3 znázorněno ve směru od jedné boční stěny 6 nádoby 5 výměníku tepla podle vynálezu. Hodnoty tepelných odporových činitelů α a součinitelů α přestupu tepla se budou nacházet mezi hodnotami, platnými pro uspořádání tepelných trubíc 2 přesazené a řadové. V obou případech je poměrná podélná rozteč

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{d} = \frac{D}{d} = \text{konst.},$$

kde je

- σ_2 poměrná podélná rozteč mezi tepelnými trubicemi 2 ve směru hloubky C výměníku tepla,
- s_2 podélná rozteč mezi tepelnými trubicemi 2 ve směru hloubky C výměníku tepla,
- d vnější průměr hladké válcové plochy tepelných trubíc 2, v uvažovaném případě ožebrovaných radiálními žebry,
- D obalový vnější průměr ožebrovaných tepelných trubíc 2, vztažený na obvod vrcholů jejich radiálních žeber o výšce h , tj. $D = d + 2 \cdot h$.

Vlivem klesající poměrné příčné rozteče

$$\sigma_{1\bar{x}} = \frac{s_{1\bar{x}}}{d},$$

kde je

$\sigma_{1\bar{x}}$ poměrná příčná rozteč mezi tepelnými trubkami $\underline{2}$ ve směru šířky $\underline{B}$ výměníku tepla v $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubek $\underline{2}$ ve vzdálenosti $\bar{x}$ od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla ve směru jeho hloubky $\underline{C}$,

$s_{1\bar{x}}$ příčná rozteč mezi tepelnými trubkami $\underline{2}$ ve směru šířky $\underline{B}$ výměníku tepla v $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubek $\underline{2}$ ve vzdálenosti $\bar{x}$ od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla ve směru jeho hloubky $\underline{C}$,

mezi tepelnými trubkami $\underline{2}$ v jejich $\bar{x}$ -té řadě, tepelný odporový činitel ζ_0 i součinitel α přestupu tepla, popřípadě Nusseltovo číslo, porostou nepatrně ve směru průchodu proudů obou chladicích prostředí s druhou a pátou odmocninou z hodnoty poměrné příčné rozteče σ_{11} tepelných trubek $\underline{2}$ v jejich první řadě, jak lze usuzovat ze známých empirických korelací pro obě obecně definované veličiny poměrných roztečí σ_2 a σ_1 tepelných trubek $\underline{2}$ při zachovaných ostatních veličinách, především stálé rychlosti průchodu proudů obou chladicích prostředí v nejužším místě mezi tepelnými trubkami $\underline{2}$. Podle této podmínky se potom určuje počet tepelných trubek $\underline{2}$ v jejich příslušné $\bar{x}$ -té řadě.

V dalším budou odvozeny vztahy pro rozměrové parametry výměníku tepla podle vynálezu při zadávaných veličinách:

$\dot{Q}$ přenesený tepelný výkon výměníku tepla,

Δt_1 uvažovaný maximální teplotní rozdíl mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí na vstupu do výměníku tepla,

$\dot{V}_H$ objemové průtočné množství proudu horkého chladicího prostředí,

$\dot{V}_S$ objemové průtočné množství proudu studeného chladicího prostředí,

v_H rychlost průchodu proudu horkého chladicího prostředí, a/nebo

$S_{H\bar{n}}$ celkový ventilační průřez mezi tepelnými trubkami $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí ve směru šířky $\underline{B}$ výměníku tepla v poslední $\bar{n}$ -té řadě tepelných trubek $\underline{2}$ ve vzdálenosti $\bar{x}$ od vstupu proudu horkého chladicího prostředí do výměníku tepla, rovné právě hloubce $\underline{C}$ výměníku tepla a související také s výstupním ventilačním průřezem ze stroje.

