

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ



REKUPERACE TEPLA VE SPRCHÁCH

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Zadání bakalářské práce

Téma práce: **Rekuperace tepla ve sprchách**
Heat Recovery in shower

Zásady pro zpracování:

Řešte experimentální metodou tepelnětechnické vlastnosti výměníku používaného ke zpětnému získávání tepla ve sprchách. Experimentálně testujte různé možnosti zapojení výměníku tepla a stanovte závislost mezi dosahovanou účinností a teplotou odpadní vody. Měření realizujte v halových laboratořích Ústavu techniky prostředí.

Rozsah textové části práce: min. cca 30 normovaných stran

Anotace

Cílem práce je popsání problematiky sdílení tepla a experimentální naměření tepelnotechnických vlastností výměníku. Dále stanovit pomocí kalorimetrické metody tepelnou úsporu výměníku a účinnost přenosu tepla výměníku při různých teplotách a průtocích vody.

Anotation

The content of this bachelor work is to describe the problems of heat and experimental measurements of thermal properties of an exchanger.

Furthermore, it is determined with a calorimetric method the saving of a thermal exchanger and the heat transfer efficiency of the exchanger at various temperatures and water flow.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Rekuperace ve sprchách“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Romana Vavříčky, Ph.D., s použitím literatury uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze 23.června 2015

Alexandr Starzinský

Poděkování

V první řadě bych chtěl velmi poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce, panu Ing. Romanu Vavříčkovi, Ph.D., za příkladné vedení této práce, za výborný přístup a za všechny čas, který mi při konzultacích věnoval.

Další díky patří panu Ing. Martinu Bartákovi, Ph.D. za poskytnutou konzultaci a ochotu mi pomoci.

V neposlední řadě chci poděkovat své rodině a blízkým za podporu nejen při psaní bakalářské práce.

Obsah

Zadání bakalářské práce.....	2
Anotace	3
Anotation	4
Prohlášení.....	5
Poděkování.....	6
Použité symboly	9
1 Úvod.....	11
2 Základní sdílení tepla	12
2.1 Sdílení tepla vedením	12
2.1.1 Sdílení tepla vedením rovinnou plochou.....	13
2.1.2 Sdílení tepla vedením válcovou stěnou.....	18
2.2 Přestup tepla.....	23
2.2.1 Podobnostní kritériální rovnice	23
2.3 Prostup tepla.....	25
2.3.1 Prostup tepla válcovou stěnou	25
3 Výměníky tepla	29
3.1 Základní rozdělení výměníků tepla	29
3.1.1 Základní rozdělení podle smyslu proudění.....	29
3.1.2 Základní rozdělení dle způsobu předávání tepelné energie.....	31
3.2 Tepelná bilance výměníků	32
3.2.1 Souproudé výměníky	33
3.2.2 Protiproudé výměníky	36
4 PRAKTICKÁ ČÁST	38
4.1 Popis měřené trati	38

4.2	Stručný popis experimentálního měření	47
4.3	Nastavení programu AMR-Control	48
4.4	Příklad výpočtu	52
4.4.1	Výpočet průtoku studené vody	52
4.4.2	Výpočet tepelné úspory výměníku	53
5	Závěr	58
	Použitá literatura	60
	Seznam obrázků	62
	Seznam tabulek	63
	Seznam příloh.....	63
	Elektronické přílohy (uvedeny na CD).....	63

Použité symboly

Označení	Název	Jednotky
a	Teplotní vodivost	$[m^2 \cdot s^{-1}]$
A	Plocha průřezu	$[m^2]$
B	Šířka	$[m]$
c	Měrná tepelná kapacita	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
\dot{C}	Tepelná kapacita průtoků	$[W \cdot K^{-1}]$
d, D	Průměr	$[m]$
d_h, D_h	Hydraulický průměr	$[m]$
e	Měrná energie	$[J \cdot kg^{-1}]$
k, (k_s)	Součinitel prostupu tepla rovinnou stěnou (složenou)	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
k, (k_s)	Frekvence	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
l	Délka, charakteristický rozměr	$[m]$
l	Latentní teplo	$[J \cdot kg^{-1}]$
L	Délka	$[m]$
\dot{m}	Hmotnostní tok	$[kg \cdot s^{-1}]$
Δp	Přetlak, podtlak	$[Pa]$
q	Měrné teplo	$[J \cdot kg^{-1}]$
q	Hustota tepelného toku	$[W \cdot m^{-2}]$
Q	teplo	$[J]$
\dot{Q}	Tepelný tok	$[W]$
r, R	poloměr	$[m]$
R_λ	Tepelný odpor vedením rovinné stěny	$[W^{-1} \cdot m^2 \cdot K]$
R_λ	Tepelný odpor vedením válcové stěny	$[W^{-1} \cdot m \cdot K]$
S	Povrch tělesa	$[m^2]$
t	Celsiova teplota	$[^\circ C]$
T	Termodynamická teplota	$[K]$
w	Relativní rychlost	$[m \cdot s^{-1}]$
α	Součinitel přestupu tepla	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$
δ	Tloušťka mezní vrstvy, stěny	$[K]$
η	Účinnost	$[-]$

η	Dynamická viskozita	[Pa.s]
λ	Tepelná vodivost	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
ν	Kinetická viskozita	[m ² .s ⁻¹]
ρ	Hustota	[kg.m ⁻³]
τ	Čas	[s]
	Horní indexy značí	
Označení	Název	
'	Teplota na vstupu do výměníku	
“	Teplota na výstupu z výměníku	
	Dolní indexy značí	
Označení	Název	
c	Celkový	
e	Vnější	
i	Vnitřní	
<i>i</i>	<i>i</i> -tá složka	
s	Stěna, povrch	
w	Vodu, tekutinu	
α	Veličinu vztaženou k přestupu tepla	
λ	Veličinu vztaženou na vedení tepla	
1	Tepřejší tekutina	
2	Chladnější tekutina	

1 Úvod

V dnešní době, kdy je kladen maximální důraz na dosahování nejvyšších možných úspor energií, je jakékoliv využití odpadní energie výhodou. Proto je efektivní využití zdrojů jedním z hlavních témat našeho oboru. U moderních obytných budov je příprava teplé vody jedním z nejméně energeticky náročných procesů. Je tedy jasné, že možnosti využití odpadní vody přibývá. Nejčastější způsob je hned u zařizovacích předmětů jako jsou umyvadla, vany a sprchy. Jedním z těchto řešení může být rekuperační výměník pro přímý předehřev studené vody na směšovací baterii daného odběrného místa za využití odpadní vody z připojovacího potrubí kanalizace. Tyto výměníky jsou instalovány u velkých provozů, jako jsou vývařovny, prádelny apod., kde se využívá teplo z odpadní vody. U obytných domů a bytů jsou takovými zařízeními nejčastěji sprchy.

Z teplé vody užívané k osobní hygieně, konkrétně ke sprchování, jejíž teplota se nejčastěji pohybuje od 35°C až 40°C, je využito pouze malé procento tepla a zbytek ohřáté vody je bez užitku vypouštěn do odpadních vod.

V dnešní době se častěji objevují různé technologie pro využití odpadního tepla. Tyto technologie jsou již na takové úrovni, která umožňuje jejich instalaci do obytných bytů a domů. Jedná se o malé sprchové výměníky tepla.

Tato práce měla poskytnout pomocí experimentálního měření informace o tepelné úspoře výměníku a jeho účinnost přenosu tepla u tohoto typu. Měření provedeme v rozsahu několika průtoků a teplot a z těchto získaných dat za pomoci vhodných programů vytvoříme přehlednou souhrnnou tabulku, pro porovnání úspory a účinnosti ve vztahu k průtokům a teplotám. Z daných poznatků při měření dále navrhne vhodné doplňky měřené trati, případně nový způsob zapojení s ohledem na budoucí laboratorní měření.

2 Základní sdílení tepla

Šíření tepla rozdělujeme do více typů dle toho, na jakých fyzikálních principech se teplo v prostoru šíří. A to na sdílení tepla vedením hmotnosti (kondukcí), sdílení tepla prouděním tekutiny (konvekci) a sdílení tepla zářením hmotnosti (radiací).

Sdílení tepla vedením hmotnosti je transport tepelné energie v důsledku mikropohybu molekul, jejichž kinetická energie je úměrná termodynamické teplotě T . Molekuly s vyšší teplotou předávají při srážkách přebytek své kinetické energi molekulám s nižší teplotou. Teplota se šíří vedením v tuhých tělesech a laminární podvrstvě v proudění tekutin.

Sdílení tepla prouděním tekutin představuje transport tepelné energie mikropohybem molekul a shluků molekul. V důsledku viskozity a konečného gradientu rychlosti v hydrodynamické turbulentní vrstvě tekutiny se molekuly s vyšší teplotou při víření vyměňují místo s molekulami s nižší teplotou a tak přenášejí tepelnou energii z oblasti vyšší teploty do oblasti nižší teploty tekutin.

Sdílení tepla zářením hmotnosti je v podstatě elektromagnetické vlnění, jehož energie je úměrná čtvrté mocnině termodynamické teploty T molekul hmotnosti. Zdrojem záření je hmotnost, ale vyzářená energie se v prostoru šíří jako energie elektromagnetických vln. Záření je tedy jediný způsob, jakým je možné transportovat tepelnou energii ve vakuu.[1]

Teplo se šíří mezi tělesy s teplotou vyšší na teplotu nižší všemi třemi způsoby, zpravidla však vždy jeden převyšuje. Pokud zrovna nepojednáváme o extrémních případech vysokých teplot a tlaků, předpokládáme že dochází k šíření tepla v tuhých tělesech pouze vedením a pouze prouděním v případě tekutin. V případě sdílení tepla zářením se tepelná energie transportuje tím více, čím je vyšší termodynamická teplota T . [1][2]

2.1 Sdílení tepla vedením

V tomto případě ke sdílení tepla dochází v důsledku kontaktu hmoty, kdy k přenosu tepelné energie dochází od tělesa s vyšší teplotou do tělesa s nižší. Jak již bylo psáno výše u kapalin a plynů dochází ke sdílení pomocí molekul a u pevných látek pak díky atomům.

Teplo, které se šíří ve směru poklesu teploty ve směru kolmém na izotermickou plochu, tj. ve směru záporného gradientu teploty, vyjadřuje rovnice

$$-\text{grad } T = -\frac{dT}{dn} [\text{K} \cdot \text{m}^{-1}] \quad (1)$$

zde jen jako normála k izotermické ploše. [1]

Množství tepla, které se projde tuhou látkou o ploše S za čas τ , je vyjádřeno *Fourierovým* zákonem

$$Q = -\lambda \text{ grad } T S \tau [\text{J}] \quad (2)$$

V této rovnici λ je tepelná vodivost hmotnosti. Díky tomu se může teplo šířit v tuhých látkách a u tekutin v klidové vrstvě. [1]

Pomocí *Newtonovi* rovnice si můžeme vyjádřit teplo, které přestupuje z proudící kapaliny do povrchu tělesa o ploše S za čas τ . Tekutina má teplotu T a $T_s > T$. Tvar rovnice je pak

$$Q = \alpha(T - T_s) S \tau [\text{J}] \quad (3)$$

zde je α součinitel přestupu tepla tekutin. Součinitel se určuje pomocí vzorců stanovených na experimentálních výsledcích pro jednotlivé případy sdílení tepla. Je tedy patrné, že součinitel přestupu tepla závisí na druhu a stavu tepla tekutiny v termokinetické mezní vrstvě. [1]

Prostup tepla stěnou v sobě zahrnuje přestup tepla z teplejší tekutiny do stěny, vedení tepla stěnou a v poslední fázi přestup tepla ze stěny do chladnější tekutiny.

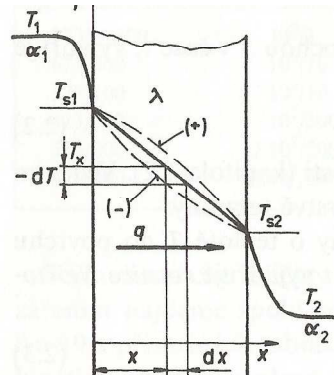
Toto teplo procházející v čase τ z teplejší tekutiny o teplotě T_1 do chladnější o teplotě T_2 přes stěnu o ploše S vyjádříme rovnicí

$$Q = k(T_1 - T_2) S \tau [\text{J}] \quad (4)$$

Ve vzorci k je součinitel prostupu tepla pro stěnu různého tvaru. Tento součinitel určíme vzorcem pro jednotlivé geometrické tvary stěny mezi dvěma tekutinami. [1]

2.1.1 Sdílení tepla vedením rovinnou plochou

Předpokládáme homogenní rovinnou stěnu o tloušťce δ ve směru x , neohraničenou ve směrech y a z . Tepelná vodivost stěny λ je určena pomocí tabulek.



obr. 1 Stacionární teplotní pole při prostupu tepla rovinou stěnou

Fourierův zákon můžeme pro rovinou stěnu při vedení tepla plochou S o tloušťce dx vyjádřit tvarem

$$Q = -\lambda \frac{dT}{dx} S \tau \quad (5)$$

[1]

Při daných podmínkách se teplo šíří pouze ve směru x kolmém na povrch stěny. Tudiž teploty ve směru os y a z budou konstantní. Pak platí vztah

$$\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0 \quad (6)$$

[4]

V souladu s touto podmínkou můžeme vyjádřit diferenciální rovnici vedením tepla pro daný případ vzorcem

$$\frac{d^2 t}{dx^2} = 0 \quad (7)$$

[4]

Teploty na povrchových rovinách stěny jsou $T_{s1} > T_{s2}$ a teplo prochází stěnou vedením ve směru osy x . [1]

Po úpravě rovnice (3) pomocí podílu uvažované plochou S a časem τ , získáme rovnici hustoty tepelného toku q ve tvaru

$$q = \frac{Q}{S} = -\lambda \frac{dT}{dx} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (8)$$

[1]

Pomocí integrace rovnice (4) a meze budou od T_{s1} do T_x , a v druhém integrálu od nuly do x , získáme rovnici teplotního pole ve stěně

$$T_x = T_{s1} - \frac{q}{\lambda} x [K] \quad (9)$$

[1]

Je-li tepelná vodivost stěny λ nezávislá na teplotě, plyne z rovnice (5) lineární průběh teploty ve stěně. Jestliže tepelná vodivost stěny s teplotou roste nebo klesá, je nelineární průběh teploty ve stěně označen v (obr. 1) znaménky plus a minus.[1, str. 45]

