

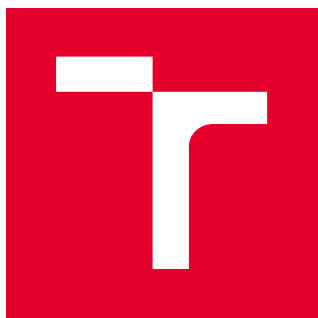
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

DIZERTAČNÍ PRÁCE

Brno, 2018

Ing. Tereza Brožová



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

LABORATOŘ PŘENOSU TEPLA A PROUDĚNÍ

HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW LABORATORY

FÁZOVÉ ZMĚNY NA POVRCHU TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ S DUTÝMI VLÁKNY

PHASE CHANGES ON HEAT EXCHANGER SURFACES WITH HOLLOW FIBERS

DIZERTAČNÍ PRÁCE

DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Tereza Brožová

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Ing. Miroslav Raudenský, CSc.

BRNO 2018

ABSTRAKT

Práce je zaměřena na polymerní tepelné výměníky z dutých vláken. Hlavním předmětem zkoumání je vznik a průběh kondenzace na vnějším povrchu vláken a vliv fázové přeměny na přenos tepla. Práce se současně zabývá vlivem geometrie výměníku tepla na přenos tepla a průběh kondenzace. Součástí práce jsou také únavové zkoušky polymerních výměníků z dutých vláken. Práce tedy dává přehled možného uplatnění takovýchto výměníků v průmyslových aplikacích spojených s kondenzací.

KLÍČOVÁ SLOVA

dutá vlákna, kondenzace, tepelný výměník, fázová změna

ABSTRACT

The thesis focuses on the polymer hollow fibres heat exchangers. The main object of the research is the formation and process of condensation on the outer surface of fibres and the effect of phase change on the heat transfer. The study deals with the influence of the geometry of the heat exchanger on the heat transfer and the condensation process. Fatigue tests of polymeric hollow fibres exchangers are also part of the work. The work provides an overview of the possible use of such heat exchangers in industrial applications associated with condensation.

KEYWORDS

hollow fibres, condensation, heat exchanger, phase change

BROŽOVÁ, Tereza *Fázové změny na povrchu tepelných výměníků s dutými vlákny*: dizertační práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Laboratoř přenosu tepla a proudění, 2018. 106 s. Vedoucí práce byl prof. Ing. Miroslav Raudenský, CSc.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že svou doktorskou práci na téma „Fázové změny na povrchu tepelných výměníků s dutými vlákny“ jsem vypracovala samostatně pod vedením vedoucího doktorské práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autorka uvedené doktorské práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této doktorské práce jsem neporušila autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhla nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a/nebo majetkových a jsem si plně vědoma následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon), ve znění pozdějších předpisů, včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

Brno

.....

podpis autorky

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych chtěla poděkovat vedoucímu své dizertační práce prof. Ing. Miroslavu Raudenskému, CSc. za jeho odborné vedení, cenné připomínky a rady.

V neposlední řadě bych ráda poděkovala své rodině za trpělivost a podporu.

Brno

.....

podpis autorky

Obsah

Vymezení cílů disertační práce	11
Úvod	12
1 Přehled výměníků tepla	13
1.1 Základní dělení tepelných výměníků	13
1.2 Energetický pohled na tepelný výměník	17
1.3 $\varepsilon - NTU$ metoda	19
2 Přenos tepla a proudění uvnitř dutého vlákna	22
2.1 Rovnice pro výpočet Nusseltova čísla a tlakových ztrát uvnitř vlákna	23
3 Polymerní výměníky tepla	25
3.1 Polymerní výměníky z dutých vláken	26
4 Dynamický kontaktní úhel a smáčivost	28
4.1 Výsledky měření pro polymerní vlákna	29
5 Měření polymerních výměníků tepla v režimu voda-voda	36
6 Fázové přeměny	42
6.1 Bezrozměrná čísla v oblasti kondenzace a vypařování	42
6.2 Kondenzace	43
6.2.1 Kondenzace filmu na vnějším povrchu svislé desky	43
6.2.2 Kondenzace filmu na vnějším povrchu válcového tělesa	46
7 Měření polymerních výměníků tepla v režimu voda-pára	47
7.1 Vliv gravitace	50
7.2 Vliv druhu a počtu vláken	52
8 Kondenzace vzdušné vlhkosti	57
8.1 Výsledky výměníku tepla s PA vlákny složeného z 6 vrstev a 8 mm mezer	62
8.2 Výsledky PP výměníku tepla složeného z 6 vrstev a 8 mm mezer	63
8.3 Výsledky PP výměníku tepla složeného z 6 vrstev a 3 mm mezer	65

8.4	Výsledky PP výměníku tepla složeného z 20 vrstev	67
8.5	Vliv materiálu vláken	68
8.6	Vliv polohy výměníku	70
8.7	Vliv geometrie výměníku	70
9	Únavové zkoušky	72
9.1	Testy životnosti	72
	Závěr	78
	Reference	81
	Vlastní publikace vztahující se k disertaci	87
	Ostatní vlastní publikace	89
	Seznam symbolů	90
	Seznam příloh	99
A	Vztahy použité pro analýzu dat při měření voda-voda	100
A.1	Fyzikální vlastnosti vody	100
A.2	Analýza dat	100
A.2.1	Vztahy platné uvnitř vláken	101
A.2.2	Vztahy platné v plášti	101
B	Vztahy použité pro analýzu dat naměřených při kondenzaci páry	103
B.1	Fyzikální vlastnosti páry	103
B.2	Fyzikální vlastnosti vody	103
B.3	Analýza dat	104
B.3.1	Vztahy platné uvnitř vláken	104
B.3.2	Vztahy platné v plášti	104
C	Vztahy použité pro analýzu dat naměřených při kondenzaci vzdušné vlhkosti	105