Součinitel prostupu tepla, který je dán obecným vztahem

$$k = \frac{d_S \cdot d_H}{d_S + d_H \cdot \frac{L_H}{L_S}},$$

kde je

$\dot{k}$ součinitel prostupu tepla, vztažený na plochu vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc 2 ve větvi horkého chladicího prostředí,

$\dot{\alpha}_S$ součinitel přestupu tepla ve větvi studeného chladicího prostředí,

$\dot{\alpha}_H$ součinitel přestupu tepla ve větvi horkého chladicího prostředí,

L_S délka úseků tepelných trubíc 2 ve větvi studeného chladicího prostředí,

L_H délka úseků tepelných trubíc 2 ve větvi horkého chladicího prostředí,

bude v celém prostorovém rozsahu nádoby 5 výměníku tepla podle vynálezu zhruba konstantní, když budou součinitelé $\dot{\alpha}_S$ a $\dot{\alpha}_H$ přestupu tepla z vnějšího povrchu tepelných trubíc 2 konstantní, tj. když bude rychlost v_S průchodu proudu studeného chladicího prostředí i rychlost v_H průchodu proudu horkého chladicího prostředí konstantní a když bude poměr délky $L_{H\bar{x}}$ úseku tepelných trubíc 2 ve větvi horkého chladicího prostředí k délce $L_{S\bar{x}}$ úseku tepelných trubíc 2 ve větvi studeného chladicího prostředí v příslušné $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubíc 2 konstantní, tedy když bude pro poměr délky L_{H1} úseku tepelných trubíc 2 ve větvi horkého chladicího prostředí k délce L_{S1} úseku tepelných trubíc 2 ve větvi studeného chladicího prostředí v jejich první řadě, uspořádané na vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla, a pro poměr délky L_{H2} úseků tepelných trubíc 2 ve větvi horkého chladicího prostředí k délce L_{S2} úseků tepelných trubíc 2 ve větvi studeného chladicího prostředí v jejich poslední $\bar{n}$ -té řadě, uspořádané na výstupu obou proudů chladicích prostředí z výměníku tepla podle vynálezu, platit vztah

$$\frac{L_{H1}}{L_{S1}} = \frac{L_{H2}}{L_{S2}}.$$

Pokud je například dán počet $N_{\bar{x}}$ tepelných trubíc 2 v jejich uvažované $\bar{x}$ -té řadě a pokud je v této $\bar{x}$ -té řadě dána velikost příčné rozteče $s_{1\bar{x}}$ mezi tepelnými trubícemi 2 ve směru šířky B výměníku tepla, je konstantní celkový ventilační průřez $S_{H\bar{x}}$ mezi tepelnými trubícemi 2 ve větvi horkého chladicího prostředí v jejich $\bar{x}$ -té řadě dán vztahem

$$S_{H\bar{x}} = \frac{\dot{V}_H}{v_H} = N_{\bar{x}} \cdot (s_{1\bar{x}} - d_e) \cdot L_{H\bar{x}} = (\underline{B} - N_{\bar{x}} \cdot d_e) \cdot L_{H\bar{x}} = \text{konst.}, \quad (1)$$

kde je

$S_{H\bar{x}}$ celkový ventilační průřez mezi tepelnými trubícemi 2 ve větvi horkého chladicího prostředí ve směru šířky B výměníku tepla v $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubíc 2 ve vzdálenosti $\bar{x}$ od vstupu proudu horkého chladicího prostředí do výměníku tepla ve směru jeho hloubky C,

$N_{\bar{x}}$ počet tepelných trubíc 2 v jejich $\bar{x}$ -té řadě,

$L_{H\bar{x}}$ délka úseků tepelných trubíc 2 ve větvi horkého chladicího prostředí v jejich $\bar{x}$ -té řadě,

d_e efektivní průměr ožebrovaných tepelných trubíc 2, který je dán vztahem

$$\dot{d}_e = \dot{d} + \frac{\dot{\sigma} \cdot \dot{h}}{t},$$

kde je

$\dot{\sigma}$ tloušťka žeber,

$\dot{h}$ výška žeber,

t rozteč žeber na tepelné trubici 2.