Po integraci rovnice (4) v mezích od T_{s1} , do T_{s2} a od nuly do δ plyne pro hustotu tepelného toku vztah

$$q = (T_{s1} - T_{s2}) \left(\frac{\delta}{\lambda} \right)^{-1} = (T_{s1} - T_{s2}) R_{\lambda}^{-1} [W \cdot m^{-2}] \quad (10)$$

Rovnice (10) vyjadřuje, že množství tepla, které projde jednotkou povrchu stěny v jednotce času, je přímo úměrné součiniteli tepelné vodivosti a rozdílu teplot na povřích stěn ($T_{s1} - T_{s2}$). Toto teplo je nepřímo úměrné tloušťce stěny δ . [1][4]

Tepelný tok je určen rozdílem teplot ($(T_{s1} - T_{s2}) = \Delta T$), což nazýváme teplotním spádem a ne absolutní velikostí teplot jak se může zdát. Hustotu tepelného toku nám definuje výraz $\left(\frac{\delta}{\lambda} \right)$ jenž se nazývá tepelnou propustností stěny. [4]

V rovnici (10) vyjadřuje R_{λ} tepelný odpor vedením rovinné stěny. Převrácením hodnoty získáváme tepelnou propustnost vedením rovinné stěny. Čím větší je tepelná vodivost λ , tím menší je tepelný odpor R_{λ} a tím menší je rozdíl povrchových teplot rovinné stěny. Je-li rovinná stěna složena z n vrstev o tloušťkách δ_i a tepelných vodivostech λ_i je tepelný odpor vedením složené rovinné stěny

$$R_{\lambda s} = \sum_1^n R_{\lambda i} = \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} [m^2 \cdot K \cdot W^{-1}] \quad (11)$$

[1]

Hustotu tepelného toku vedením složenou stěnou rovinnou si vyjádříme ve tvaru

$$q = (T_{s1} - T_{s,n+1}) \left(\sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1} [W \cdot m^2] \quad (12)$$

[1]

U stěny s teplejším povrchem rovinné plochy ve styku s tekutinou teplotě $T_1 > T_{s2}$ a jejím součinitelem přestupu tepla α_1 , a je-li chladnější povrch stěny ve styku

s tekutinou o teplotě $T_2 > T_{s2}$, a taktéž se součinitelem přestupu tepla α_2 , bude přestup tepla z tekutiny o vyšší teplotě do stěny a ze stěny do chladnější tekutiny v uvažované ploše S vyjádřen rovnicemi

$$q = \alpha_1(T_1 - T_{s1})S\tau[W \cdot m^2] \quad (13)$$

$$q = \alpha_2(T_{s2} - T_2)S\tau[W \cdot m^2] \quad (14)$$

[1]

Podílem rovnic (13) a (14) plochou S a časem τ , dostáváme pro uvažované tepelné toky přestupem tepla vztahy

$$q = \alpha_1(T_1 - T_{s1}) = (T_1 - T_{s2})R_{\alpha 1}^{-1}[W \cdot m^2] \quad (15)$$

$$q = \alpha_2(T_{s2} - T_2) = (T_1 - T_{s2})R_{\alpha 1}^{-1}[W \cdot m^2] \quad (16)$$

[1]

V rovnicích (15) a (16) vyjadřují součinitele přestupu tepla α_1 a α_2 tepelnou propustnost na jednotkové ploše obou povrchů rovinné stěny a jejich převrácené hodnoty jsou tepelné odpory přestupem tepla $R_{\alpha 1}$ a $R_{\alpha 2}$ mezi tekutinou a povrchem rovinné stěny. Čím větší je tepelný odpor přestupem tepla $R_{\alpha 1}$, tj. čím menší je součinitel přestupu tepla α_1 , tím větší musí být teplotní rozdíl v rovnicích (15) a (16) (obr. 1) a (obr. 3). [1, str. 46]

Po úpravě rovnic (10), (12), (15) a (16), kde nejdříve separujeme a následně sečteme teplotní rozdíly, obdržíme rovnici tepelného toku prostupem tepla rovinnou stěnou o vyšší teplotě tekutiny T_1 do chladnější o teplotě T_2 a to pro stěnu jednoduchou

$$q = (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} \right)^{-1} = k(T_1 - T_2)[W \cdot m^2] \quad (17)$$

stěnu složená z n vrstev bude mít tvar

$$q = (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum_1^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right)^{-1} = k_s(T_1 - T_2)[W \cdot m^2] \quad (18)$$

[1]

V rovnicích (17) a (18) je k součinitel prostupu tepla rovinnou stěnou a k_s součinitel prostupu tepla složenou rovinnou stěnou. Z rovnic vyplývá, že součinitel

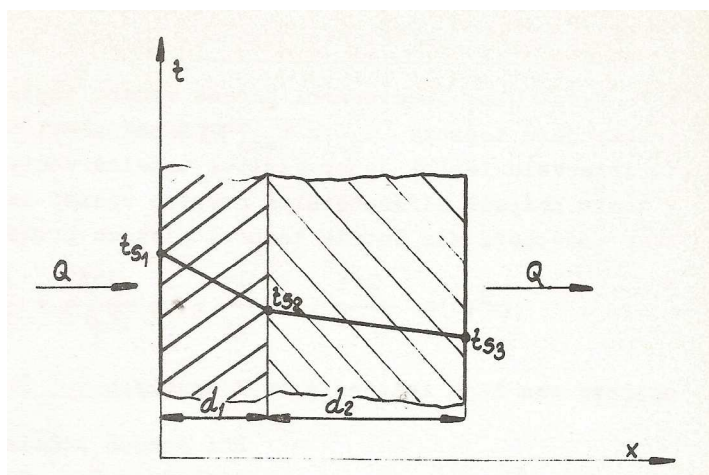
prostupu tepla k je vyjádřen jako převrtná hodnota součtu tepelných odporů přestupem tepla z teplejší tekutiny do stěny $R\alpha_1$ a ze stěny do chladnější tekutiny $R\alpha_2$ a tepelných odporů vedením tepla rovinnou stěnou $R\lambda$ a $R\lambda_s$. [1]

Námi uvažované teploty tekutin T_1 a T_2 získáme z rovnic (15) a (16). Povrchové teploty těchto stěn vyjadřují tvary

$$T_{s1} = T_1 - \frac{q}{\alpha_1} = T_1 - qR_{\alpha 1} [K] \quad (19)$$

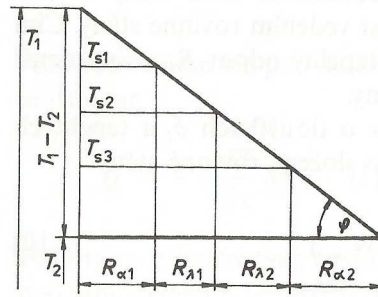
$$T_{s2} = T_2 - \frac{q}{\alpha_2} = T_2 - qR_{\alpha 2} [K] \quad (20)$$

[1]



obr. 2 Sdílení tepla vedením ve dvojité vrstvě [3]

U složené rovinné stěny plyne z rovnice (18) grafické vyjádření povrchových a styčných teplot. Na obrázku (obr. 2) je znázorněno pro stěnu složenou, kde hustota tepelného toku q vyjadřuje tangenta úhlu ϕ v rovnici (18) a z rovnic (11), (15) a (16) plynou tepelné odpory $R\alpha_1$, $R\alpha_2$, $R\lambda_1$ a $R\lambda_2$.



obr. 3 Grafické řešení povrchových teplot T_{s1} a T_{s3} a teplot T_{s2} na styku dvou vrstev složené stěny při prostupu tepla stěnou z teplejší tekutiny s teplotou T_1 do chladnější tekutiny s teplotou T_2 [1]

V rovnicích (17) a (18) je možné nahradit termodynamický rozdíl teplot v Celsiových stupnicích. Pokud nižší teplota t_2 klesne pod 0°C , dosazujeme do teplotního rozdílu číselnou hodnotu se záporným znamínkem.

2.1.2 Sdílení tepla vedením válcovoustěnou

Předpokládáme stacionární vedení homogenní válcovou stěnou o poloměru $R_2 > R_1$ ve směru x , neohraničenou ve směrech y a z . Tepelná vodivost stěny λ je určena pomocí tabulek. Teplotní gradient je nulový a uvažujeme ho ve směru osy z (osa válce) a teplotní pole se po celém obvodu válce nemění. Toto můžeme popsat rovnicí

$$\frac{d^2 t}{dr^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{dt}{dr} = 0 \quad (21)$$

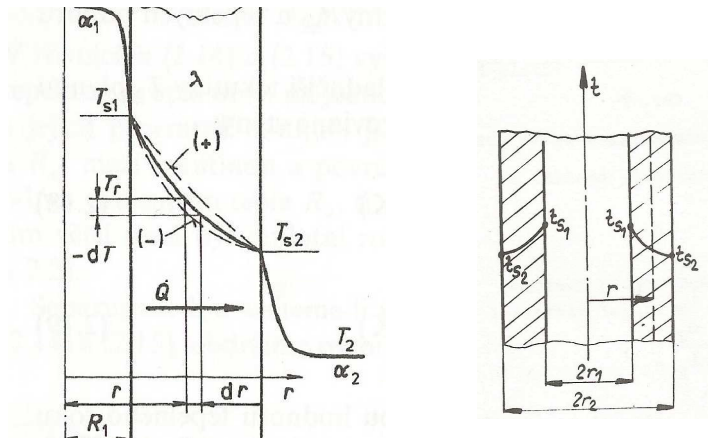
Pro tuto rovnici určíme okrajové podmínky pomocí dosazení $t=t_1$. Po úpravě rovnice získáme rovnici ve tvaru

$$t = t_1 - (t_1 - t_2) \frac{\ln \frac{r}{r_1}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (22)$$

Rovnice je logaritmického tvaru, což vyjadřuje rozvržení teplot podle logaritmické křivky v potrubí. To můžeme vysvětlit takto.

V případě ploché desky hustota tepelného toku zůstává stejná pro všechny izotermické plochy. Proto gradient teploty je pro všechny izotermické plochy stálou veličinou.

V případě trubky bude procházet měrný tepelný tok proměnnou veličinou, protože veličina povrchu je funkcí poloměru. [4, str. 17]



obr. 4 Stacionární teplotní pole při prostupu tepla válcovou stěnou

Správného zakreslení křivek lze docílit použitím představy rozdělení stěny na tenké válcové vrstvy. Povrch ve směru osy x zvětšujeme a stejný tepelný tok prochází při zmenšujícím se rozdílu teplot na površích vrstev. [2]

Ze zdroje [1, str. 48] vyčteme Fourierův zákon má pro uvažovanou délku L válcové stěny a vrstvu o poloměru r a tloušťce dr tvar

$$Q = -\lambda \frac{dT}{dr} 2\pi r L \tau \quad [J] \quad (23)$$

Uvažujeme teploty ploch válcových stěn na vnější a vnitřní straně $T_{S1} > T_{S2}$ a teplo prochází stěnou ve směru poloměru r . [1]

Vydělíme-li rovnici (23) délkou L a časem, získáme tepelný tok τ vztažený na jednotkovou délku válcové stěny. Rovnice je pak ve tvaru

$$\dot{Q} = -\lambda \frac{dT}{dr} 2\pi r [W \cdot m^{-2}] \quad (24)$$

[1]

Po úpravě rovnice (24) a separací proměnných obdržíme diferenciální rovnici teplotního pole ve válcové stěně

$$-dT = \frac{\dot{Q}}{2\pi\lambda} \frac{dr}{r} [K] \quad (25)$$

[1]

Integrací rovnice (25) v mezích od T_{S1} do T_r a od R_1 do r , dostaneme rovnici teplotního pole ve válcové stěně

$$T_r = T_{S1} - \frac{\dot{Q}}{2\pi\lambda} \ln \frac{r}{R_1} [K] \quad (26)$$

[1]

Znaménko plus nebo mínus se u průběhu teploty ve válcové stěně určuje dle tepelné vodivosti λ , která s teplotou roste nebo klesá. Patrné je to z obrázku (obr. 4).[1]

Po integraci rovnice (26) v mezích od T_{S1} do T_{S2} a od R_1 do R_2 získáváme vztah pro tepelný tok na jednotkové délce válcové stěny. Uvažujeme válec má stěny o průměrech $D_2 > D_1$ vztah

$$\dot{Q} = (T_{S1} - T_{S2}) \left(\frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{D_2}{D_1} \right)^{-1} = (T_{S1} - T_{S2}) R_\lambda^{-1} [W \cdot m^{-1}] \quad (27)$$

[1]

Z rovnice (27) můžeme vidět, že množství tepla, které je vedené přes uvažovanou stěnu za jednotku času se řídí počátečními podmínkami a není závislé na poloměru. [4]

V rovnici (27) značí R_λ tepelný odpor vedením válcové stěny a jeho převrtná hodnota je tepelná propustnost vedením válcové stěny. Čím větší je tepelná vodivost λ , tím menší je tepelný odpor R_λ a tím menší je rozdíl povrchových teplot válcové stěny. [1, str.49]

Uvažujeme válcovou stěnu skládající se z n vrstev. Vrstvy mající průměry $D_{i+1} > D_i$ a tepelných vodivostech λ_i , je tepelný odpor složené válcové stěny

$$R_{\lambda S} = \sum_1^n R_{\lambda i} = \sum_1^n \frac{1}{2\pi\lambda} \frac{D_{i+1}}{D_i} [m \cdot K \cdot W^{-1}] \quad (28)$$

[1]

a válcová stěna na jednotkové délce má tepelný tok vyjadřující rovnice

$$\dot{Q} = (T_{S1} - T_{S,n+1}) \left(\sum_1^n \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{D_{i+1}}{D_i} \right)^{-1} [W \cdot m^{-1}] \quad (29)$$

[1]

Uvažujeme válcovou stěnu, která má teplejší povrch o průměru D_1 a délce L ve styku s tekutinou o teplotě T_1 . Poměry teplot jsou následně $T_1 > T_{S1}$ a součinitel přestupu tepla

α_1

a zároveň máme chladnější stěnu výměníku o průměru $D_2 > D_1$ ve styku s tekutinou, v poměru teploty s teplotou stěny $T_2 < T_{S2}$ a součinitelem přestupu tepla α_2 , dosáhneme přestupu tepla z teplejší tekutiny do povrchu tepla vnitřní stěny a následně dojde k výměně (přestupu) tepla mezi vnějším povrchem válcové stěny a chladnější tekutinou. Toto vyjádříme rovnicemi

$$Q = \alpha_1(T_1 - T_{S1})\pi D_1 L \tau \quad [J] \quad (30)$$

$$Q = \alpha_2(T_2 - T_{S2})\pi D_2 L \tau \quad [J] \quad (31)$$

[1]