Vymezení cílů disertační práce

Jednotlivé cíle disertační práce jsou formulovány na základě statní doktorské zkoušky následovně:

1. porovnání výkonových parametrů výměníku pro případy bez kondenzace a s kondenzací na vnějším povrchu vláken,
2. kvantitativní popis vlivu parametru kondenzace (teplota a vlhkost okolního vzduchu) na výkonové parametry výměníku,
3. stanovení vlivu geometrie výměníku a polohy vláken s ohledem na gravitační síly,
4. stanovení vlivu povrchových vlastností materiálu (hydrofobní/hydrofilní), ze kterého jsou vlákna vyrobena, včetně možností chemických a plasmových úprav povrchu vláken s cílem modifikovat úhel smáčivosti.

Úvod

Proces tepelné výměny mezi dvěma tekutinami o různých teplotách skrze pevnou stěnu se objevuje v mnoha inženýrských aplikacích. Zařízení sloužící k takovéto výměně tepla se nazývá tepelný výměník. V minulosti byla jejich výroba výhradně záležitostí kovožpracujícího průmyslu. Zpravidla se vyrábějí z kovů jako je ocel, hliník a měď. Ty se vyznačují vysokou tepelnou vodivostí, která je způsobena tzv. volnými elektrony, které svým pohybem uvnitř kovu způsobují přenos tepla z jedné části do druhé.

Pro některé aplikace jsou nekorozivní vlastnosti a chemické odolnosti výměníku vůči různým látkám zcela klíčové, proto se začaly vyrábět tepelné výměníky z polymerních materiálů, pro které je specifický nízký součinitel tepelné vodivosti a jsou vnímány spíše jako tepelné izolanty. Avšak s klesající tloušťkou stěny tepelného výměníku klesá i jeho tepelný odpor způsobený volbou materiálu. Polymerní materiály mají několik nesporných výhod ve srovnání s kovovými, mezi které patří např. snadná tvarovatelnost a nízká hmotnost.

Polymerní výměníky z dutých vláken zkoumané v této práci se skládají z polymerních vláken o vnějším průměru 0,5-1,3 mm, jejichž tloušťka stěny je cca 10 % vnějšího průměru. Takový výměník je složen ze stovek těchto vláken, které tvoří velkou teplosměnnou plochu. Vzniká tak kompaktní a účinný tepelný výměník.

Práce je členěna do devíti kapitol. Kapitola 1 poskytuje přehled dostupných výměníků tepla a základní vztahy pro výpočet tepelných charakteristik. V kapitole 2 je pak shrnut vliv proudění uvnitř vláken na přenos tepla. Přehled dostupných polymerních výměníků tepla a zásadní výsledky vláknových výměníků tepla jsou shrnuty v kapitole 3. Vliv smáčivosti vláken je zkoumán v kapitole 4. Kapitola 5 poskytuje výsledky, kterých bylo dosaženo při měření v režimu voda-voda ve spolupráci s firmou Spirax Sarco Ltd, UK. Fázové změny uvnitř kanálu s kruhovým průřezem a vně takového kanálu jsou popsány v kapitole 6. Tyto poznatky jsou aplikovány při měření přenosu tepla spojeného s kondenzací. Přenos tepla při kondenzaci přehřáté páry popisuje kapitola 7. Těchto výsledků bylo dosaženo opět ve spolupráci s firmou Spirax Sarco Ltd, UK. Výsledky měření při kondenzaci vzdušné vlhkosti jsou pak popsány v kapitole 8. Tyto výsledky byly dosaženy ve spolupráci s firmou HTS s.r.o., ČR. Životnost polymerních výměníků z dutých vláken je řešena v kapitole 9.

KAPITOLA 1

Přehled výměníků tepla

Výměník tepla je zařízení, které slouží k výměně tepla mezi různými proudícími teplotonosnými médii. Používají se tam, kde není možné předávat teplo přímo ze zdroje do spotřebiče. Během tepelné výměny dochází k předávání tepla z teplejšího (topného) média do chladnějšího (ohřívaného). S tepelnými výměníky se setkáváme v celé řadě aplikací jako je vzduchotechnika, tepelná čerpadla, chladiče rozvodných desek, chladičů technologie pro průmysl atd.

1.1 | Základní dělení tepelných výměníků

Tepelné výměníky můžeme dělit podle následujících parametrů [1]

- způsob předávání tepelné energie: rekuperátory a regenerátory,
- proces přenosu tepla: přímý a nepřímý kontakt pracovních médií,
- geometrie konstrukce: trubkové, deskové,
- mechanismus přenosu tepla: jednofázový či dvoufázový,
- vzájemné proudění médií: souprůdé, protiprůdé, křížové.

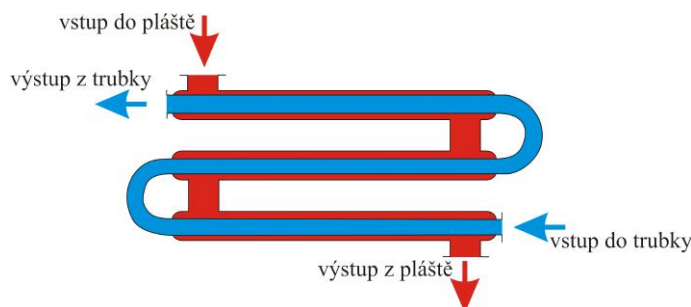
Rozdíl mezi rekuperačními a regeneračními výměníky spočívá ve způsobu předávání tepelné energie. Rekuperační výměníky jsou takové, u nichž jsou obě pracovní média oddělena nepropustnou stěnou tzv. teplosměnnou plochou, skrze kterou probíhá tepelná výměna. Naopak regenerační výměníky pracují na principu střídání se obou pracovních médií v pracovním prostoru, který je schopen akumulovat tepelnou energii. Tedy při proudění teplejší tekutiny hmota vnitřní výplně výměníku teplo přijímá a v druhé periodě jej pak předává tekutině chladnější [2].