Rostoucí tepelná vodivost $g_{1\bar{x}}$ ve větvi horkého chladicího prostředí v příslušné $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubíc 2 ve směru od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla k jejich výstupu z něj je dána vztahem

$$g_{1\bar{x}} = N_{\bar{x}} \cdot k \cdot A_1 \cdot L_{H\bar{x}},$$

kde je

$g_{1\bar{x}}$ tepelná vodivost ve větvi horkého chladicího prostředí v $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubíc 2,

A_1 povrch ožebrované tepelné trubice 2, vztažený na její jednotkovou délku.

Na jedné $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubíc 2 se přenesse tepelný výkon

$$\dot{Q}_{\bar{x}} = \frac{\dot{Q}}{\bar{n}} = g_{1\bar{x}} \cdot \Delta t(\bar{x}) = g_{1\bar{x}} \cdot \left[\Delta t_1 - (\Delta t_1 - \Delta t_2) \cdot \frac{\bar{x}}{C} \right],$$

kde je

$\dot{Q}_{\bar{x}}$ přenášený tepelný výkon na jedné $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubíc 2,

$\bar{n}$ počet řad tepelných trubíc 2 výměníku tepla ve směru jeho hloubky C, pro který obecně platí

$$\bar{n} = \frac{C}{D} = \frac{C}{\dot{d} + 2 \cdot \dot{h}},$$

$\Delta t(\bar{x})$ teplotní rozdíl mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí v $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubíc 2 ve vzdálenosti $\bar{x}$ od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla ve směru jeho hloubky C,

Δt_2 uvažovaný minimální teplotní rozdíl mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného prostředí v poslední $\bar{n}$ -té řadě tepelných trubíc 2 na výstupu z výměníku tepla,

$\bar{x}$ vzdálenost $\bar{x}$ -té řady tepelných trubíc $\underline{2}$ od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla ve směru jeho hloubky $\underline{C}$,

$\underline{C}$ hloubka výměníku tepla,

přičemž se v přiměřeném zjednodušení předpokládá že se hodnota maximálního teplotního rozdílu Δt_1 mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí na vstupu do výměníku tepla mění ve směru hloubky $\underline{C}$ výměníku tepla na hodnotu minimálního teplotního rozdílu Δt_2 mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí na výstupu z výměníku tepla lineárně, jak je na obr. 1 vyznačeno čárkovaně.

Pomocí dříve uvedeného vztahu pro tepelnou vodivost $g_{1\bar{x}}$ ve větvi horkého chladicího prostředí v dané $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubíc $\underline{2}$ a pomocí rovnice (1), upravené pro délku $L_{H\bar{x}}$ úseků tepelných trubíc $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí v $\bar{x}$ -té řadě tepelných trubíc $\underline{2}$, se získá pro počet $N_{\bar{x}}$ tepelných trubíc $\underline{2}$ v této jejich $\bar{x}$ -té řadě vtaž

$$N_{\bar{x}} = \frac{\frac{B}{d_e}}{1 + \frac{k \cdot A_1 \cdot S_{H\bar{x}} \cdot \bar{n} \cdot \Delta t_1 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right) \cdot \frac{\bar{x}}{C} \right]}{Q \cdot d_e}} \quad (2)$$

který představuje nelineární závislost. Pokud se volí poslední $\bar{n}$ -tá řada tepelných trubíc $\underline{2}$ o počtu

$$N_{\bar{n}} = \frac{B}{D}$$

v jejich nejtěsnějším uspořádání, vychází s využitím rovnice (1) délka L_{H2} úseků tepelných trubíc $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí v této jejich poslední $\bar{n}$ -té řadě, uspořádané na výstupu proudů obou chladicích prostředí z výměníku tepla, podle vztahu