Uvažované rovnice (30) a (31) podělíme délkou L a časem τ , tím dostaneme pro tepelné toky přestupem tepla na jednotkové délce válce vztahy

$$\dot{Q} = \alpha_1(T_1 - T_{S1})\pi D_1 = (T_1 - T_{S1})R_{\alpha 1}^{-1} \quad [W \cdot m^{-1}] \quad (32)$$

$$\dot{Q} = \alpha_2(T_2 - T_{S2})\pi D_2 = (T_2 - T_{S2})R_{\alpha 2}^{-1} \quad [W \cdot m^{-1}] \quad (33)$$

[1]

V rovnicích (30) až (31) značí součiny $\alpha_1\pi D_1$ a $\alpha_2\pi D_2$ tepelnou propustnost na vnitřním a vnějším povrchu válcové stěny a jejich převrátané hodnoty jsou tepelné odpory $R_{\alpha 1}$ a $R_{\alpha 2}$ přestupem tepla mezi tekutinou a povrchem válcové stěny. Čím větší je tepelný odpor R_{α} a menší tepelná propustnost přestupem tepla, tím větší musí být teplotní rozdíl v rovnicích (30) až (33) (obr. 3) a (obr. 4). [1, str. 50]

Abychom docílili rovnice tepelného toku prostupem tepla válcovou stěnou jednotkové délky, je třeba upravit rovnice (27) nebo (29) a (30). V rovnicích tedy separujeme a sečteme teplotní rozdíly. Tím dostáváme tepelný tok z teplejší tekutiny o teplotě T_1 do chladnější tekutiny o teplotě T_2 . Vztah pro jednoduchou stěnu je

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{\pi \alpha_1 D_1} + \frac{1}{\pi \alpha_2 D_2} + \sum_1^n \frac{1}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{D_{i+1}}{D_i} \right) \\ &= k(T_1 - T_2) \quad [W \cdot m^{-1}] \end{aligned} \quad (34)$$

[1]

a pro stěnu složenou z n vrstev

$$\dot{Q} = (T_1 - T_2) \left(\frac{1}{\pi \alpha_1 D_1} + \frac{1}{\pi \alpha_n D_{n+1}} + \frac{1}{2\pi \lambda} \ln \frac{D_2}{D_1} \right) = k_s(T_1 - T_2) \quad [W \cdot m^{-1}] \quad (35)$$

[1]

V rovnicích (32) a (33) značí výrazy k a k_s součinitele prostupu tepla jednoduchou

a složenou válcovou stěnou. Z rovnic je patrné, že součinitel prostupu tepla je vyjádřen převratnou hodnotou součtu tepelných odporů přestupem z teplejší tekutiny do stěny $R_{\alpha 1}$, přestupem ze stěny do chladnější tekutiny $R_{\alpha 2}$ a vedením válcové stěny a R_{λ} a $R_{\lambda s}$. [1, str. 50]

Pro dané teploty teplejší tekutiny T_1 chladnější tekutiny T_2 plynou z rovnic (28) a (29) povrchové teploty válcové stěny

$$T_{s1} = T_1 - \dot{Q}(\pi\alpha_1 D_1)^{-1} [\text{K}] \quad (36)$$

$$T_{s2} = T_2 - \dot{Q}(\pi\alpha_2 D_2)^{-1} [\text{K}] \quad (37)$$

[1]

U stěny složené z n vrstev je povrchová teplota T_{xs} , na styku x -té vrstvy s vrstvou $x+1$ [počítáno od nejteplejší prvé vrstvy s povrchovou teplotou T_{s1} vypočtenou z rovnice (34)] dána rovnicí

$$T_{xs} = T_1 - \dot{Q} \sum_1^n \frac{1}{2\pi\lambda} \ln \frac{D_{i+1}}{D_i} = T_{s1} - \dot{Q} \sum_1^n R_{\lambda i} [\text{K}] \quad (38)$$

[1]

U složených válcových stěn plyne grafické vyjádření povrchových a styčných teplot z rovnice (35) a je znázorněno na obrázku (obr. 3) pro stěnu dvou vrstev, kde tangenta úhlu ϕ značí tepelný tok Q v rovnici (35) a tepelné odpory $R_{\alpha 1}$, $R_{\alpha 2}$, $R_{\lambda 1}$ a $R_{\lambda 2}$ plynou z rovnic (32), (33) a (28). [1]

Je možné nahradit v rovnicích (34) a (35) rozdíl termodynamických teplot rozdílem teplot v Celsiových stupnicích. Jestliže nižší teplota t_2 klesne pod 0°C , je nutné její číselnou hodnotu dosazovat do teplotního rozdílu se záporným znaménkem. [1]

2.2 Přestup tepla

Tento jev vyjadřuje kvantitativní vztahy sdílení tepla, jenž zahrnují přesun energií vedením a prouděním pro heterogenní systém. Toto se zpravidla uskutečňuje mezi pevným tělesem a obklopující kapalinou, jejichž teploty jsou na povrchu tělesa a tekutiny odlišné. Pro přesné řešení přestupu je nutné zahrnout všechny rovnice pro sdílení tepla vedením, prouděním, tak pro obklopující tekutinu pohybovými rovnicemi. Z hlediska řešení je toto složité a proto se pro popis praktického řešení stanoví rovnice, která vychází z fyzikální podstaty a má jednodušší cestu. V ustáleném stavu, při uvažovaném sdílení tepla mezi stěnou pevného tělesa a proudící tekutinou, je tepelný tok na hranici tělesa roven tepelnému toku mezi stěnou tělesa a kapalinou. Tento děj popisuje Newtonův ochlazovací zákon, jenž říká, že tepelný tok q na rozhraní tělesa a proudící tekutiny je úměrný rozdílu teploty na povrchu tělesa t_s a teploty proudící tekutiny v bezprostřední blízkosti povrchu tělesa t_w

$$q = \alpha(t_s - t_w) = \alpha \Delta t [W \cdot m^{-2}] \quad (39)$$

[4]

Kde α je součinitel přestupu tepla, t_s je střední teplota stěny a t_w jako střední teplota proudící tekutiny. Pokud je stav teplot následující $t_s > t_w$, dochází ke sdílení tepla ze stěny do proudící tekutiny. Pro teploty $t_s < t_w$ je předchozí popsáno v opačném smyslu. [3]

Pro uvažovaný element fázového rozhraní bude tok tepla ve vztahu

$$dQ = q_w dA = \alpha(t_s - t_w) dA \quad (40)$$

[3]

a dále dostáváme vztah pro součinitel přestupu tepla

$$\alpha = - \frac{\lambda \left(\frac{dt}{dn} \right)_{n=0}}{t_s - t_w} \quad (41)$$

[3]

2.2.1 Podobnostní kriteriální rovnice

Součinitel se stanovuje pro každý případ experimentálně a následně se zjištěné hodnoty zpracovávají metodou teorie podobnosti. To znamená, že se v praxi číselná

hodnota součinitele přestupu tepla vypočítá z daných kriteriálních rovnic. Při odvození kriteriálních rovnic popisujících přestup tepla použijeme Fourier-Kirchhoffovy rovnice.

$$\frac{Dt}{D\tau} = a\nabla^2 t \quad (42)$$

[3,4]

uvažujeme sdílení tepla jedním směrem a to ve směru normály k ploše výměny tepla. Dostáváme vztah

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + w_n \frac{\partial t}{\partial n} = a \frac{\partial^2 t}{\partial n^2} \quad (43)$$

[3]

Tyto kriteriální rovnice nám dávají bezrozměrná čísla, podle kterých zjistíme vliv jednotlivých charakteristických veličin. Pro podobné systémy jsou tyto bezrozměrné rovnice stejné, a proto se součinitelé obsahující jednotlivé charakteristické veličiny rovnají. Tím získáváme následující kritéria

Nusseltovo kritérium

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} \quad (44)$$

Poměr mezi teplem sdíleným konvekcí a vedením. [3,4]

Fourierovo kritérium

$$Fo = \frac{l^2}{a\tau} \quad (45)$$

Vyskytuje se u členu pro lokální změnu teploty s časem a vyjadřuje neustálenost přestupu tepla. [3,4]

Pécletovo kritérium

$$Pe = \frac{wl}{a} \quad (46)$$

Vyjadřuje vliv konvekce na přestupu tepla. [3,4]

Archimédovo kritérium

$$Ar = \frac{gl^3}{\nu^2} * \frac{\Delta\rho}{\rho} \quad (47)$$

Poměr součinu setrvační a gravitační síly a druhé mocniny vazké síly. [3,4]

Reynoldsovo kritérium

$$Re = \frac{vl\delta}{\eta} = \frac{vl}{\nu} \quad (48)$$

Poměr setrvační a vazké síly. [3,4]

Pokud máme kritérium s jasně danými podmínkami, můžeme kritériální rovnice kombinovat a docílit výhodnějšího tvaru pro praktické řešení. Jako příklad je podíl Pecletova čísla Reynoldsovým a získáme Prandtlovo kritérium ve vztahu

Prandtlovo kritérium

$$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a} \quad (49)$$

Vyjadřuje vliv látky na přenos tepla.[3][4]

Kritériální rovnice se z praktického hlediska zapisují ve tvaru součinu mocnin kritérií. Lze je však napsat i v odlišných tvarech funkcí.[3][4]

2.3 Prostup tepla

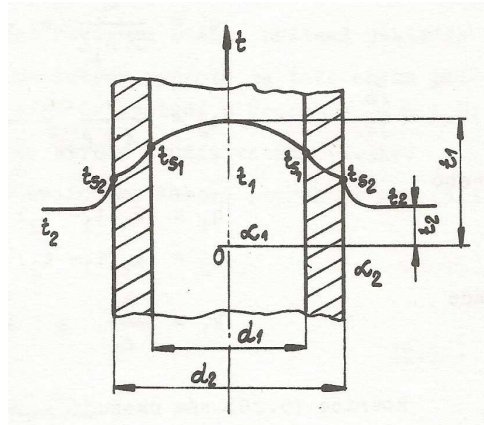
Jedná se o sdílení tepla přes jednoduchou nebo složenou stěnu mezi dvěma se pohybujícími se tekutinami (kapalin nebo plynů).

Prostup tepla v sobě nese přestup tepla z teplejší tekutiny na stěnu. Vedení tepla ve stěně a přestup tepla ze stěny do chladnější tekutiny do pohybujícího se prostředí.

[3][4]

2.3.1 Prostup tepla válcovou stěnou

Uvažujeme fyzikální veličiny (λ), teploty obklopujícího prostředí (t_1 a t_2) a součinitele prostředí tepla (α_1 a α_2) jsou stálé a nemění se podél stěny. Prostup tepla sledujeme pro stejnorodou trubku (obr. 5)[3][4]



obr. 5 Prostup tepla válcovou stěnou [3]

Teplu procházející stěnou, při ustáleném tepelném systému, z teplejšího prostředí do prostředí chladnějšího vyjádříme rovnicemi

$$q = \alpha_1 \pi d_1 (t_1 - t_{s1}) [W \cdot m^{-2}] \quad (50)$$

$$q = \alpha_1 \pi d_1 (t_1 - t_{s1}) \frac{\pi (t_{s1} - t_{s2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (51)$$

$$q = \alpha_2 \pi d_2 (t_{s2} - t_2) [W \cdot m^{-2}] \quad (52)$$

[3][4]

Po úpravě rovnic (50), (51) a (52) dostáváme vztahy

$$t_1 - t_{s1} = \frac{q_l}{\pi} \frac{1}{\alpha_1 d_1} \quad (53)$$

$$q = \alpha_1 \pi d_1 (t_1 - t_{s1}) \frac{\pi (t_{s1} - t_{s2})}{\frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (54)$$

$$t_{s2} - t_2 = \frac{q_l}{\pi} \frac{1}{\alpha_2 d_2} \quad (55)$$

[3][4]

Sloučením rovnic dostáváme celkový teplotní spád ve tvaru

$$t_1 - t_2 = \frac{q_l}{\pi} \left(\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} \right) \quad (56)$$

[3][4]

Odkud získáme

$$q_l = \frac{\pi(t_1 - t_2)}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} [W \cdot m^{-2}] \quad (57)$$

[3][4]

Možno označit, jako

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}] \quad (58)$$

[3][4]

Pak za použití rovnic (57) a (58) můžeme psát:

$$q_l = k_l \pi (t_1 - t_2) [W \cdot m^{-2}] \quad (59)$$

[3][4]

Veličina (k_l) se nazývá lineárním součinitelem prostupu tepla. Charakterizuje intenzitu sdílení tepla z jedné proudící tekutiny do druhé přes rozdělující je stěnu. Veličina (k_l) je číselně rovna množství tepla, které prochází přes stěnu dlouhou 1m za jednotku času z jednoho prostředí do druhého při teplotním rozdílu 1 °C.[4, str.70]

Výraz $\frac{1}{k_l} = R_l$ je veličina, která se nazývá jako lineární tepelný odpor sdílení tepla.

A tedy platí

$$R_l = \frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2} [W^{-1} \cdot m \cdot K] \quad (60)$$

Je dobré si uvědomit, že lineární tepelný odpor nezávisí pouze na součinitelích přestupu tepla (α_1) a (α_2), ale také na rozměrech tělesa. V následujících vztazích si popíšeme souvislost mezi součinitelem přestupu tepla vztaženého na jednotku délky trubky a k jednotce povrchu. Nejprve si popíšeme hustotu tepelného toku vyjádřeného k vnitřnímu nebo vnějšímu povrchu stěny. Tím dostáváme vztah pro hustotu tepelného toku vztaženou na jednotku příslušného povrchu trubky

$$q_1 = \frac{Q}{\pi d_1 l} = \frac{k_l}{d_1} (t_1 - t_2) [W \cdot m^{-2}] \quad (61)$$

$$q_1 = \frac{Q}{\pi d_2 l} = \frac{k_l}{d_2} (t_1 - t_2) [W \cdot m^{-2}] \quad (62)$$

[3][4]

nebo také

$$\begin{aligned}q_1 &= k_1(t_1 - t_2)[W \cdot m^{-2}] \\q_2 &= k_2(t_1 - t_2)[W \cdot m^{-2}]\end{aligned}\tag{63}$$

[3][4]

kde

$$\begin{aligned}k_1 &= \frac{k_l}{d_1} \\k_2 &= \frac{k_l}{d_2}\end{aligned}\tag{64}$$

[3][4]

Hodnoty (k_1) a (k_2) lze napsat v rozvinutém tvaru a to ve vztazích

$$\begin{aligned}k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{d_1}{\alpha_2 d_2}} \\k &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_2} + \frac{d_2}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}}\end{aligned}\tag{65}$$

[3][4]

3 Výměníky tepla

K výměně tepelné energie na vytápění, ohřev a získání elektrické energie dochází v tepelných aparátech, které se nazývají výměníky tepla. Pomocí dvěma nebo více teplonosných medií dochází v těchto zařízeních k přenosu tepelné energie. Nejčastěji používanými médii jsou voda, vodní pára, spaliny a vzduch. K přenosu tepla dochází ve výměnících z ohřátého média do média chladnějšího.