Pro tepelné výměníky s přímým kontaktem platí, že obě pracovní média jsou v přímém kontaktu a tepelná výměna probíhá mezi částicemi obou médií. Zatímco u výměníků s nepřímým kontaktem pracovních médií jsou obě média oddělena pevnou přepážkou, která vytváří teplosměnnou plochu.

Dále můžeme tepelné výměníky rozlišovat podle konstrukce na trubkové a deskové. Základní rozdíl mezi trubkovými a deskovými výměníky je ve velikosti přetlaku,

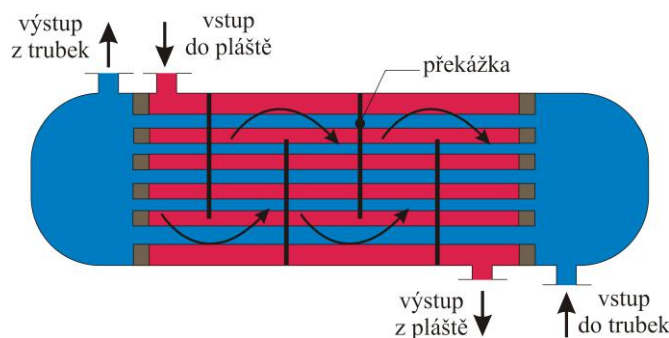
který jsou schopny snést. Trubkové tepelné výměníky mohou být konstruovány pro podstatně vyšší přetlaky. Zkoumané výměníky patří mezi trubkové výměníky.

Trubkové výměníky dále dělíme na dvoutrubkové, kotlové (tzv. shell & tube) a spirálové. Základní princip dvoutrubkového výměníku je znázorněn na obrázku 1.1. Jeho princip spočívá v umístění jedné trubky do druhé. Používá se v případech vysokých tlaků.



Obrázek 1.1: Schéma dvoutrubkového výměníku.

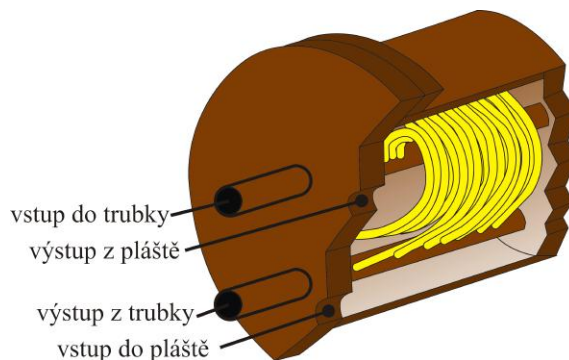
Kotlové výměníky jsou tvořeny trubkami s kruhovým průřezem, které jsou usazeny do velkého válcového pláště, jehož osa vede rovnoběžně s osami trubek. Používají se jako parogenerátory v jaderných elektrárnách, olejové chladiče. Své užití nacházejí i v procesních aplikacích a v chemickém průmyslu [1]. Jejich výhodou je snadná údržba, opravitelnost, čištění. Schéma kotlového výměníku je zobrazeno na obrázku 1.2. Podobný princip používají polymerní výměníky tepla se svazkem z dutých vláken uvnitř kovového pláště, které byly předmětem zkoumání této práce. Jejich výsledky jsou podrobněji popsány v kapitole 5 a 7.



Obrázek 1.2: Schéma kotlového výměníku.

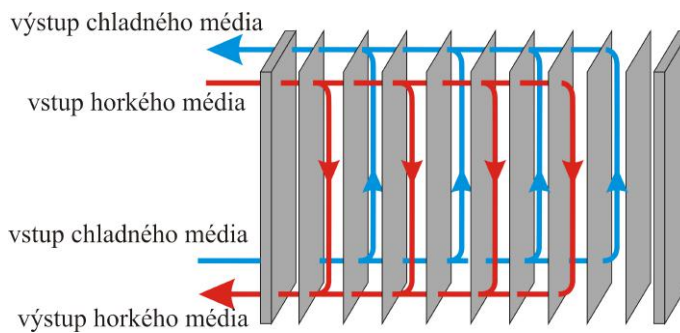
Spirálové výměníky se skládají ze spirálovitě vinutých cívek umístěných v plášti. Součinitel přenosu tepla takového výměníku je vyšší, než-li v případě dvoutrubkového výměníku stejné velikosti. Jejich čištění je téměř nemožné, proto jsou vhodné pro čistá média [1]. Základní princip takového tepelného výměníku je znázorněn na obrázku 1.3.