$$\frac{L_{H2}}{D} = \frac{\frac{S_{H\bar{n}}}{B - N_{\bar{n}} \cdot d_e}}{1 - \frac{d_e}{D}} = \frac{\frac{S_{H\bar{n}}}{B}}{1 - \frac{d_e}{D}},$$

kde je

$S_{H\bar{n}}$ celkový ventilační průřez mezi tepelnými trubícemi $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí ve směru šířky B výměníku tepla v poslední $\bar{n}$ -té řadě tepelných trubíc $\underline{2}$ ve vzdálenosti $\bar{x}$ od vstupu proudu horkého chladicího prostředí do výměníku tepla ve směru jeho hloubky $\underline{C}$, kde tato vzdálenost $\bar{x}$ je uvažována jako právě rovna hloubce $\underline{C}$ výměníku tepla,

a z rovnice (2) pro vzdálenost $\bar{x}$ poslední $\bar{n}$ -té řady tepelných trubíc $\underline{2}$ od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla, rovnou právě jeho hloubce $\underline{C}$, lze potom stanovit celkový počet $\bar{n}$ řad tepelných trubíc $\underline{2}$ ve výměníku tepla podle vynálezu

$$\bar{n} = \frac{\dot{Q} \cdot (D - d_e)}{k \cdot A_1 \cdot S_{H\bar{n}} \cdot \Delta t_2} \quad (3)$$

S využitím rovnice (2) pro počet $N_{\bar{x}}$ tepelných trubíc $\underline{2}$ v jejich $\bar{x}$ -té řadě, pro kterou ve vztahu rozměru výměníku tepla ve směru jeho hloubky $\underline{C}$ a celkového počtu $\bar{n}$ uspořádaných řad tepelných trubíc $\underline{2}$ obecně platí

$$\frac{\bar{x}}{\bar{C}} = \frac{\bar{x} - 1}{\bar{n} - 1},$$

lze odvodit vztah

$$N_{\bar{x}} = \frac{\frac{B}{d_e}}{1 + \frac{D - d_e}{d_e} \cdot \frac{t_1}{t_2} \cdot 1 - \left(1 - \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right) \cdot \frac{\bar{x} - 1}{\bar{n} - 1}}, \quad (4)$$

a odtud tedy například pro počet N_1 tepelných trubíc $\underline{2}$ v jejich první řadě, uspořádané na vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla platí

$$N_1 = \frac{\frac{B}{d_e}}{1 + \frac{D - d_e}{d_e} \cdot \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}},$$

přičemž pro délku L_{H1} úseků tepelných trubíc $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí v jejich první řadě platí

$$L_{H1} = \frac{S_{H1}}{B} \cdot \left[1 + \frac{1}{\frac{D}{d_e} - 1} \cdot \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} \right].$$

Dosud nevyjádřený minimální teplotní rozdíl Δt_2 mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí na výstupu z výměníku tepla se určí podle vztahu

$$\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = \frac{\Delta t_1 - \frac{\dot{Q}}{C_H} - \frac{\dot{Q}}{C_S}}{\Delta t_1} = 1 - \varepsilon \cdot (1 + \mu), \quad (5)$$

kde je

ε efektivnost výměníku tepla,

C_H tepelná kapacita proudu horkého chladicího prostředí,

C_S tepelná kapacita proudu studeného chladicího prostředí,

μ poměr tepelné kapacity C_H proudu horkého chladicího prostředí k tepelné kapacitě C_S proudu studeného chladicího prostředí

$$\mu = \frac{C_H}{C_S},$$

přičemž efektivnost ε výměníku tepla je dána vztahem

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\Delta t_1 \cdot C_H},$$

s tím, že tepelná kapacita C_H proudu horkého chladicího prostředí se určí podle vztahu

$$C_H = \rho_H \cdot c_{pH} \cdot \dot{V}_H,$$

kde je

ρ_H měrná hmotnost horkého chladicího prostředí,

c_{pH} měrná tepelná kapacita proudu horkého chladicího prostředí,

a tepelná kapacita C_S proudu studeného chladicího prostředí se určí podle vztahu

$$C_S = \rho_S \cdot c_{pS} \cdot \dot{V}_S,$$

kde je

ρ_S měrná hmotnost studeného chladicího prostředí,

c_{pS} měrná tepelná kapacita proudu studeného chladicího prostředí,

a pokud platí obvyklá podmínka, že hodnota tepelné kapacity C_H proudu horkého chladicího prostředí je menší než hodnota tepelné kapacity C_S proudu studeného chladicího prostředí.