3.1 Základní rozdělení výměníků tepla

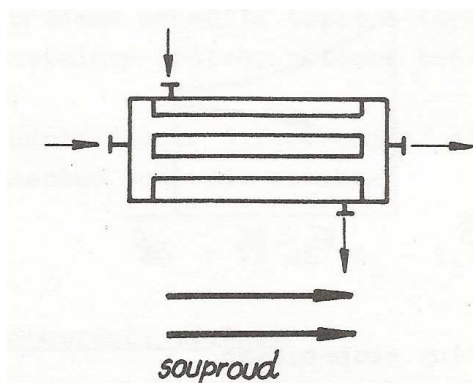
Předpokládá se dokonale izolovaný výměník, bez jiných zdrojů tepla, ve kterém nedochází k žádným ztrátám tepla do okolí. Teplejší tekutina předává veškeré své teplo chladnější tekutině. Teploty obou tekutin podél stěny výměníku kolísají, tudíž se mění teplotní spád. Jelikož není stav teplot podél stěny lineární, je třeba určit střední teplotní rozdíl.

3.1.1 Základní rozdělení podle smyslu proudění

Smysl proudění má vliv na průběh tepla předávaného mezi médii ve výměníku. Podle zdrojů [3][4] rozdělíme výměníky do několika skupin.

Souproudé

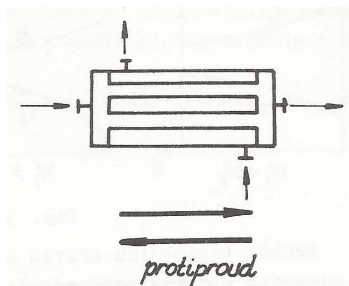
K přenosu tepla dochází mezi médii v rovnoběžném, stejnosměrném smyslu proudění. Princip je patrný na obrázku (obr. 6).



obr. 6 Uspořádání proudu ve výměníku [4]

Protiproudé

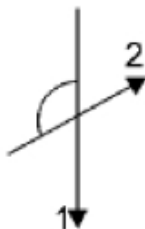
K přenosu tepla dochází mezi médii v rovnoběžném, opačně orientovaném smyslu proudění. Princip výměníku je zřejmý z obrázku (obr. 7).



obr. 7 Uspořádání proudu ve výměníku [4]

Šikmý proud

Princip nakreslen na obrázku (obr. 8).

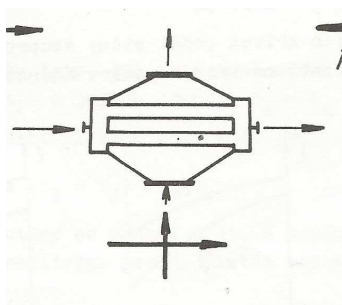


obr. 8 Uspořádání proudu ve výměníku

Křížový proud

Média jsou orientovány mimoběžně a svírají úhel v kolmém průmětu 90° .

Princip výměníku zakreslen na obrázku (obr. 9).



obr. 9 Uspořádání proudu ve výměníku [4]

dále složitější výměníky a jejich kombinace:

- vícenásobné souproudé, protiproudé a křížové
- s kombinovaným prouděním

3.1.2 Základní rozdělení dle způsobu předávání tepelné energie

Rekupační

Výměníky pracující s ustáleným teplotním polem je charakteristická vlastnost to, že se tekutiny přivádějí současně a teplejší tekutina předává teplo té chladnější. To se děje přes teplosměnnou plochu, která obě média odděluje a zabraňuje jejich

promísení. Toho se nejčastěji využívá u znečištěných provozech, jelikož mezi tekutinami nedochází k přenosu hmot. Mezi nejčastější typy rekuperačních výměníků patří deskové a trubkové. [9]

Regenerační

Dalším druhem výměníků, jsou regenerátory, které pracují s neustále se periodicky měnícím se teplotním polem. Tyto výměníky využívají hmoty výměníku k akumulaci tepelné energie. Tato tepelná energie se střídavě předává mezi tekutinami. Z hlediska konstrukce jsou rekuperátory nejčastěji rotační nebo přepínací. Tyto výměníky se využívají výhradně ve vzduchotechnice. [9]

Směšovací

Teplonosné látky jak ochlazovaná, tak ohřívána jsou ve výměníku směšovaná tak, že tvoří jednu směs.

3.2 Tepelná bilance výměníků

Zde vyjádřena tepelná bilance rovnicí

$$\dot{Q} = m_A \cdot c_{pA} \cdot (t_{A1} - t_{A2}) = m_B \cdot c_{pB} \cdot (t_{B1} - t_{B2}) [\text{W}] \quad (66)$$

kde hmotnostní tok m_A , měrné teplo c_{pA} , vstupní teplota t_{A1} a výstupní t_{A2} u teplého proudu a hmotnostní tok m_B , měrné teplo c_{pB} , vstupní teplota t_{B1} a výstupní t_{B2} u chladnějšího proudu. [3][4]

a po úpravě rovnice (66) dostáváme

$$\frac{(t_{A1} - t_{A2})}{(t_{B1} - t_{B2})} = \frac{m_B \cdot c_{pB}}{m_A \cdot c_{pA}} = \frac{W_B}{W_A} \quad (67)$$

zde $\frac{W_B}{W_A}$ vyjadřuje měrný tepelný tok. Z toho vyplývá, že měrné teplo je při změně teplot obou tekutin v opačném poměru. [3][4]

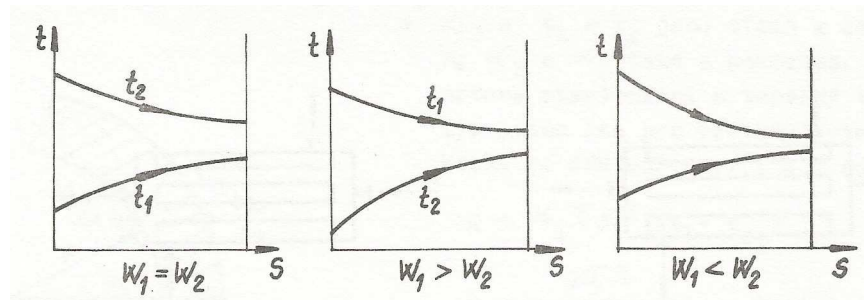
Rovnici (67) lze uplatňovat jak pro libovolnou část plochy výměníku, tak i pro její celkovou teplosměnnou plochu S . Vstupní parametry jsou zde t_1 jako vstupní teplota a t_2 jako teplota na výstupu. [3][4]

Diferenciální vyjádření plochy S pak obecně platí

$$\frac{dt_1}{dt_2} = \frac{W_B}{W_A} = \frac{m_B \cdot c_{pB}}{m_A \cdot c_{pA}} \quad (68)$$

[4]

Pomocí tepelných toků W_A a W_B můžeme znázornit (viz obr. 10) průběhy tepelných křivek u souproutého i protiproutého výměníku v závislosti na teplosměnné ploše S . [3][4]

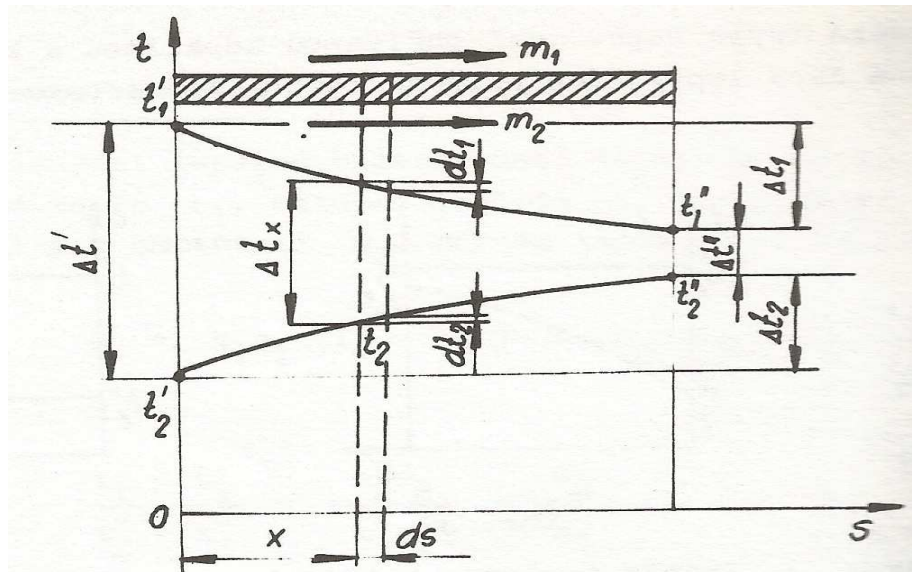


obr. 10 Průběh teplotních křivek podél stěny souproutého výměníku v závislosti na různých poměrech hodnot W_1 a W_2 [3]

Při protiproudu a celkovém poměru $\frac{W_A}{W_B} = 1$ budou obecně čáry teplotního průběhu přímkami. V případě že $\frac{W_A}{W_B} < 1$ budou mít k ose úseček konvexní průběh a při $\frac{W_A}{W_B} > 1$ budou mít k ose úseček průběh konkávní. [3-str.115]

3.2.1 Souprouté výměníky

Smysl proudění je u obou tekutin stejný. Množství předaného tepla je závislé na velikosti teplosměnné plochy ve směru proudění. Pro podrobnější vyjádření si vymežíme elementární objem dvěma rovinami ve výměníku, které jsou kolmé na smysl proudění. Průsečíky obou rovin, je vymezena velikost plochy pro výměnu tepla mezi tekutinami a označuje se dS .



obr. 11 Odvození středního teplotního rozdílu pro sou proud [4]

U výměníku tohoto typu, se předpokládá, že v uvažovaném průřezu x proudí tekutiny o teplotách t_1 a t_2 . Jejich rozdíl lze vyjádřit jako $t_1 - t_2 = \Delta t$. Hodnoty součinitel prostupu tepla a měrného tepla jsou podél stěny výměníku neměnné. [3][4]

Tepelný tok elementární plochou dS je vyjádřen

$$d\dot{Q} = k \cdot dS \cdot (t_A - t_B) [W] \quad (69)$$

[4]

Ve výše uvažovaném průřezu x se chladnější tekutina ohřeje o dt_B a díky tomu se teplejší tekutina ochladí o dt_A jak je znázorněno na obrázku (obr. 11). [3][4]

Díky tomu můžeme uplatnit tuto tepelnou bilanci mezi jednotlivými proudy tekutin

$$d\dot{Q} = m_A \cdot c_{pA} \cdot dt_A = m_B \cdot c_{pB} \cdot dt_B [W] \quad (70)$$

[3][4]

Zde můžeme po úpravě získat vztahy

$$dt_A = -\frac{d\dot{Q}}{m_A \cdot c_{pA}} = -\frac{d\dot{Q}}{W_A} \quad (71)$$

$$dt_B = -\frac{d\dot{Q}}{m_B \cdot c_{pB}} = -\frac{d\dot{Q}}{W_B} \quad (72)$$

[3][4]

Po sečtení těchto rovnic dostáváme tvar pro teplotní rozdíl

$$dt_A - dt_B = d(t_A - t_B) = -d\dot{Q} \left(\frac{1}{m_A \cdot c_{pA}} + \frac{1}{m_B \cdot c_{pB}} \right) = -M \cdot d\dot{Q} \quad (73)$$

$$M = \frac{1}{m_A \cdot c_{pA}} + \frac{1}{m_B \cdot c_{pB}} \quad (74)$$

[3][4]

Dosadíme-li do rovnice (46) $d\dot{Q}$ z rovnice (42) dostáváme

$$d(t_A - t_B) = -M \cdot k(t_A - t_B) \cdot d\dot{Q} \quad (75)$$

[3][4]

A úpravou této rovnice dostáváme tvar

$$\frac{d(t_A - t_B)}{(t_A - t_B)} = \frac{d(\Delta t_x)}{\Delta t_x} = -M \cdot k \cdot d\dot{Q} \quad (76)$$

[3][4]

Předpokládejme k i M jako konstanty. Pak následnou integrací rovnice (63) dostaneme vzorec ve tvaru

$$\int_{\Delta t_1}^{\Delta t_x} \frac{d(\Delta t_x)}{\Delta t_x} = -M \cdot k \cdot \int_0^S dS \quad (77)$$

$$\ln \frac{\Delta t_x}{\Delta t_1} = -M \cdot k \cdot S \quad (78)$$

$$\Delta t_x = \Delta t_1 \cdot e^{-M \cdot k \cdot S} \quad (79)$$

[3][4]

Z rovnice (78) vyplývá, že rozdíl teplot podél činné plochy výměníku se mění exponenciálně v závislosti na měrných tepelných tocích obou prostředí, součiniteli prostupu tepla k a vzdálenosti od vstupního okraje prostředí. [4, str. 77]

Jelikož jsme si výše odvodili rovnici pro teplotní rozdíl ve výměníku o ploše (x), můžeme dále rozšířit úvahu na celou plochu S ve výměníku. Bereme, že t_{A2} a t_{B2} jsou vstupní veličiny ve výměníku a jejich rozdíl vyjádříme jako

$$\Delta t_{A2} - \Delta t_{B2} = \Delta t_2 \text{ [K]} \quad (80)$$

[3][4]

Uskutečnime integraci a meze budeme uvažovat pro celou plochu výměníku.

$$\int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} \frac{d(\Delta t)}{\Delta t} = -M \cdot k \cdot \int_0^S dS \quad (81)$$

$$\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1} = -M \cdot k \cdot S \quad (82)$$

$$\Delta t_2 = \Delta t_1 \cdot e^{-M \cdot k \cdot S} \quad (83)$$

[3][4]

Následnou integrací rovnice (73) získáme rozmezí teplotních rozdílů a rozmezí tepelných toků

$$\int_{\Delta t_1}^{\Delta t_2} dt = -M \cdot \int_0^Q d\dot{Q} \quad (84)$$

[3][4]

a po úpravě

$$\Delta t_2 - \Delta t_1 = -M \cdot \dot{Q} \quad (85)$$

[3][4]

Po vzájemném vydělení této upravené rovnice (85) s rovnicí (82) dostáváme vztah, pro střední teplotní rozdíl u souproutého výměníku. Nebo-li, tento teplotní rozdíl uvažujeme jako střední logaritmický teplotní rozdíl

$$\frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{\dot{Q}}{k \cdot S} = \Delta t_S [\text{K}] \quad (86)$$