Deskové výměníky jsou tvořeny tenkými plechy, které vytvářejí průtočné kanály a zároveň od sebe oddělují tekutiny. Deskové výměníky jsou vhodné pro libovol-



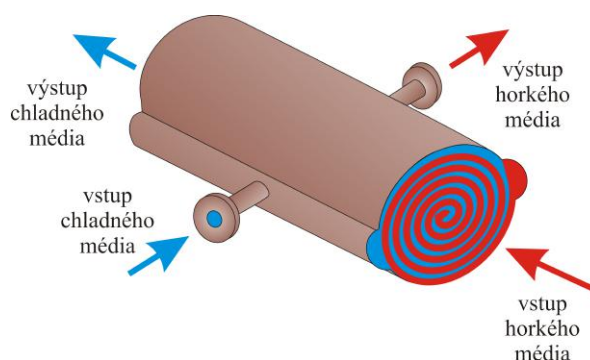
Obrázek 1.3: Schéma trubkového spirálového výměníku.

nou kombinaci plynů, kapalin a dvoufázového proudění. Jeho princip je zobrazen na obrázku 1.4.



Obrázek 1.4: Schéma deskového výměníku.

Spirálový deskový výměník se skládá ze dvou paralelních plechů stočených do spirály. Tento výměník se velmi snadno udržuje, a proto je vhodný i pro kalná a viskózní média [1]. Jeho princip je na obrázku 1.5.



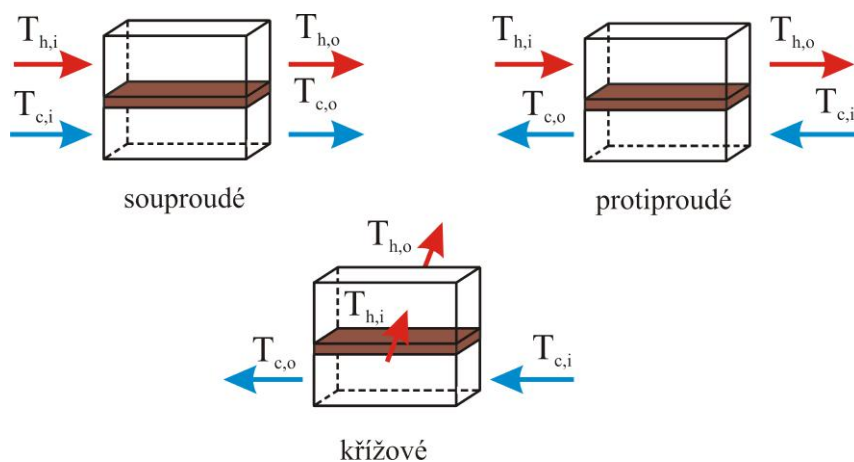
Obrázek 1.5: Schéma deskového spirálového výměníku.

Za účelem zvětšení teplosměnné plochy se na teplosměnné plochy přidávají žebra, která mají sloužit k zefektivnění přenosu tepla. Ta mohou být různých velikostí a tvarů. Avšak ne vždy je výhodné žebrování využít. Například v případě zkoumaných výměníků tepla, kdy je teplosměnná plocha tvořena polymerními dutými vlákny by,

z důvodu nízké tepelné vodivosti polymerů, přidáním žeber podstatně vzrostl tepelný odpor výměníku a klesla jeho efektivita.

Při výměně tepla může docházet k fázovým přeměnám. Mění-li se kapalina na plyn, jedná se o vypařování. V případě, kdy se plyn mění v kapalinu, hovoří se o kondenzaci. Pokud dochází k těmto fázovým změnám, je tepelný výměník nazýván dvoufázovým. V opačném případě je řeč o jednofázovém.

Dalším významným parametrem tepelných výměníků je vzájemné proudění médií kolem teplosměnné plochy. Podle něj se výměníky dělí na souproudé, protiproudé a křížové. Pokud směry proudů obou médií spolu svírají nulový úhel, hovoří se o souproudém tepelném výměníku a obě média proudí stejným směrem. Svírají-li úhel o velikosti 180° , tedy proudí právě opačným směrem, je řeč o protiproudém výměníku. V případě na sebe kolmých směrů proudů se jedná o tzv. křížové uspořádání. Vzájemné proudění tekutin významně ovlivňuje dobu, po kterou je předáváno teplo mezi konkrétními částicemi, a tedy i teplotní profil teplotnosných médií. Studované výměníky tepla byly zapojeny protiproudě v případě měření v režimu voda-voda či voda-pára, to je popsáno v kapitole 5 a 7. Křížového uspořádání pak bylo využito při měření v režimu voda-vzduch při kondenzaci vzdušné vlhkosti, která je popsána v kapitole 8.



Obrázek 1.6: Dělení tepelných výměníků podle vzájemného proudění médií.

Tepelné výměníky se nejčastěji používají za účelem [3]

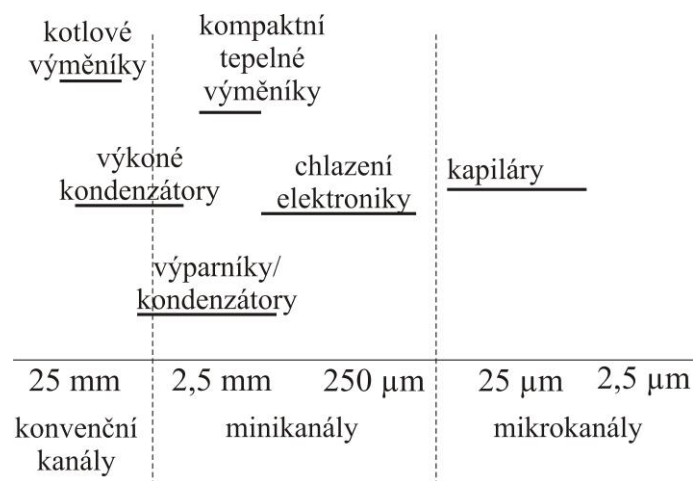
- ohřevu pracovní látky,
- chlazení pracovní látky,
- kondenzace páry,
- využití zbytkového tepla,
- výroby páry.