Protože byl v předchozím uvažován lineární pokles teplotního rozdílu $\Delta t(\bar{x})$ mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí od maximálního teplotního rozdílu Δt_1 na vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla k minimálnímu teplotnímu rozdílu Δt_2 na jejich výstupu z výměníku tepla, je možné stanovit střední hodnotu teplotního rozdílu Δt_m mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí podle vztahu

$$\Delta t_m = \frac{\dot{Q}}{k \cdot A_H} = \frac{\Delta t_1 + \Delta t_2}{2} = \frac{\Delta t_1}{2} \cdot \left[2 - \varepsilon \cdot (1 + \mu) \right],$$

kde je

$\dot{A}_H$ celková teplosměnná plocha vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí u souproutého výměníku tepla podle vynálezu, rozšiřujícího se ve směru jeho hloubky $\underline{C}$ od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla k jejich výstupu z něj,

přičemž u předchozího vztahu je výraz v jeho prvním jmenovateli, vyjadřující součin součinitele k prostupu tepla, vztaženému na plochu vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí, a celkové teplosměnné plochy $\dot{A}_H$ vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí u výměníku tepla podle vynálezu dán vztahem

$$\dot{k} \cdot \dot{A}_H = \frac{2 \cdot \varepsilon \cdot C_H}{2 - \varepsilon \cdot (1 + \mu)} = \frac{\varepsilon \cdot C_H}{1 - \frac{\varepsilon \cdot (1 + \mu)}{2}} = \dot{k} \cdot A_1 \cdot \sum L_H, \quad (6)$$

kde je

$\sum L_H$ celková délka úseku všech tepelných trubíc $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí, pro kterou platí

$$\sum L_H = \sum_{\bar{x}=1}^{\bar{n}} N_{\bar{x}} \cdot L_{H\bar{x}}$$

S využitím uvedeného vztahu pro celkovou délku $\sum L_H$ úseků všech tepelných trubíc $\underline{2}$ uspořádaných ve výměníku tepla podle vynálezu ve větvi horkého chladicího prostředí, dále s využitím rovnice (1) pro délku $L_{H\bar{x}}$ úseků tepelných trubíc $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí v jejich příslušné $\bar{x}$ -té řadě, dále s využitím rovnice (4) při nahrazení výrazu

$$\frac{B}{N_{\bar{x}} \cdot d_e} - 1$$

a rovněž s využitím rovnice (5) pro poměr maximálního teplotního rozdílu Δt_1 mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí na vstupu do výměníku tepla k minimálnímu teplotnímu rozdílu Δt_2 mezi teplotou proudu horkého chladicího prostředí a teplotou proudu studeného chladicího prostředí na výstupu z výměníku tepla, se získá pro celkovou délku $\sum L_H$ úseků všech tepelných trubíc $\underline{2}$ ve větvi horkého chladicího prostředí vztah

$$\sum L_H = \frac{1}{D - d_e} \cdot \sum_{\bar{x}=1}^{\bar{n}} \frac{s_{H\bar{x}} \cdot [1 - \varepsilon \cdot (1 + \mu)]}{1 - \frac{\varepsilon \cdot (1 + \mu) \cdot (\bar{x} - 1)}{\bar{n} - 1}}. \quad (7)$$