[3][4]

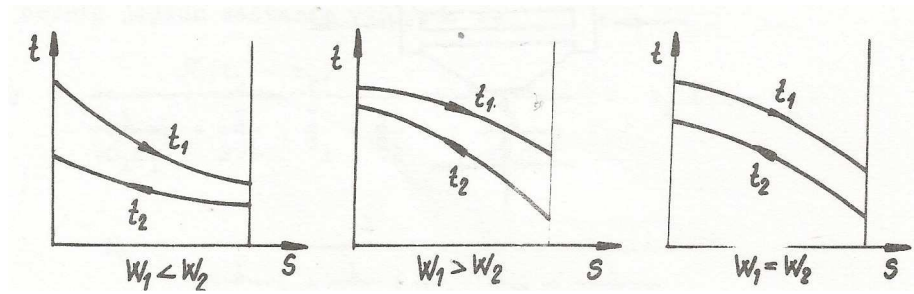
Následnou úpravou vztahu pro střední tepelný rozdíl teplot můžeme získat vzorec pro výpočet tepelného toku \dot{Q} v trubce

$$\dot{Q} = k_L \cdot L \cdot \Delta t_{iS} [\text{W}] \quad (87)$$

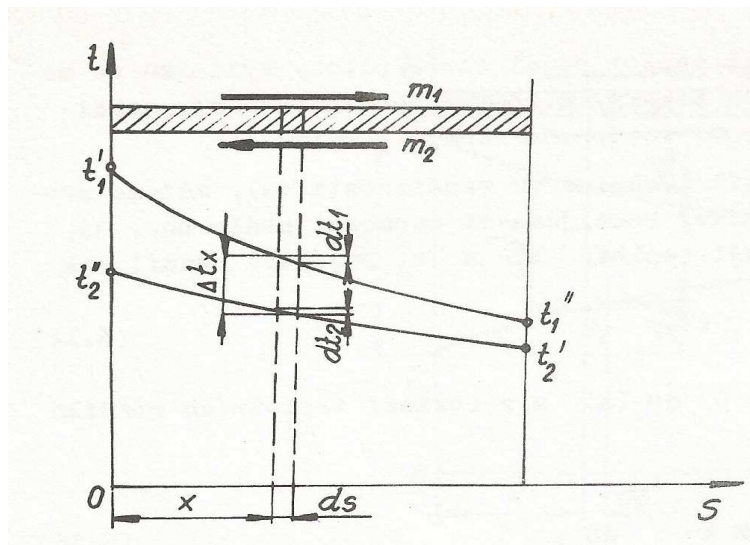
pak L zde představuje sumu všech délek trubek ve výměníku. [3,4]

3.2.2 Protiproudé výměníky

V tomto výměníku proudí tekutiny v opačném směru, což je patrné z obrázku (obr. 13). Rozložení proudů podél stěny je znázorněno na obrázku (obr. 12).



obr. 12 Průběh tepelných křivek podél stěny protiproudého výměníku v závislosti na různých poměrech hodnot W_1 a W_2 [3]



obr. 13 K odvození středního teplotního rozdílu pro protiproud [4]

Rovnice stejnosměrného a protiproudého výměníku popisující střední logaritmický teplotní rozdíl je u obou typů výměníků stejná. Rozdíl je pouze v dosazení teplot do vzorce. Patrné je to z obrázku (obr. 12) . Vzorec je pak ve tvaru

$$t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(\Delta t_{A1} - \Delta t_{B1}) - (\Delta t_{A2} - \Delta t_{B2})}{\ln \frac{\Delta t_{A1} - \Delta t_{B1}}{\Delta t_{A2} - \Delta t_{B2}}} \text{ [K]} \quad (88)$$

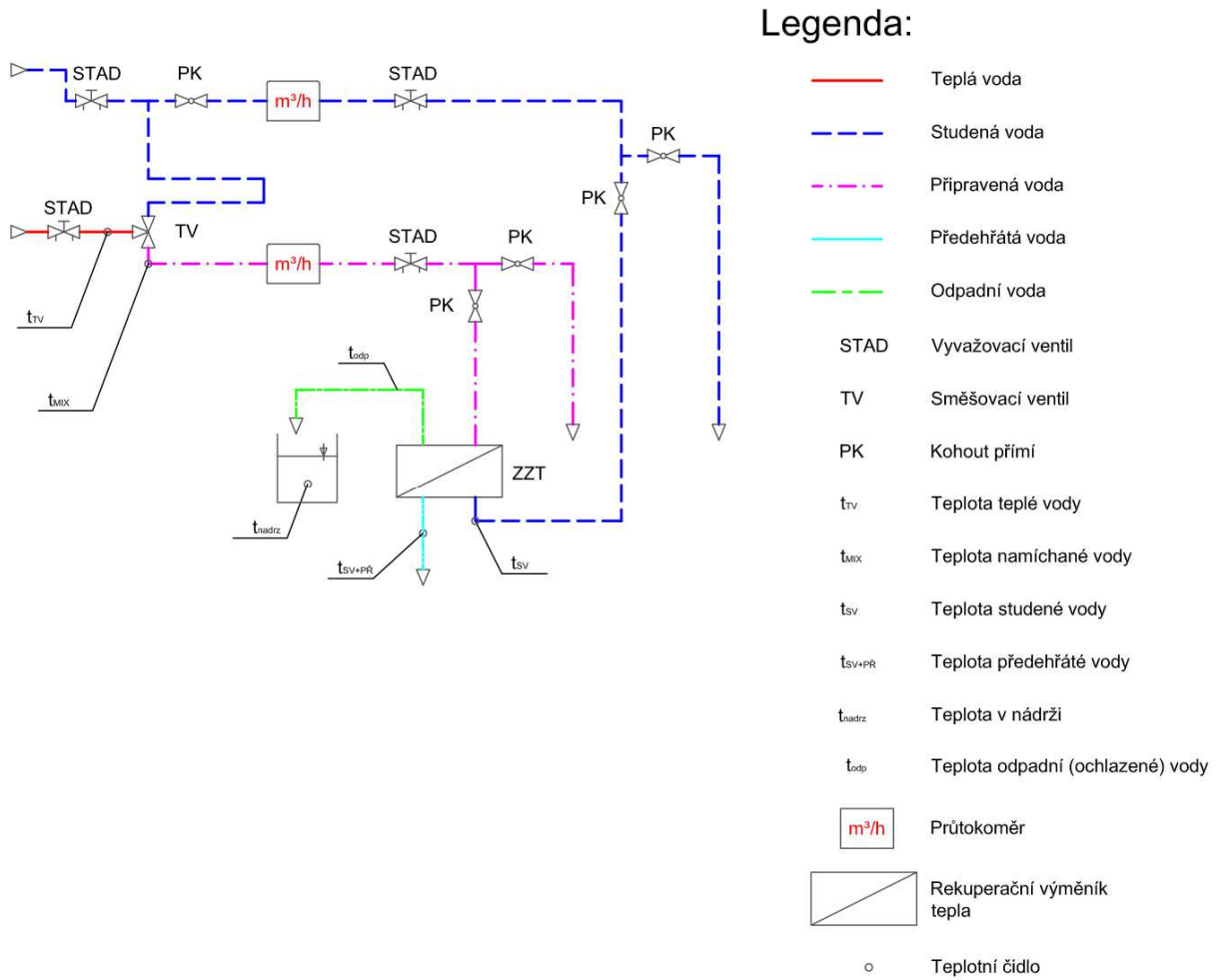
[3][4]

4 PRAKTICKÁ ČÁST

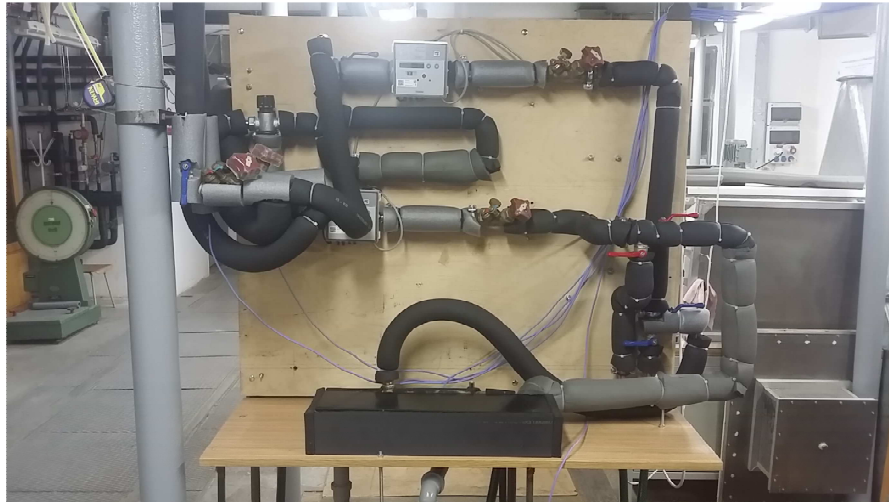
Měření probíhalo v laboratořích školy na experimentální trase, která nám simulovala reálné podmínky pro měření sprchového výměníku. S využitím získaných teoretických znalostí jsme po naměření potřebných hodnot vypočítaly účinnosti výměníku a určily optimální podmínky pro jeho využití s největší efektivitou.

4.1 Popis měřené trati

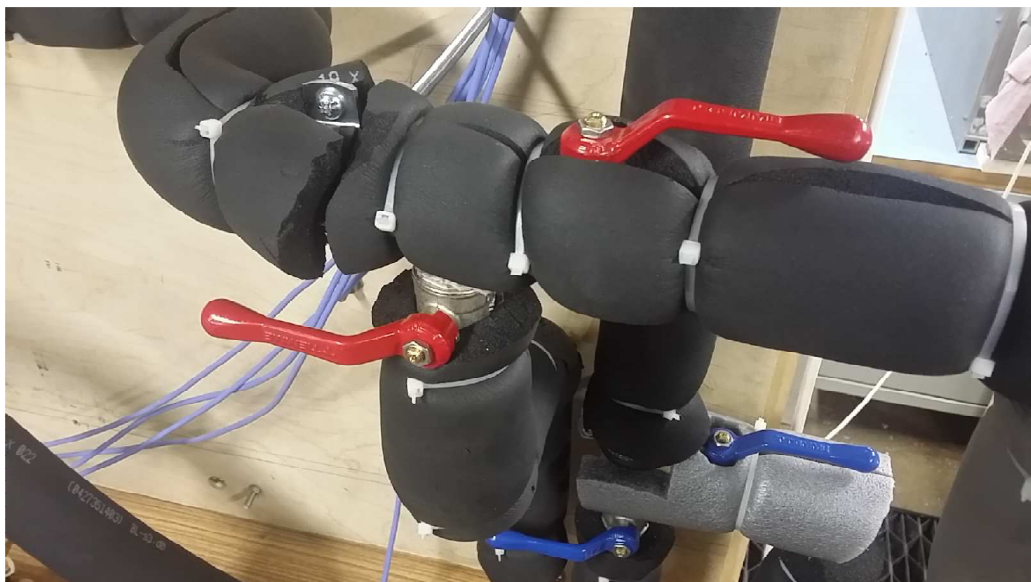
Trať se skládá z plastového potrubí. To je izolováno, aby byla tepelná ztráta co nejmenší a příliš nám neovlivňovala výsledky měření. Celá trať je zakreslena na schématu (obr. 14) a také je patrná na obrázku (obr. 15). Na trati jsou osazeny vyvažovací ventily (dva na každé větvi studené a míchané vody), kulové kohouty, trojcestný směšovací ventil, zpětná klapka a měřiče průtoku.



obr. 14 Schéma měřené tratě

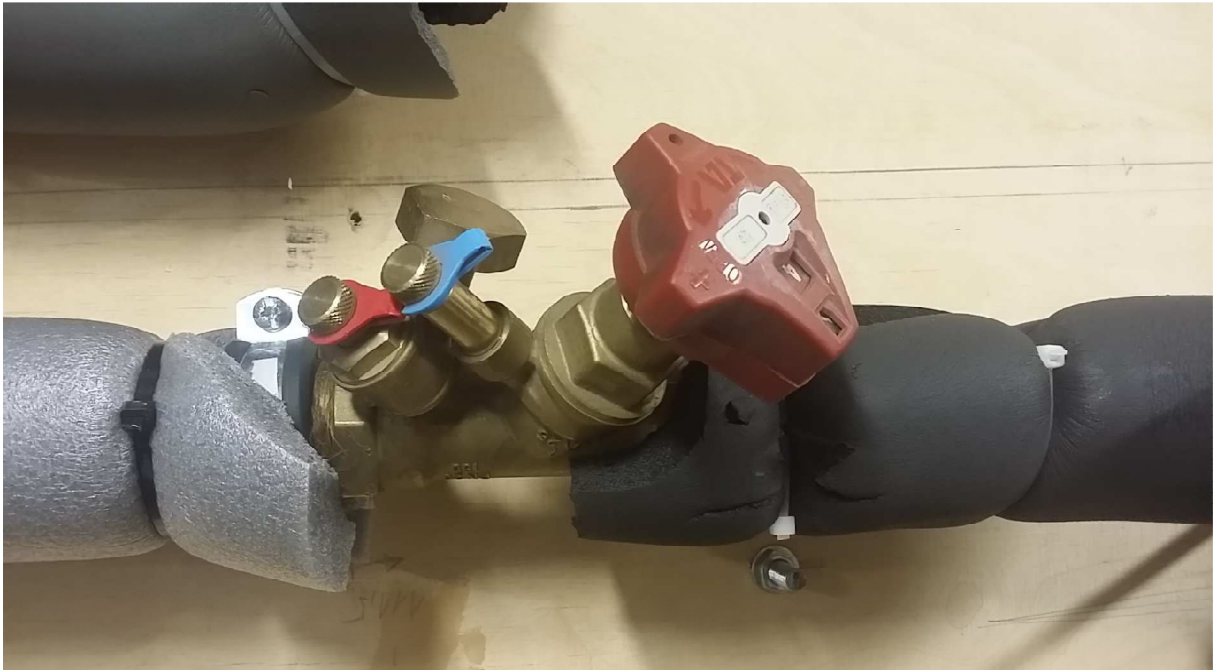


obr. 15 Celkový pohled na měřenou trať



obr. 16 Detail kulových kohoutů

Dále z obrázku (obr. 15) vidíme, že je trať osazena čtyřmi **vyvažovacími ventily STAD**. Ty zde plní úlohu přesného hydronického vyváženého a jemného doregulování průtoku. Typ osazených vyvažovacích ventilů můžeme vidět na obrázku (obr. 17).