Nejdůležitějším parametrem tepelného výměníku je jeho výkon. Ten však závisí na mnoha faktorech. Jeho hodnota se mění zejména s teplotním rozdílem mezi topnou a ohřívanou stranou výměníku, který se označuje jako teplotní spád. Žádný tepelný

výměník není schopný dosáhnout 100% termické účinnosti, proto vždy existuje teplotní rozdíl mezi vstupní topnou a výstupní ohřívanou kapalinou.

Tepelné výměníky se mohou dále dělit podle průměru kanálů, ze kterých je tvořen. Tepelné výměníky, studované v této práci, jsou složeny z vláken o vnějším průměru 0,5-1,3 mm a patří tak mezi minikanály. Na obrázku 1.7 je znázorněno jejich běžné použití v závislosti na průměru. Konstrukce a typ výměníku je vždy přizpůsoben konkrétní aplikaci. Podle použití dělíme tepelné výměníky na

- topení,
- chladicí zařízení,
- kondenzátory,
- výparníky.



Obrázek 1.7: Dělení výměníků tepla podle průměru kanálů. (Upraveno podle [4].)

1.2 | Energetický pohled na tepelný výměník

Jedním ze základních parametrů tepelného výměníku je součinitel prostupu tepla u s jednotkou $W/(m^2K)$, udává tak, kolik tepla projde stěnou o velikosti $1 m^2$, pokud je teplotní spád $1 K$. Na něm závisí celkový tepelný tok výměníkem, jeho závislost je možné definovat jako

$$q'' = u\Delta T, \quad (1.1)$$

kde $\Delta T = T_h - T_c$ představuje rozdíl mezi teplotou horkého T_h a studeného T_c média [5]. Součinitel přestupu tepla závisí na tepelném odporu R výměníku. Závislost lze formulovat pro případ proudění ve válcovém kanále jako

$$R = \frac{1}{u} = \frac{1}{\alpha_h} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_c}, \quad (1.2)$$

kde indexy h a c opět představují označení horkého a studeného média. Člen $\ln(d_o/d_i)/\lambda_w$ pak reprezentuje tepelný odpor, který působí teplosměnná stěna. d_o a d_i značí vnější a vnitřní průměr válcového kanálu a λ_w tepelnou vodivost materiálu stěny. Z kombinace rovnice (1.1) a (1.2) plyne formule pro celkový tepelný tok teplosměnnou válcovou plochou

$$q'' = \frac{T_h - T_c}{\frac{1}{\alpha_h} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_c}}. \quad (1.3)$$

V ustáleném stavu pak musí platit energetická bilance, neboli teplo, které předá teplejší tekutina, se musí rovnat teplu, které přijme chladnější tekutina. Či-li

$$dq = -\dot{m}_h c_{p,h} dT_h = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c. \quad (1.4)$$

Teplo předané skrze teplosměnnou plochu, závisí na velikosti jejího povrchu A , tedy

$$dq = u \Delta T dA. \quad (1.5)$$

Rozdíl teplot ΔT je spojitá funkce a závisí na prostorové souřadnici, proto má smysl uvažovat i jeho změnu

$$d(\Delta T) = d(T_h - T_c) = dT_h - dT_c. \quad (1.6)$$

Kombinací rovnic (1.4), (1.5) a (1.6) vzniká diferenciální rovnice

$$d(\Delta T) = -u \Delta T dA \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} \right), \quad (1.7)$$

jejíž řešení má tvar

$$\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = -uA \left(\frac{1}{\dot{m}_h c_{p,h}} + \frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} \right) = -uA \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{q} + \frac{T_{h,o} - T_{c,o}}{q} \right). \quad (1.8)$$

V případě souproutého a protiproutého tepelného výměníku se pro zjednodušení zápisu zavádí tzv. střední logaritmický teplotní spád, který je dán vztahem

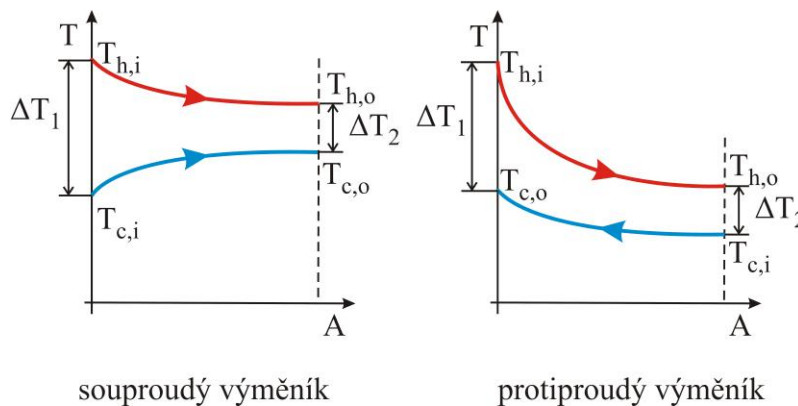
$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1/\Delta T_2)}. \quad (1.9)$$

ΔT_1 a ΔT_2 pak představují teplotní rozdíly mezi horkým a studeným médiem. Ty se však pro jednotlivé typy výměníků liší a jejich význam je demonstrován na obrázku 1.8. V případě souproutého tepelného výměníku je

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i}, \quad \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o}. \quad (1.10)$$

V případě protiproudého tepelného výměníku je pak

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}, \quad \Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}. \quad (1.11)$$



Obrázek 1.8: Teplotní profil souproudého a protiproudého výměníku tepla.