V případě, že je třeba stanovit celkovou délku $\sum L_S$ úseků všech tepelných trubíc $\underline{2}$ ve větvi studeného chladicího prostředí, vychází se z dříve uvedeného poměru

$$\frac{L_{H1}}{L_{S1}} = \frac{L_{H2}}{L_{S2}} = \frac{L_H}{L_S} = \frac{1}{\kappa},$$

odkud pak pro celkovou délku $\sum L_S$ úseků všech tepelných trubíc 2 ve větvi studeného chladicího prostředí přiměřeně platí

$$\sum L_S = \kappa \cdot \sum L_H.$$

Jak je z rovnice (6) patrné, platí pro dříve uvedený součin součinitel k prostupu tepla a celkové teplosměnné plochy $\dot{A}_H$ vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc 2 ve větvi horkého chladicího prostředí, vztahený na tepelnou kapacitu C_H proudu horkého chladicího prostředí, vztah

$$\frac{k \cdot \dot{A}_H}{C_H} = \frac{\varepsilon}{1 - \frac{\varepsilon \cdot (1 + \mu)}{2}},$$

zatímco v případě dosud užívaného řešení souproutého výměníku tepla, nerozšiřujícího se ve směru jeho hloubky od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla k jejich výstupu z něj, je tento výraz definován známým vztahem

$$\frac{k \cdot \dot{A}_{HS}}{C_H} = - \ln \frac{1 - \varepsilon \cdot (1 + \mu)}{1 + \mu},$$

kde je

$\dot{A}_{HS}$ celková teplosměnná plocha vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc ve větvi horkého chladicího prostředí u známého porovnatelného řešení souproutého výměníku tepla, nerozšiřujícího se ve směru jeho hloubky od vstupu proudů obou chladicích prostředí od výměníku tepla k jejich výstupu z něj.

Porovnáním těchto výrazů lze definovat poměr φ_{SP} celkové teplosměnné plochy $\dot{A}_{HS}$ vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc ve větvi horkého chladicího prostředí dosud užívaného řešení souproutého výměníku tepla, nerozšiřujícího se ve směru jeho hloubky od vstupu proudů obou chladicích prostředí do výměníku tepla k jejich výstupu z něj, vůči celkové teplosměnné ploše $\dot{A}_H$ vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc 2 ve větvi horkého chladicího prostředí u souproutého výměníku tepla podle vynálezu

$$\varphi_{SP} = \frac{\dot{A}_{HS}}{\dot{A}_H} = \frac{- \left[1 - \frac{\varepsilon \cdot (1 + \mu)}{2} \right] \cdot \ln [1 - \varepsilon \cdot (1 + \mu)]}{\varepsilon \cdot (1 + \mu)} \quad (8)$$

Na obr. 4 je vyznačena obecná závislost poměru φ celkových teplosměnných ploch ožebrovaných tepelných trubíc 2 ve větvi horkého chladicího prostředí na poměru k tepelných kapacit proudů obou chladicích prostředí a efektivnosti ε výměníku tepla, odkud je zřejmé, že hodnota poměru φ_{sp} podle rovnice (8) je větší než jedna, což znamená, že u řešení souproutého výměníku tepla podle vynálezu dojde při stejném přenášeném tepelném výkonu k úspoře materiálu gravitačních tepelných trubíc 2 oproti stávajícím porovnatelným řešením souproutého výměníku tepla. K určité úspoře materiálu tepelných trubíc 2 lze u souproutého výměníku tepla podle vynálezu dospět i vůči známým řešením protiproutého výměníku tepla, jak je názorně vyznačeno na obr. 4 čárkovanými křivkami pro poměr φ_{pp} celkové teplosměnné plochy A_{HP} vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc ve větvi horkého chladicího prostředí porovnatelného užívaného řešení protiproutého výměníku tepla, nerozšiřujícího se ve směru jeho hloubky, tedy ve smyslu průchodu protiběžných proudů obou chladicích prostředí, vůči celkové teplosměnné ploše A_H vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc 2 ve větvi horkého chladicího prostředí u souproutého výměníku tepla podle vynálezu. Toto tvrzení se opírá o rovnici (9)