obr. 17 Detail vyvažovacího ventilu STAD

Parametry:

- možnost osazení od DN 10 do DN 50
- tlaková třída PN 20
- maximální provozní teplota 120 °C

Nastavené průtoky měříme pomocí dvou průtokoměrů. Jeden je osazen na straně studené vody a druhý za směšovací armaturou. Jedná se o **ultrazvukové průtokoměry Siemens UH-50-D05C**. Detailně je můžeme vidět na obrázku (obr. 18).



obr. 18 Měřicí jednotka Siemens UH-50-D05C

Parametry:

- jmenovitý průtok měřičů od 0,6 do 60 m³.h⁻¹
- maximální provozní tlak PN 16
- provozní teplota od 10 do 130 °C
- DN 15

Potrubí je napojené přímo na výměník, který má protiproudý smysl toku kapalin. Sprchový výměník je značky **Sakal-typ NELA**. Výměník je typu **SUP**, což znamená, že konstrukce je navržena tak, aby nebylo třeba odpadní vodu před vstupem do výměníku čistit ani filtrovat. Výměník se instaluje přímo do vaničky sprchy nebo její blízkosti a vždy na vodorovnou plochu. Konstrukce výměníku je tvořena z profilovaných leštěných nerezových desek. A ta je vložena do plastové skříně z ABS. Výměník a jeho způsob zapojení na tratije dobře patrný na obrázku (obr. 19).



obr. 19 Sprchový výměník tepla

Parametry:

- Maximální pracovní teplota do 90 °C
- Provozní tlak do 10 bar
- Rozměry skříně 552x144x87 mm
- Připojení na straně odpadní vody: plastové potrubí DN 40
- Připojení na straně studené vody: flexibilní potrubí G 3/4"

Dále máme trať osazenou pěti teplotními čidly pro podrobné sledování teploty tekutiny. První čidlo je zapojeno na vstupu teplé vody do tratě pro kontrolu a následnou možnost použití pro další výpočty. Další čidlo je osazeno za směšovací armaturou pro správné určení teploty požadované vody. Další teplotní čidlo je zapojeno také na straně studené vody, rovněž pro zjištění její teploty. Dále máme čidlo zavedené v odpadní přepadové nádobě, pro orientační kontrolu odpadní, již ochlazené vody. A poslední teplotní čidlo je umístěné na vývodu z výměníku pro zjištění teploty ohřáté vody. Podrobné umístění teplotních čidel je dobře patrné na výše uvedeném schématu (obr. 14) a detailní pohled na připojení čidla můžeme vidět na obrázku (obr. 20).



obr. 20 Detail zapojení teplotního čidla

Neméně důležitým prvkem na měřené trati je směšovací armatura. V našem případě se jedná o směšovací ventil **StenoCaleffi art-521**. Je to termostatický směšovač a jeho funkcí je udržet konstantní teplotu vody. Na obrázku (obr. 21) vidíme osazení ventilu na trati.



obr. 21 Směšovací ventil StenoCaleffi art-521

Parametry:

- Médium: voda
- Maximální provozní tlak (statický) 14 barů
- Maximální provozní tlak (dynamický) 5 barů
- Maximální teplota vstupní vody 85 °C
- Minimální průtok 5 l.min⁻¹

Shromážděná data z teplotních čidel rozmístěných na trati zpracováváme pomocí měřicí jednotky **Almemo 3290**. Jedná se o zařízení pro měření fyzikálních veličin. Teplotní čidla jsou zapojena pomocí kabelů a speciálních **konektorů ALMEMO** do jednotlivých kanálů v jednotce. Detail konektoru na připojovacím kabelu a samotná jednotka a v ní zapojené konektory v příslušných kanálech jsou patrné z obrázků (obr. 22) a (obr. 23).



obr. 22 Vstupní konektor Almemo



obr. 23 Měřicí jednotka Almemo 3290 a detail zapojení konektorů do příslušných kanálů

Parametry:

- Konektory mají rozsah ± 32 mA
- Jednotka má 8 kanálů pro připojení
- Data jsou zobrazena barevným LCD

Posledním článkem měřících zařízení je **počítač**, na kterém je nainstalovaný program **AMR-Control** a na kterém je možné data zpracovávat a následně vyhodnocovat.

4.2 Stručný popis experimentálního měření

Před samotným měřením bylo třeba si stanovit průtoky a teploty teplé vody, které chceme měřit. Zvolili jsme si teploty od 25, 27, 30, 32, 35, 36, 37 a 40 °C. Pro každou z teplot jsme naměřili rozsah průtoků v připojovacím odpadním potrubí sprchového výměníku, abychom mohli spočítat účinnost zpětného získávání tepla. Jako výchozí (100 %) průtok jsme zvolili hodnotu 0,4 l.s⁻¹. Od této hodnoty jsme dále měřili 30, 50 a 75 % ze 100 % průtoků. Jmenovitě jde tedy o průtoky 0,12; 0,2; 0,3 a 0,4 l.s⁻¹ vždy měřeno pro každou teplotu.

Nyní si pro každý průtok teplé vody spočítáme množství vody studené. Toho docílíme pomocí směšovací rovnice, kterou jsme si popsali v kapitole (4.4.1).

Spustíme program AMR-Control, jehož nastavení je popsáno v kapitole (4.3). V programu spouštíme měření, díky kterému si nejprve zkontrolujeme ustálení teplot a také můžeme zhruba zkontrolovat správnost měření na straně čidel.

Nyní po napočítání potřebných hodnot, přistupujeme k samotnému měření. Otevřeme kulové kohouty na začátku trati, jak na straně teplé, tak na straně studené vody. Kohouty pro vstup do výměníku máme zavřené, jelikož je nutné vodu nejprve nechat odtéct do odpadu. Toto provádíme z důvodů ustálení teplot. Pokud v počítači vidíme relativně ustálené teploty, můžeme provést samotné měření. Uzavíráme kohouty otevřené do odpadu a otevíráme průtok vody do výměníku. Hrubě si průtoky nastavíme kulovými kohouty a následně doregulujeme STAD ventily. Nastavené průtoky odečítáme na průtokoměrech. Pomocí směšovacího ventilu si nastavíme požadovanou teplotu. Pokud máme vše nastavené, nejprve v programu zastavíme měření díky kterému jsme sledovali stálost teplot. Nyní vymažeme paměť a spouštíme nové měření. Měření trvá cca 15 minut během kterých si zapisujeme změny průtoků. Během měření kontrolujeme konstantní průtoky jak na straně míchané, tak i studené vody. Teplota

v rozvodu teplé vody, ale kolísá a proto je občas potřeba ji upravit na směšovacím ventilu. Pro správnost měření se snažíme držet teplotu $\pm 0,5$ °C. Totéž platí pro průtoky vody. Pokud se výrazně mění od námi nastavených, je třeba je poupravit tak, abychom jsme se drželi co nejvíce hodnotám na začátku stanovených. Po uplynulé době a správně provedeném měření v programu ukončíme měření a ukládáme si ho do počítače.

Naměřená data zpracujeme pomocí programu Excel, v kterém si vypočítáme potřebné hodnoty pro určení účinnosti výměníku a jeho optimálního využití v dané oblasti teplot a průtoků.

4.3 Nastavení programu AMR-Control

Samotná data jsou zpracovávána ve stolním PC, kam je zapojena měřící jednotka Almemo 3290. Pomocí programu **AMR-Control** zpracováváme data z jednotky do jednoduchého textového dokumentu a ty se následně přepisují do přehledné tabulky v programu Excel pro jejich následné zpracování.

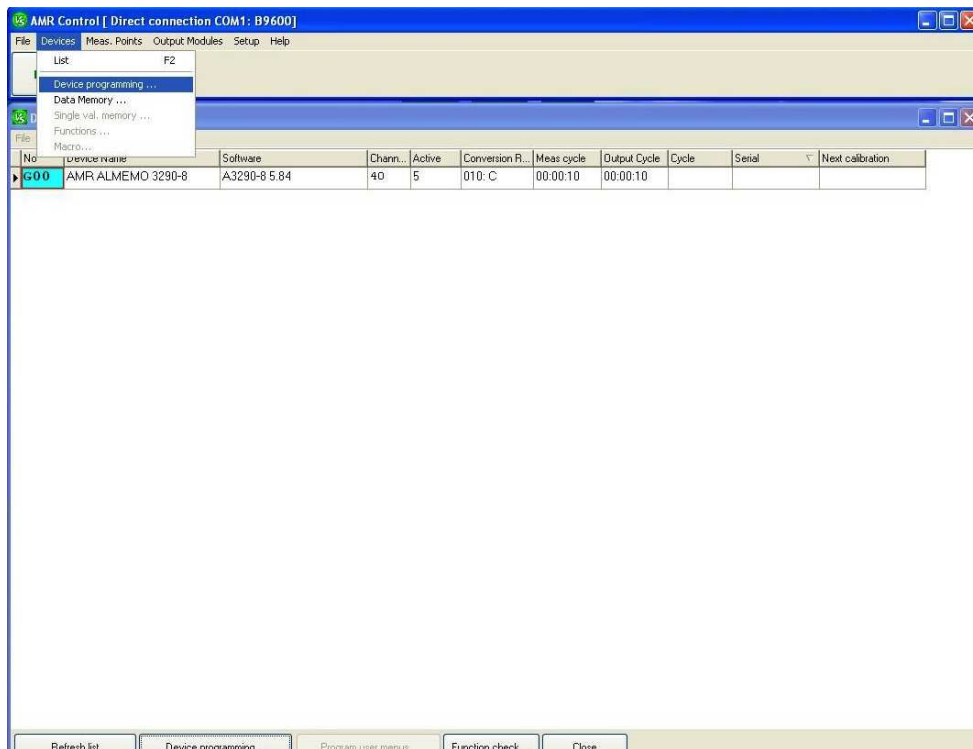
Měřící jednotka je zapojena v elektrické síti a je zapnutá. Přepínač máme v poloze **Measurevalue**. Všechna teplotní čidla jsou správně zapojena do příslušných kanálů a jednotka je připojena k počítači.

Po otevření programu se nám zobrazí úvodní nabídka (obr. 24). Zde volíme první možnost – **Searchattacheddevices**.

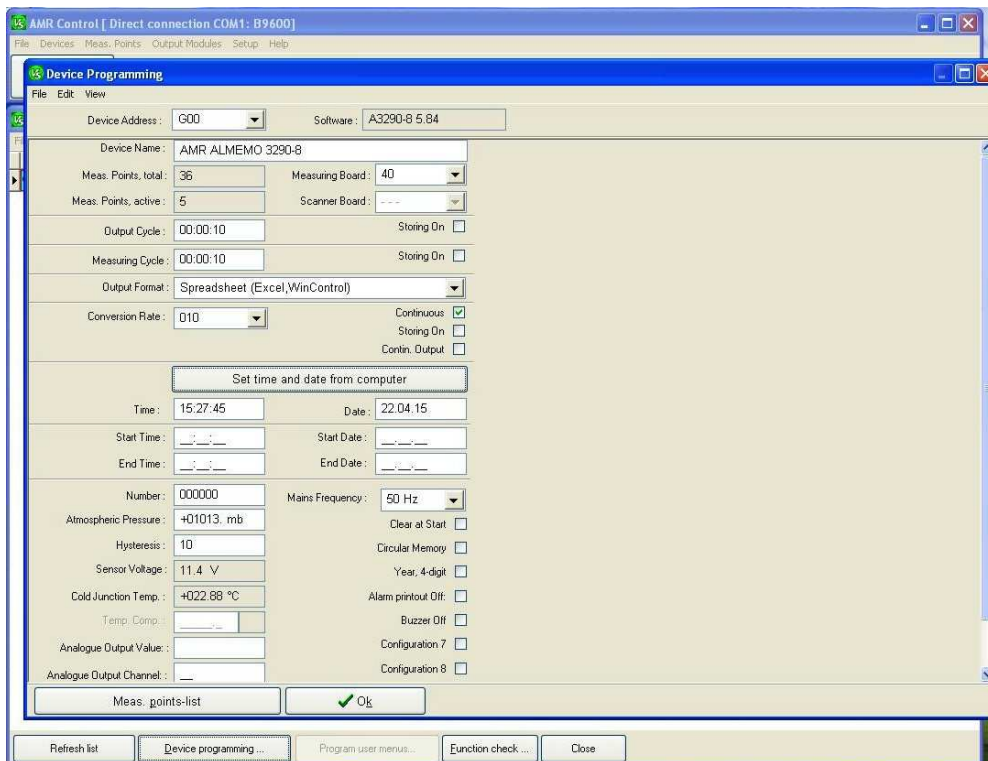


obr. 24 Hlavní nabídka programu AMR Control

Touto volbou nám vyskakuje nové okno, kde vidíme, jak si program vyhledá a spáruje naši měřící jednotku(obr. 25). Po načtení jednotky označené jako **GOO** vidíme v kolonkách její stručné nastavení a zvolené parametry. K tomuto nastavení se dostáváme kliknutím na možnost **File** v horní liště okna. Po vyjetí roletky volíme možnost **Deviceprogramming...** a vyskočí okno(obr. 26), kde si upravíme nastavení měřící jednotky.