1.3 | $\varepsilon - NTU$ metoda

Pro zavedení účinnosti tepelného výměníku je třeba nejprve zavést maximální možný tepelný tok

$$q_{max} = \min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\} (T_{h,i} - T_{c,i}). \quad (1.12)$$

Účinnost tepelného výměníku je pak definována jako poměr maximálně možného a aktuálního tepelného toku,

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}}. \quad (1.13)$$

Z definice musí platit $\varepsilon \in (0; 1)$. Pokud je účinnost výměníku známa, je možné určit reálný tepelný tok jako

$$q = \varepsilon \min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\} (T_{h,i} - T_{c,i}). \quad (1.14)$$

V praxi se v souvislosti s účinností tepelných výměníků často zavádí pojem NTU (Number of Transfer Units), což je bezrozměrné kritérium, pomocí kterého se charakterizuje schopnost výměníků tepla přenášet teplo za konkrétních podmínek a je dán vztahem

$$NTU = \frac{uA}{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}. \quad (1.15)$$

Jak mezi sebou souvisí NTU a ε ukazují následující vztahy, které jsou odvozeny pro souproutý výměník. Rovnice (1.8) může být přepsána ve tvaru

$$\begin{aligned} \ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \right) &= -\frac{uA}{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} \left(1 + \frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} \right) = \\ &= -NTU \left(1 + \frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} \right). \end{aligned} \quad (1.16)$$

Tedy rovnici (1.16) lze formulovat jako

$$\frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} = \exp \left[-NTU \left(1 + \frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} \right) \right]. \quad (1.17)$$

Účinnost pak může být vyjádřena z rovnice (1.13) jako

$$\varepsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (1.18)$$

Z kombinace (1.17) a (1.18) plyne

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left\{-NTU \left[1 + \left(\frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} \right) \right]\right\}}{1 + \left(\frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} \right)}. \quad (1.19)$$

Pro protiproudé uspořádání tepelného výměníku, kde $\frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} < 1$ je ε formulována jako

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left\{-NTU \left[1 - \left(\frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} \right) \right]\right\}}{1 - \left(\frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} \right) \exp\left\{-NTU \left[1 - \left(\frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} \right) \right]\right\}}. \quad (1.20)$$

V případě $\frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} = 1$ je pak tepelná účinnost výměníku definována jako

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}. \quad (1.21)$$

Z (1.19), (1.20) a (1.21) vyplývá, že účinnost je funkcí NTU a měrné tepelné kapacity použitých médií,

$$\varepsilon = f \left(NTU, \frac{\min\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}}{\max\{\dot{m}_h c_{p,h}; \dot{m}_c c_{p,c}\}} \right). \quad (1.22)$$

Tento způsob určování účinnosti výměníku se nazývá $\varepsilon - NTU$ metoda. Ta se používá k určení tepelného výkonu výměníku, není-li možné definovat střední logaritmický teplotní spád. Základní výhodou této metody je jednoduchý technický přístup k výpočtu účinnosti výměníku v závislosti na základních parametrech výměníku a vstupních teplotách médií a jejich hmotnostních průtoků [6].

Z rovnic (1.19), (1.20) a (1.21) vyplývá, že pro $NTU \rightarrow \infty$ se blíží účinnost k jedné ($\varepsilon \rightarrow 1$). Mohlo by se tedy zdát, že cílem je dosáhnout co nejvyšší hodnoty NTU . To však není pravdou, bude-li hodnota NTU vysoká, znamená to, že byl použit zbytečně velký výměník tepla a jeho kapacita nebyla efektivně využita.

KAPITOLA 2

Přenos tepla a proudění uvnitř dutého vlákna

Hmotnost a objem jsou významnými faktory každého tepelného výměníku. Snahy o jejich zmenšení vedou ke zmenšování průměru všech kanálů sloužící k přenosu tepla. Tím je dosaženo velké teplosměnné plochy vůči objemu, který tepelný výměník zabírá, tedy je získán kompaktní, výkonný výměník tepla.

Polymerní vlákna, která jsou předmětem zkoumání této práce mají vnější průměr vlákna menší než 1,5 mm. Tato vlákna mohou být podle [7] klasifikována jako mikrovlákna.

Podle [8] jsou hlavními faktory, které ovlivňují přenos tepla v minikanálech

- osově vedení tepla kapalinou,
- osově vedení tepla stěnou vlákna,
- kombinované osově vedení tepla,
- viskózní disipace,
- vliv variability fyzikálních vlastností,
- vliv vstupního úseku vlákna s nerozvinutým prouděním,
- vliv drsnosti stěny vlákna.

Astrouski ve své práci [9] o polymerních výměnících z dutých vláken uvádí, že vzhledem k rozměrům vláken je vliv osověho vedení tepla stěnou vlákna i kapalinou zanedbatelné. Ze stejného důvodu je zanedbatelné i kombinované osově vedení tepla a vliv drsnosti povrchu. Astrouski dále uvádí, že vliv vstupního úseku vlákna s nerozvinutým prouděním se projevuje pouze u výměníků konstruovaných z krátkých vláken, kterými se tato práce nezabývá. Viskózní disipace je podle jeho závěrů podstatná pouze při použití kapalin s vyšší viskozitou. Práce se však zabývá pouze případy, kdy je jako médium uvnitř vláken použita voda, proto je vliv viskózní disipace v této studii zanedbán. Variabilitou vlastností je myšlena proměnlivost fyzikálních vlastností použitých médií, např. viskozita vody se změní více než dvakrát při zahřátí z 20 °C na 60 °C. Taková situace může nastat při běžném provozu tepelného výměníku, proto musí být brát zřetel na tepelnou závislost fyzikálních

vlastností.