$$\varphi_{PP} = \frac{A_{HP}}{A_H} = \frac{- \left[1 - \frac{\varepsilon \cdot (1 + k)}{2} \right] \cdot \ln \frac{1 - \varepsilon}{1 - \varepsilon \cdot k}}{\varepsilon \cdot (1 - k)}, \quad (9)$$

kde je

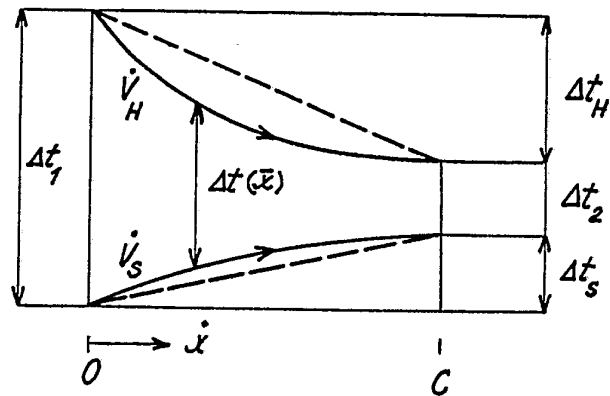
A_{HP} celková teplosměnná plocha vnějšího povrchu ožebrovaných tepelných trubíc ve větvi horkého chladicího prostředí u známého porovnatelného řešení protiproutého výměníku tepla, nerozšiřujícího se ve směru jeho hloubky, tj. ve smyslu průchodu protiběžných proudů obou chladicích prostředí výměníkem tepla.

PŘEDMĚT VYNÁLEZU

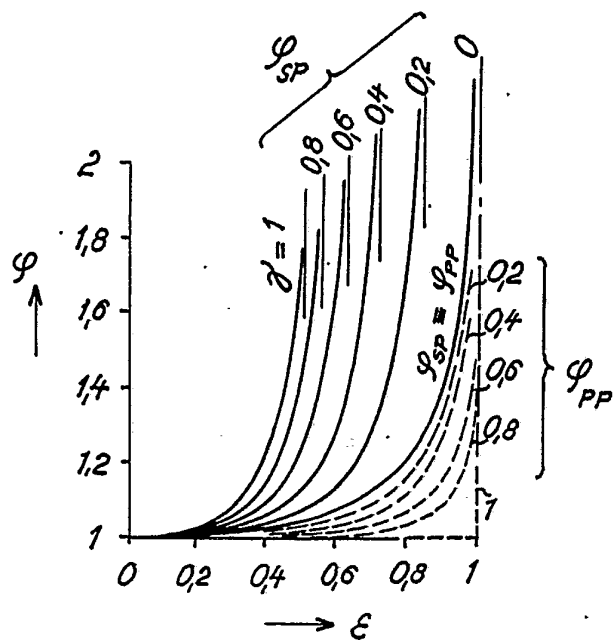
1. Výměník tepla s gravitačními tepelnými trubícemi, u něhož tepelné trubice mají rozšířený povrch a jsou umístěny výparným koncem ve větvi horkého chladicího prostředí a kondenzačním koncem ve větvi studeného chladicího prostředí, vyznačující se tím, že délka tepelných trubíc (2) a jejich počet v rovnoběžných řadách se zvětšuje směrem k výstupům proudů obou chladicích prostředí.

2. Výměník podle bodu 1, vyznačující se tím, že tepelné trubice (2) jsou upevněny v dělicí desce (1) kolmo na ni, dělicí deska (1) svírá se svislou rovinou (4) úhel (β), přičemž výparný konec tepelných trubíc (2) ve větvi horkého chladicího prostředí je umístěn níže než jejich kondenzační konec ve větvi studeného chladicího prostředí, a dělicí deska (1) je umístěna v nádobě (5), rozšiřující se ve směru od vstupu proudů obou chladicích prostředí k jejich výstupům, a odděluje větev horkého chladicího prostředí od větve studeného chladicího prostředí.