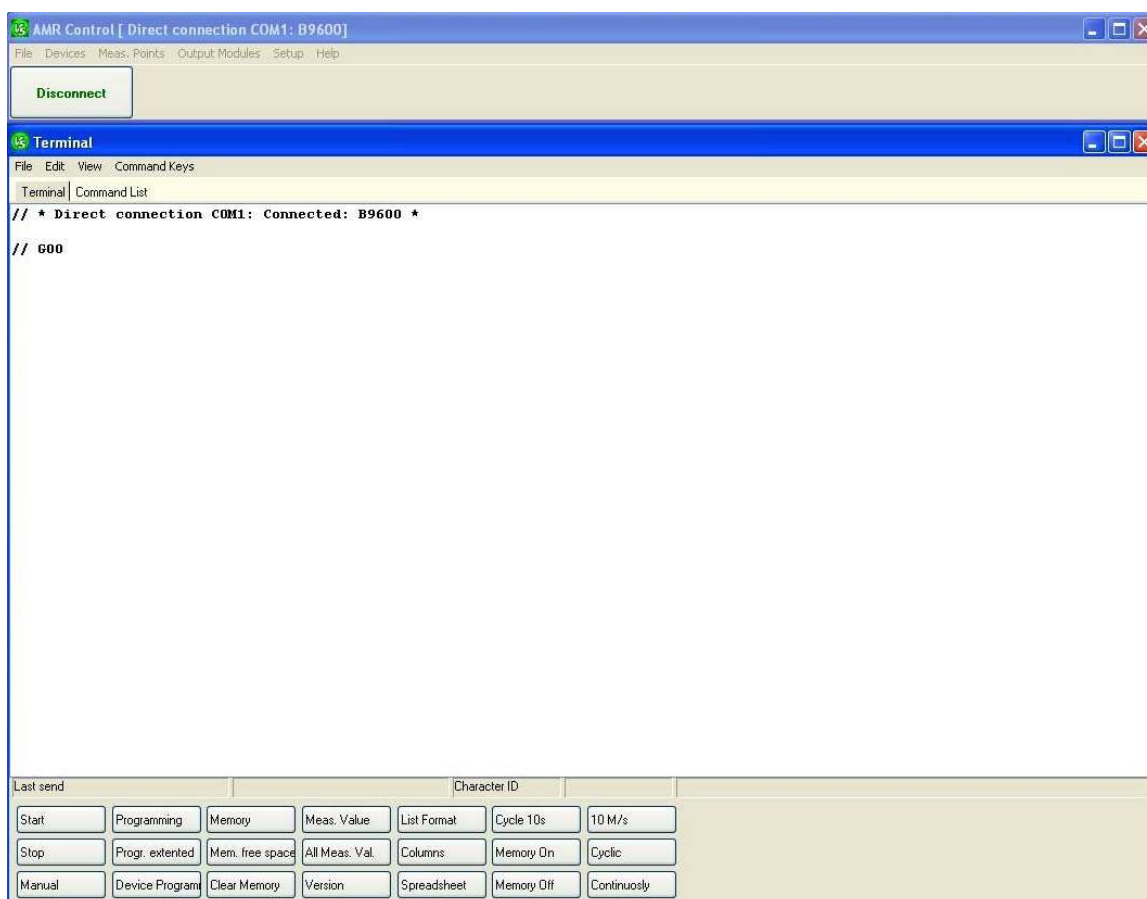


obr. 25 Okno načtené měřící jednotky a hlavní lišta s ovládacími záložkami



obr. 26 Okno pro nastavení parametrů měření

Zde si nastavíme položky **Output** a **MeasuringCycle**, které nám určí časový interval zobrazujících naměřených hodnot. My si volíme interval po **10 sekundách**. Jako další nastavíme výstupní formát, ve kterém se nám data vygenerují. Zvolíme možnost **Spreadsheet (Excel, WinControl)**, díky kterému budeme generovat výsledky do jednoduchého poznámkového bloku. V položce **ConversionRate** nastavíme položku **010** a zaškrtneme možnost **Continuous**. Jako poslední klikneme na tlačítko **Set time and date from computer**, což nám zajistí aktuálnost času a data pro lepší přehlednost při pozdějším zpracování naměřených dat. Pokud jsme vše nastavili správně, potvrdíme nastavení možností **OK**.



obr. 27 Okno měřícího terminálu s ovládacími prvky

Jednotka je nastavená, tudíž můžeme otevřít okno pro zobrazení měření. Na hlavním panelu programu AMR vlevo nahoře klikneme na záložku **File** a zde vybereme v roletce možnost **Terminal**. Otevře se nám okno, jehož hlavní část se skládá čistě ze

zobrazovacího pole, kam se nám budou zapisovat naměřené hodnoty a z druhé spodní části pro ovládání měření (viz obr. 27). Ještě než spustíme samotné měření, stiskneme nejprve tlačítko **ClearMemory**. Tím zajistíme, že odstraníme data z paměti která by zde mohla být uložena po minulém měření. Po provedení tohoto příkazu můžeme spustit měření. To provedeme stisknutím tlačítka **Start**. Na zobrazovací ploše okna se nám začnou zobrazovat data naměřená z teplotních čidel v našem nastaveném intervalu. Po uplynutí 15 minut doby a získání potřebných dat měření ukončíme stlačením tlačítka **Stop**.

Data ukládáme do poznámkového bloku na disk v počítači. To provedeme v otevřeném okně **Terminálu**. V horní liště okna klikneme na roletku **File** a vybereme položku **Save to**. V posledním kroku zvolíme místo uložení a název nově vytvořeného souboru.

4.4 Příklad výpočtu

4.4.1 Výpočet průtoku studené vody

Pro potřeby výpočtu jsme si museli indexy označit příslušné kapaliny. Voda, kterou získáváme po namíchání ve směšovací armatuře má index „MIX“ ,studená voda má index „SV“ a teplá voda bude označena indexem „TV“.

Nejdříve si musíme spočítat množství objemového průtoku studené vody, které je potřeba k namíchání zvoleného celkového průtoku vody, což nám bude simulovat reálný stav ve sprchové armatuře. Toho docílíme pomocí směšovací rovnice ve tvaru

$$\dot{V}_{MIX} t_{MIX} = \dot{V}_{SV} t_{SV} + \dot{V}_{TV} t_{TV} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (89)$$

a po dosazení

$$\dot{V}_{TV} = \dot{V}_{MIX} - \dot{V}_{SV} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (90)$$

dostáváme hledaný tvar, pro výpočet hmotnostního průtoku studené vody ve vztahu

$$\dot{V}_{SV} = \frac{\dot{V}_{MIX} (t_{MIX} - t_{TV})}{(t_{SV} - t_{TV})} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (91)$$

Jako vzorový případ si ukážeme výpočet na jednom z mnoha měření, které se uskutečnili. Dané veličiny byly naměřeny takto: Teplota studené vody $t_{SV}= 10,8^{\circ}\text{C}$, teplota teplé vody $t_{TV}= 42,3^{\circ}\text{C}$. Určený celkový objemový průtok je $0,4 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ a požadovaná teplota namíchané vody je $t_{MIX}=40^{\circ}\text{C}$. Po dosazení hodnot do vzorce (91) dostáváme výsledný hmotnostní průtok

$$\dot{V}_{SV} = \frac{\dot{V}_{MIX}(t_{MIX}-t_{TV})}{(t_{SV}-t_{TV})} = \frac{0,4 * (40 - 42,3)}{(10,8 - 42,3)} = 0,0292 [\text{l}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (92)$$

Výpočet jsme provedli v programu Excel pomocí jednoduchých funkcí, díky čemuž jsme následující výpočet pro jiný stav mohli vypočítat pouhým přepsáním pár buněk.

Takto jsme si objemové průtoky určili pro všechny stanovené průtoky. Vypočítané objemové průtoky jsme se pak po celou dobu měření snažili regulovat, aby se od ideální hodnoty stanovené výpočtem lišila co nejméně. Hodnota průtoky se však mírně odlišila, z důvodů odchylek a tlakových ztrát v celém objektu školy, na který je naše trať napojena, nicméně relativní odchylka od nastavené hodnoty nepřekročila $\pm 5\%$.

4.4.2 Výpočet tepelné úspory výměníku

Po zpracování hodnot v Excelu následuje samotný výpočet pro určení tepelné úspory výměníku. Díky těmto výpočtům můžeme určit podíl úspory energie při přípravě teplé vody.

Nejdříve si stanovíme tepelný výkon pro přípravu teplé vody \dot{Q}_1 . Tento výkon vyjadřuje trať bez osazení výměníku. Vyjádříme ho vztahem

$$\dot{Q}_1 = \dot{V}_{TV1} \cdot c_{TV1} \cdot \rho_{TV1} (t_{TV} - t_{SV}) [W] \quad (93)$$

Z rovnice je patrné, že je třeba určit parametry dané vody, jmenovitě hustotu a tepelnou kapacitu v závislosti na střední teplotě vody. Výpočet těchto parametrů provedeme pomocí programu Excel pro všechny měřené body experimentu.

Dále je potřeba vypočítat objemový průtok teplé vody, který nám jde do směšovací armatury a z kterého po smíchání s vodou studenou dostaneme požadovanou vodu s označením „MIX“. Průtok vypočteme pomocí rovnice

$$V_{TV1} = \left(\frac{(t_{MIX} - t_{SV})}{(t_{TV} - t_{SV})} \right) \cdot V_{MIX} [l \cdot s^{-1}] \quad (94)$$

Nyní můžeme vypočítat tepelný výkon, který získáme po zapojení výměníku. Nejprve vypočítáme skutečný průtok teplé vody při použití přehřáté vody v trojcestném směšovacím ventilu. Výpočet je shodný jako ve vztahu (94) s tím rozdílem, že za teplotu studené vody t_{SV} dosadíme $t_{SV+PŘ}$. Tepelný výkon nutný pro přípravu teplé vody s použitým výměníkem pak je \dot{Q}_2

$$\dot{Q}_2 = V_{TV2} \cdot c_{TV2} \cdot \rho_{TV2} (t_{TV} - t_{SV}) [W] \quad (95)$$

Pro výpočet účinnosti přenosu tepla ve výměníku spočítáme předaný výkon na straně studené vody ve výměníku, který označíme \dot{Q}_3

$$\dot{Q}_3 = V_{SV} \cdot c_{SV} \cdot \rho_{SV} (t_{SV+PŘ} - t_{SV}) [W] \quad (96)$$

Tepelný výkon \dot{Q}_1 nám představuje situaci, při běžném osazení sprchy bez výměníku pro využití tepelné energie odpadní vody. Tepelný výkon \dot{Q}_2 představuje energii k přípravě teplé vody s využitím výměníku.

Pomocí tepelných výkonů pak můžeme vypočítat předpokládanou tepelnou úsporu po osazení výměníku jako

$$\Omega_{ZZT} = 100 - \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} \cdot 100 [\%] \quad (97)$$

Pro výpočet účinnosti přenosu tepla v samotném výměníku je nutné vypočítat průtočné kapacity obou proudů

$$\begin{aligned} \dot{C}_1 &= m_{MIX} c_{MIX} [W \cdot K^{-1}] \\ \dot{C}_2 &= m_{SV} c_{SV} [W \cdot K^{-1}] \end{aligned} \quad (98)$$

Nakonec si vyjádříme samotnou účinnost přenosu tepla výměníku po dosažení tepelného výkonu přenášeného ve výměníku \dot{Q}_1 minimální průtočné kapacity, minimální průtočné kapacity a maximálního rozdílu teplot

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_3''}{C_{min} \Delta t_{max}} = \frac{\dot{Q}_3''}{C_{min} \cdot (t_{MIX} - t_{SV})} \cdot 100 [\%] \quad (99)$$

Zde si opět ukážeme vzorový výpočet pro jeden naměřený případ. Teplota teplé (namíchané) a námi zvolené vody je 40,28°C a hmotnostní tok je 0,2017 l.s⁻¹. Teplota studené vody je 10,71°C, po ohřevu má studená voda teplotu 28,92°C a její hmotnostní průtok je 0,0304 l.s⁻¹.

Jak již bylo popsáno výše, nejprve si sestavíme tepelný výkon potřebný k ohřátí teplé vody podle rovnice (94). Nejprve je potřeba vypočítat objemový průtok, který se v tomto případě po dosažení do vzorce (94) rovná

$$\begin{aligned} V_{TV1} \dot{V} &= \left(\frac{(t_{MIX} - t_{SV})}{(t_{TV} - t_{SV})} \right) \cdot V_{MIX} \dot{V} = \left(\frac{(40,28 - 10,71)}{(45,95 - 10,71)} \right) * 40,28 = \\ &= 0,1693 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (100)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= V_{TV1} \dot{V} \cdot c_{TV1} \cdot \rho_{TV1} (t_{TV} - t_{SV}) \\ &= \frac{0,1693}{1000} * 4189,93 * 995,51 * (45,95 - 10,71) = \\ &= 24874 \text{ W} \end{aligned} \quad (101)$$

Dále spočítáme tepelné výkony \dot{Q}_2 (95)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_2 &= V_{TV2} \dot{V} \cdot c_{TV2} \cdot \rho_{TV2} (t_{TV} - t_{SV}) \\ &= \frac{0,1345}{1000} * 995,51 * 4189,93 * (45,95 - 10,71) = \\ &= 19774 \text{ W} \end{aligned} \quad (102)$$

Nyní spočítáme tepelný výkon ve výměníku na straně studené vody podle rovnice (96)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_3'' &= \frac{V_{SV}}{1000} \cdot c_{SV} \cdot \rho_{SV} (t_{SV+PŘ} - t_{SV}) = \\ &= \frac{0,0304}{1000} * 4189,4 * 995,51 (28,92 - 10,71) = 2308 \text{ W} \end{aligned} \quad (103)$$

Z rovnice (84) pak dostaneme tepelnou úsporu

$$\Omega_{ZZT} = 100 - \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} \cdot 100 = 100 - \frac{19774}{24874} = 20,5 \% \quad (104)$$

Nyní je třeba vypočítat průtočné kapacity obou proudů, což provedeme pomocí vztahů (85) do kterých dosadíme

$$\begin{aligned} \dot{C}_1 &= m_{MIX} c_{MIX} = 0,2017 * 4194,52 = 846,03 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1} \\ \dot{C}_2 &= m_{SV} c_{SV} = 0,0304 * 4189,4 = 127,36 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1} = C_{min} \end{aligned} \quad (105)$$

Po dosazení do vzorce (97) jenž jsme si vyjádřili výše, dostáváme účinnost přenosu tepla výměníkem

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\dot{Q}_3''}{C_{min} \Delta t_{max}} = \frac{2308,77}{127,072 * (40,28 - 10,71)} \cdot 100 = 61,31\% \quad (106)$$

Výše popsané kroky provádíme pro celou řadu stanovených teplot a k nim určených průtoků, které jsme si naměřili. Výsledné napočítané hodnoty společně s naměřenými daty ukládáme jako přílohy na příložené CD.