2.1 | Rovnice pro výpočet Nusseltova čísla a tlakových ztrát uvnitř vlákna

V plně rozvinutém laminárním proudění není součinitel přestupu tepla ovlivněn hodnotou Reynoldsova čísla [4] a je definován jako

$$\alpha = Nu \frac{\lambda}{D_h}, \quad (2.1)$$

kde λ je tepelná vodivost tekutiny, D_h je hydraulický průměr protékaného vlákna a Nu je Nusseltovo číslo. Hydraulický průměr je pak určen jako

$$D_h = \frac{4A_c}{P_w}, \quad (2.2)$$

kde A_c udává obsah průřezu vlákna a P_w je délka jeho omočeného obvodu. Z (2.1) je patrné, že s redukcí hydraulického průměru dochází k prudkému nárůstu součinitele přestupu tepla.

Naopak součinitel tření f závisí nepřímo úměrně na Reynoldsovu číslu Re , tedy hodnota součinu $f \cdot Re$ zůstává konstantní během plně vyvinutého laminárního proudění. Tento součin udává Poiseuilleovo číslo Po , tedy koeficient tření je definován jako

$$f = \frac{Po}{Re}. \quad (2.3)$$

Na základě závěru plynoucích z [9] je možné definovat hodnotu Poiseuilleova čísla v případě polymerních dutých vláken zmíněných rozměrů jako $Po = 64$.

Tlakové ztráty způsobené třecími silami Δp_f v jednom vlákně mohou být pro nestlačitelnou kapalinu určeny podle [4] jako

$$\Delta p_f = \frac{2fLv^2\rho}{D_h}, \quad (2.4)$$

kde L představuje délku vláken, ρ hustotu kapaliny a v je rychlost kapaliny. Tedy tlakové ztráty radikálně narůstají s klesajícím průměrem. Pro svazek N vláken s kruhovým průřezem jsou pak tlakové ztráty definovány vztahem [9]

$$\Delta p_f = \frac{128\mu_{av}LQ}{\pi d_i^4 N}, \quad (2.5)$$

kde Q je objemový průtok, μ_{av} je průměrná hodnota dynamické viskozity podél celého vlákna a d_i je vnitřní průměr vláken.

Důležitou roli ve výpočtech přenosu tepla hraje správné určení Nusseltova čísla. Vzorec pro vyhodnocení asymptotického Nusseltova čísla odvodil Hickman [10] použitím Laplaceovy transformace při analýze problému délky tepelného vstupu s konečným tepelným odporem stěny vlákna a za podmínky zanedbání axiálního vedení tepla a viskózní disipace uvnitř kapaliny. Hickmanův vzorec je dán jako

$$Nu = \frac{(48/11) + Nu_w}{1 + (59/220) Nu_w}, \quad (2.6)$$

$$Nu_w = \frac{\alpha d_i}{\lambda}. \quad (2.7)$$

Nusseltovo číslo je definováno pro specifické případy různými způsoby. V případě nerozvinutého laminárního proudění uvnitř vláken s kruhovým průřezem závisí na Reynoldsově a Prandtlově čísle a je definováno jako

$$Nu = 3,66 + \frac{0,0668 \left(\frac{d_i}{L}\right) RePr}{1 + 0,04 \left[\left(\frac{d_i}{L}\right) RePr\right]^{2/3}}, \quad (2.8)$$

kde Re udává hodnotu Reynoldsova čísla a Pr představuje Prandtlovo číslo [11]. Ty jsou pak určeny vztahy

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}, \quad (2.9)$$

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu}, \quad (2.10)$$

kde c_p je měrná tepelná kapacita a ρ představuje hustotu. V rovnici (2.8) vystupuje také Graetzovo číslo Gz , což je bezrozměrné číslo, které charakterizuje laminární proudění v potrubí,

$$Gz = \left(\frac{d_i}{L}\right) RePr. \quad (2.11)$$

Druhý člen pravé strany rovnice (2.8) představuje vliv vstupního úseku vlákna s nerozvinutým prouděním. Jak již bylo zmíněno, tento vliv je v případě studovaných výměníků zanedbatelný, proto je nejvhodnější vzorec pro výpočet Nusseltova čísla uvnitř použitých dutých vláken v této studii Hickmanův vzorec (2.6).

KAPITOLA 3

Polymerní výměníky tepla

Polymerní materiály nabízejí mnoho výhod ve srovnání s kovy. Jsou lépe tvarovatelné, levnější, 4-5 krát lehčí a mají lepší chemickou odolnost. Dále jsou převážně hydrofobní a z hlediska životního prostředí se spotřebuje na výrobu plastů dvakrát méně energie, než na výrobu stejného množství běžně používaných kovů, jako je nerezová ocel či hliník [13]. To vede k jejich použití v průmyslu. Jedním z největších výrobců polymerních výměníků tepla je Calorplast. Mezi další významné výrobce polymerních výměníků tepla patří firma Ametek, Polytetra a Polycoil. Výměníky jsou vyráběny např. z polypropylenu, polyethylenu, polivinilidenfluoridu (PVDF). Své místo našly především ve vysoce korozních a chemických prostředích. Konkrétně se výměníky používají především v oblasti chlazení/ohřevu vysoce koncentrovaných anorganických kyselin, vysoce čistých či agresivních médií. Dále své uplatnění našli ve stavebnictví jako rohože sloužící k podlahovému vytápění, v oblasti vyhřívání plaveckých bazénů, solární ohřev vody v domácnostech či v zemědělství. Používají se jako topení, chlazení, kondenzátor i výparník. Tyto výměníky se však výrazně liší od polymerních výměníků studovaných v této práci. Komerčně dostupné polymerní výměníky tepla se skládají z plastových trubek o vnějším průměru 3-25 mm, zatímco výměníky, kterými se tato práce zabývá jsou složeny z polymerních vláken o vnějším průměru 0,5-1,3 mm.