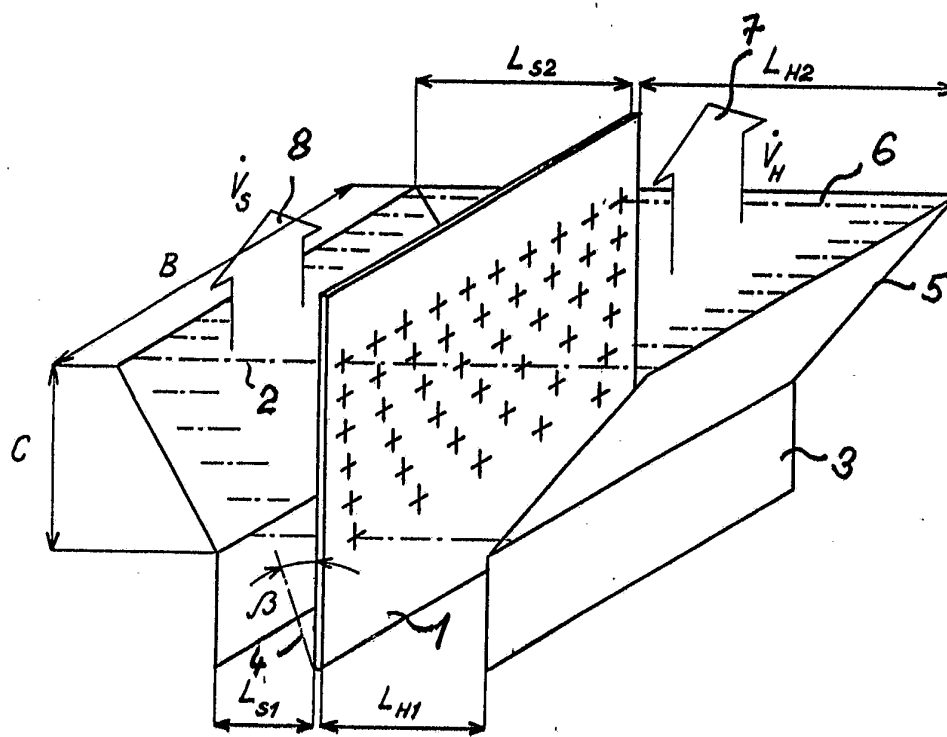
2 výkresy



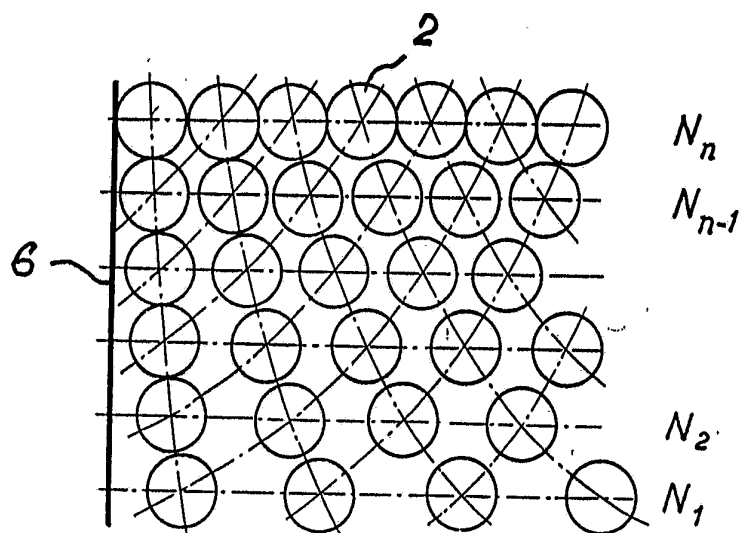
Obr. 1



Obr. 4



Obr. 2



Obr. 3