Tab. 1 Souhrnný přehled napočítaných výsledků

		bez směšování		se směšováním			tTV °C	Ω_{ZZT} %	η_{vym} %
		Vtv	Vsv	Vtv	Vsv	Vmix			
		l/s	l/s	l/s	l/s	l/s			
30%	25 °C	0,0528	0,0664	0,0432	0,0760	0,1192	42,15	18,13	28,32
		0,0879	0,1120	0,0751	0,1248	0,1999	43,52	14,61	23,31
		0,1252	0,1579	0,1109	0,1722	0,2831	44,12	11,41	28,35
		0,1871	0,2148	0,1689	0,2330	0,4019	42,43	9,73	16,71
	27 °C	0,0600	0,0636	0,0492	0,0744	0,1236	42,68	18,05	29,84
		0,1033	0,0962	0,0882	0,1113	0,1995	43,21	14,60	26,07
		0,1415	0,1589	0,1266	0,1738	0,3004	45,62	10,55	18,15
		0,1895	0,1838	0,1705	0,2028	0,3733	43,63	10,01	18,36
	30 °C	0,0591	0,0618	0,0475	0,0734	0,1209	42,86	19,62	32,14
		0,1186	0,0803	0,1025	0,0964	0,1989	43,57	13,63	27,99
		0,2031	0,1134	0,1821	0,1344	0,3165	40,90	10,41	24,42
		0,2178	0,1792	0,1956	0,2014	0,3970	45,73	10,18	19,98
	32 °C	0,0674	0,0540	0,0534	0,0680	0,1214	43,12	20,77	36,91
		0,1303	0,0687	0,1124	0,0866	0,1990	43,41	13,68	31,33
		0,2087	0,1066	0,1838	0,1315	0,3153	43,20	11,95	28,53
		0,3203	0,0790	0,2847	0,1146	0,3993	37,19	11,09	38,53
	35 °C	0,0908	0,0297	0,0732	0,0473	0,1205	42,91	19,36	49,11
		0,1468	0,0548	0,1255	0,0761	0,2016	44,49	14,47	38,19
		0,2106	0,0910	0,1833	0,1183	0,3016	45,59	13,00	32,97
		0,3594	0,0382	0,3197	0,0779	0,3976	37,43	11,05	56,18
	36 °C	0,0896	0,0298	0,0697	0,0497	0,1194	43,98	22,27	53,25
		0,1475	0,0515	0,1177	0,0813	0,1990	44,99	20,25	49,34
		0,2649	0,0357	0,2260	0,0746	0,3006	39,20	14,71	59,02
		0,3497	0,0515	0,3031	0,0981	0,4012	39,83	13,32	54,29
	37 °C	0,0990	0,0209	0,0791	0,0408	0,1199	41,99	20,12	58,85
		0,1533	0,0484	0,1301	0,0716	0,2017	45,29	11,88	42,51
		/	/	/	/	/	/	/	/
		0,3419	0,0556	0,3030	0,0945	0,3975	40,73	7,27	47,56
	40 °C	0,1010	0,0186	0,0767	0,0429	0,1196	44,91	24,02	66,29
		0,1690	0,0327	0,1343	0,0674	0,2017	45,83	20,57	60,91
		0,2489	0,0475	0,2098	0,0866	0,2964	45,65	15,72	53,55
		0,3770	0,0308	0,3075	0,1003	0,4078	42,40	18,42	74,62

5 Závěr

Cílem této práce bylo experimentálně naměřit tepelnotechnické vlastnosti výměníku. Z naměřených hodnot a dosažených výsledků jsme zjistili možnost tepelnou úsporou výměníku a také účinnost přenosu tepla ve výměníku s jakou dokáže odebrat teplo z odpadní vody a předat ho vodě studené. Účinnost přenosu tepla výměníku je přímo úměrná teplotě, což neplatí o změně průtoku vody. Zatímco například u 25 °C je nejvyšší účinnost při 30% průtoku vody, tak při teplotě 40 °C je to při 100% průtoku. Nejlepší účinnosti jsme dosáhli při teplotě 40 °C a průtoku 0,4 l.s⁻¹. Z těchto výsledků je patrné, že nelze stanovit závislost účinnosti na teplotě a průtoku pro jednotlivá měření, neboť okrajové podmínky nebyly shodné.

Samotné měření bylo znesnadněno z důvodu poruchy na vodovodní trati a havárie vodovodního potrubí, což do značné míry znemožnilo dokončení posledních měření. Tyto události způsobily pokles teploty teplé vody a její nestabilitu. Výsledky měření tak byly ovlivněny změnami teploty teplé vody vodovodního řadu, což zapříčinilo nemožnost adekvátního porovnání výsledků jednotlivých měření. Výsledek tepelné úspory výměníku byl ovlivněn právě průběhem odběru a teploty teplé vody. Jak si ukážeme na posledním příkladu níže, pokud by byla teplota teplé vody 55 °C, což je návrhová teplota vody pro rozvody teplé vody dle ČSN EN 806-3, stoupla by úspora téměř o polovinu. Tento poznatek nám umožňuje s ohledem na budoucí měření eliminovat nestálost teploty teplé vody osazením průtokového ohříváče. V následujícím experimentu bude výhodou nejen zapojení průtokového ohříváče, ale i využití předehřáté vody, čímž se více přiblížíme k reálné situaci při skutečném provozu výměníku. Zapojení nových prvků na měřené trati je patrné na schématu (obr. 28). V následující práci se celý experiment bude opakovat s nově zapojenou tratí. Navíc oproti stávajícímu měření budou předmětem zájmu také časové charakteristiky náběhu použitého výměníku tepla. Díky čemuž budeme schopni přesněji posoudit užitečnost za reálných podmínek. V neposledním případě bude také řešen tvar obalu a umístění výměníku.

Na závěr je uvedena ukázka teoretického příkladu, pokud by teplota teplé vody byla 55 °C. Průměr z hodnot objemového průtoku a teploty namíchané vody je

0,1196 l.s⁻¹ a 39,98 °C. Studená voda má teplotu 13,36 °C. Podle výše popsanych vztahů jsme vypočítaly tyto hodnoty:

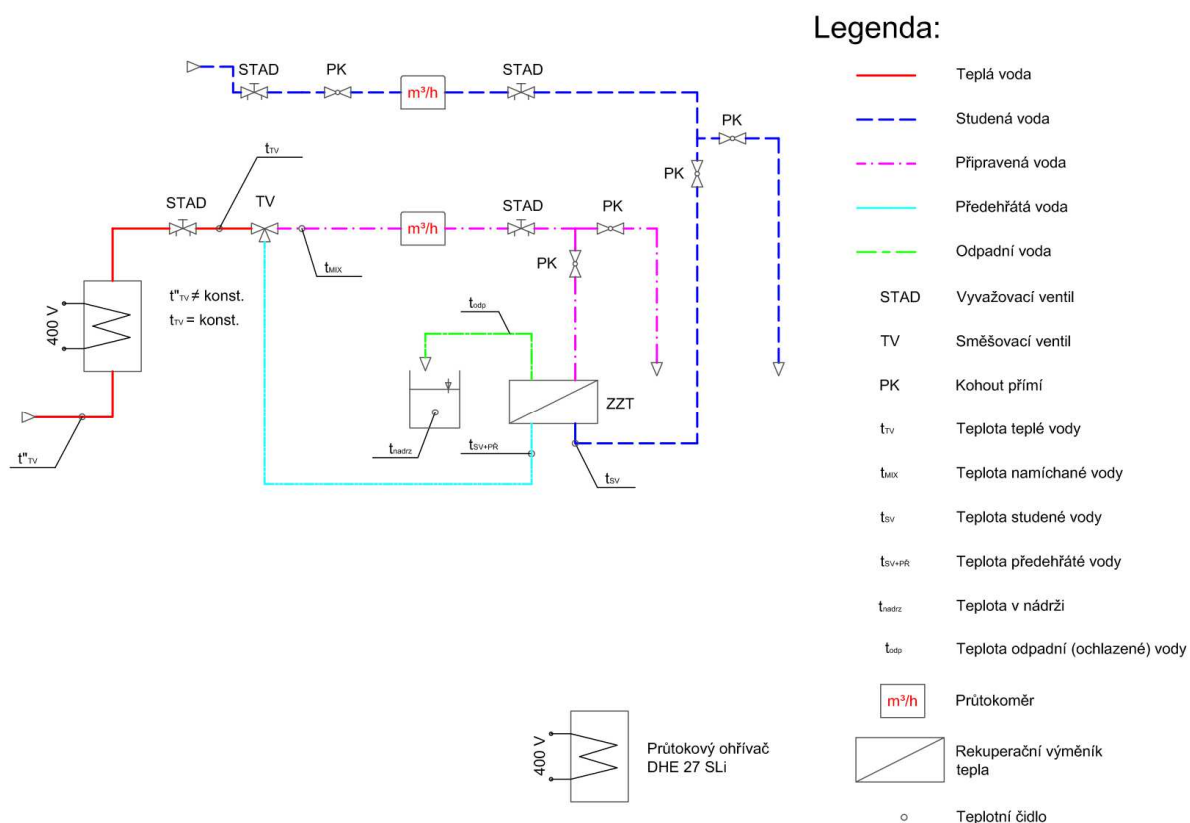
Tab. 2 Výsledky teoretického příkladu

Q3'	C1	C2	η_{vym}	bez směšování			se směšováním			η_{ZZ} T
				V TV	V SV	Q1	V TV	V SV	Q2	
W	W/K	W/K	%	l/s	l/s	W	l/s	l/s	W	%
1471,60	501,65	83,01	66,58	0,0765	0,0431	13267,1163	0,0442	0,0754	7659,6255	42,27

Ta samá teplota teplé vody, ale vyšší průtok. Teplota namíchané vody a její průtok jsou 40,15 °C a 0,2017 l.s⁻¹. Teplota studené vody je 10,75 °C. Pro tyto parametry by nám vyšli tyto hodnoty (Tab. 3)

Tab. 3 Výsledky druhého teoretického příkladu

Q3'	C1	C2	η_{vym}	bez směšování			se směšováním			η_{ZZ} T
				V TV	V SV	Q1	V TV	V SV	Q2	
W	W/K	W/K	%	l/s	l/s	W	l/s	l/s	W	%
2291,46	846,04	127,43	61,17	0,1340	0,0677	24709,7633	0,0872	0,1145	16078,6555	34,93



obr. 28 Schéma zapojení nové trati

Použitá literatura

- [1]. Sazima, Miroslav. Sdílení Tepla 1. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit., 1993. ISBN 80-85341-42-5
- [2]. Dvořák, Zdeněk. Sdílení Tepla a Výměníky 1. vyd. Praha: Česká vysoká učení technická, 1992. ISBN 80-01-00830-4
- [3]. Sedlář, Jaroslav, a Alena Macháčková. Procesy Aparáty 1. vyd. Brno: Ediční středisko Vysokého učení technického, 1988.
- [4]. Kolomazník, Karel, Jaroslav Sedlář, and Alena Macháčková. Teorie Technologických Procesů III. vyd. Brno: Ediční středisko Vysokého učení technického, 1978.
- [5]. Technik prostředí [online]. Vlastník. [cit. 14.5.2015]. Dostupné z: <http://www.qpro.cz/ZZT-rekuperace-regenerace>
- [6]. PŘÍHODA, Miroslav, RĚDR, Miroslav. Sdílení tepla a proudění. 1. vyd. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2003. ISBN 80-7078-549-7

- [7]. ŠESTÁK, Jiří, ŽITNÝ, Rudolf. Tepelné pochody II: Výměníky tepla, odpařování, sušení, průmyslové pece a elektrický ohřev. 2. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-01-03475-5. ☐
- [8]. ŠESTÁK, Jiří, RIEGER, František. Přenos hybnosti, tepla a hmoty. 3. vyd. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2005. ISBN 80-01-02933-6. ☐
- [9]. IMI hydronic engineering [online]. IMI Hydronic Engineering – Česká republika. (vid. 2015) [cit. 16.5.2015]. Dostupné z: <http://www.imi-hydronic.com/cs/produkty-a-eeni/vyvaovani-a-regulace/vyvaovaci-ventily/vyvaovaci-ventily/stad/>
- [10]. Siemens [online]. Siemens Česká republika. (vid. 2014). [cit. 16.5.2015]. Dostupné z: https://www.cee.siemens.com/web/cz/cz/corporate/portal/home/produkty_a_sluzby/IBT/mereni_a_regulace/mereni_tepla_a_prutoku/merice_tepla_a_chladu/Pages/UH50-A.aspx
- [11]. Sakal Technologie pro úspory energií [online]. Sakal. (vid. 2015). [cit. 16.5.2015]. Dostupné z: <http://sakal-ovt.cz/produkty/sprchovy-vymenik-nela/>
- [12]. Steno CZ [online]. Steno CZ. (vid. 2015). [cit. 18.5.2015]. Dostupné z: <http://www.steno.cz/s/instalaterske-zbozi/caleffi/art-521.html#>

Seznam obrázků

obr. 1 Stacionární teplotní pole při prostupu tepla rovinou stěnou	14
obr. 2 Sdílení tepla vedením ve dvojité vrstvě [3]	17
obr. 3 Grafické řešení povrchových teplot T_{S1} a T_{S3} a teplot T_{S2} na styku dvou vrstev složené stěny při prostupu tepla stěnou z teplejší tekutiny s teplotou T_1 do chladnější tekutiny s teplotou T_2 [1]	18
obr. 4 Stacionární teplotní pole při prostupu tepla válcovou stěnou	19
obr. 5 Prostup tepla válcovou stěnou [3]	26
obr. 6 Uspořádání proudu ve výměníku [4]	30
obr. 7 Uspořádání proudu ve výměníku [4]	30
obr. 8 Uspořádání proudu ve výměníku	31
obr. 9 Uspořádání proudu ve výměníku [4]	31
obr. 10 Průběh teplotních křivek podél stěny souproudého výměníku v závislosti na různých poměrech hodnot W_1 a W_2 [3]	33
obr. 11 Odvození středního teplotního rozdílu pro souproud [4]	34
obr. 12 Průběh tepelných křivek podél stěny protiproudého výměníku v závislosti na různých poměrech hodnot W_1 a W_2 [3]	37
obr. 13 K odvození středního teplotního rozdílu pro protiproud [4]	37
obr. 14 Schéma měřené tratě	39
obr. 15 Celkový pohled na měřenou trať	40
obr. 16 Detail kulových kohoutů	40
obr. 17 Detail vyvažovacího ventilu STAD	41
obr. 18 Měřicí jednotka Siemens UH-50-D05C	42
obr. 19 Sprchový výměník tepla	43
obr. 20 Detail zapojení teplotního čidla	44
obr. 21 Směšovací ventil Steno Celeffi art-521	45
obr. 22 Vstupní konektor Almemo	46
obr. 23 Měřicí jednotka Almemo 3290 a detail zapojení konektorů do příslušných kanálů	46
obr. 24 Hlavní nabídka programu AMR Control	49

obr. 25 Okno načtené měřicí jednotky a hlavní lišta s ovládacími záložkami	50
obr. 26 Okno pro nastavení parametrů měření	50
obr. 27 Okno měřicího terminálu s ovládacími prvky.....	51
obr. 28 Schéma zapojení nové trati	60

Seznam tabulek

Tab. 1 Souhrnný přehled napočítaných výsledků.....	57
Tab. 2 Výsledky teoretického příkladu	59
Tab. 3 Výsledky druhého teoretického příkladu.....	59

Seznam příloh

Elektronické přílohy (uvedeny na CD)

BP_Starzinský_2015.pdf

Souhrnná tabulka.xlsx

Jednotlivé složky s naměřenými soubory+ Excely s vypočítanými hodnotami

Schéma.dwg + .pdf

Schéma-nové.dwg + .pdf

Celkove porovnani.xlsx

smes.rce.xlsx