Hlavní nevýhodou polymerních výměníků tepla je jejich nízká tepelná vodivost, která se pohybuje kolem 0,1 až 0,4 W/(mK), což je 100-300 krát nižší než u kovů [14]. Další nevýhodou je jejich teplotní omezení, proto jsou často vyráběny z drahých fluoropolymerů, jako je PVDF či teflon, než-li z levných materiálů jako je např. polypropylen či polyethylen [12]. Materiál výměníku je volen podle následujících požadavků [12]

- tepelná vodivost,
- pevnost a tuhost,
- teplotní limity,
- nasákavost chladiva či vody a difúzní vlastnosti,
- náklady.

3.1 | Polymerní výměníky z dutých vláken

Jak již bylo zmíněno, hlavní nevýhodou polymerních výměníků tepla je nízká tepelná vodivost materiálu, proto jsou snahy o ztenčení stěny vláken a tím i snížení tepelného odporu. Zarkadas dále uvádí, že součinitel přestupu tepla polymerních výměníků z dutých vláken dosahoval hodnot 647-1314 W/(m²K) případně 141-642 W/(m²K) pro aplikace voda-voda případně ethanol-voda. Tyto výsledky jsou srovnatelné s hodnotami uváděnými pro běžné kovové kotlové tepelné výměníky. Mezi jejich další výhody patří rychlá odezva na změnu průtoku, což je ideální pro řízení teploty [14]. Obdržená Reynoldsova čísla měla hodnotu menší než 500, tedy uvnitř vláken bylo laminární proudění.

Již v roce 2005 vyslovil Malik a Bullard předpoklad pro užití polymerních výměníků tepla v oblasti výparníků a kondenzátorů [12]. Z jejich studie vyplývá i srovnání polymerních výměníků z dutých vláken a měděného výměníku. Konkrétně výměníku z polyethylenu a nylonu.

Tabulka 3.1: Srovnání velikosti teplosměnné plochy pro dosažení stejného tepelného výkonu při průtoku 5,7 l/min

tepelný výkon	polyethylen	nylon	měď
3 kW	1,78 m ²	0,50 m ²	0,50 m ²
6 kW	7,78 m ²	2,16 m ²	2,19 m ²

Z předchozí tabulky je patrné, že tepelný výměník vyrobený z tenkostěnných nylonových vláken vykazuje obdobné vlastnosti jako měděný výměník. Nespornou výhodou těchto výměníků tepla je však poměr velikosti teplosměnné plochy vůči zabíranému objemu. Ta z nich dělá velice kompaktní výměníky tepla. Zarkadas a Sirkar ukázali, že i navzdory tomu, že jejich testované prototypy měli poměr teplosměnné plochy a objemu 2-3 krát menší než u komerčně dostupných membránových kontaktorů, byly jejich prototypy schopné přenést až o řád více tepla za jednotku času na jednotku objemu než kovové kotlové výměníky a dosáhli srovnatelných hodnot s deskovými výměníky [14]. Kromě toho se ukázalo, že navzdory malému vnitřnímu průměru vláken jsou polymerní výměníky z dutých vláken schopny pracovat s malými tlakovými ztrátami.

Další možné použití polymerních výměníků tepla z dutých vláken je v oblasti odsolování viskózních roztoků. Dessouky a Ettouney uvádí studii kotlových výměníků z dutých polymerních vláken, jejichž součinitel prostupu tepla se pohyboval v rozmezí 100-500 W/(m²K), tloušťka stěny vlákna 0,15-0,4 mm při vnějším průměru 1,5-6 mm. Teplosměnná plocha měla velikost 50 m² a její poměr vůči zabíranému objemu byl 600 m²/m³. Tyto polymerní výměníky porovnávali se čtyřmi kovovými výměníky

vyrobenými z oceli, titanu a slitiny mědi a niklu v poměru 90/10 a 70/30. Za důležitý parametr označili velikost teplosměnné plochy, na jejímž povrchu dochází k odpařování solného roztoku, a tedy jeho odsolování. Jejich studie vedla k závěru, že plastové výměníky z dutých vláken poskytují chemicky odolný povrch s největší teplosměnnou plochou vzhledem k jejich objemu. Jejich nevýhodou je nízká tepelná vodivost materiálu, avšak tento parametr se stává nepodstatným v aplikacích s tenkou stěnou. Další výhodou, kterou poskytly tyto výměníky byly nízké pořizovací náklady a nízká spotřeba energie sloužící k jejich výrobě. [13]

Zaheed se věnoval možnosti uplatnění plastových výměníků tepla, které jsou tvořeny archy s rozměry 13,5 cm × 13,5 cm, které obsahovaly drážky široké 2 mm a vysoké 1 mm, ty tvořily minikanály pro teplotněná média. Archy na sebe byly kladeny tak, aby minikanály předchozího a aktuálního archu vždy svíraly úhel 90°. Závěrem byla úspora až 75 % váhy a snížení tlakové ztráty o 75 % případně 40 % v případě výměníků z nerezové oceli případně hliníku. [15]

Brouwers [16] se zabýval kondenzací na vnějším povrchu polymerních desek, které uvnitř obsahují minikanály s čtvercovým průřezem a hranou délky 1,6 mm. Jednotlivé desky byly od sebe vzdáleny 2 mm. Podmínky experimentu byly stanoveny následovně: studené médium o teplotě 20 °C uvnitř minikanálů a teplota plynné fáze se měnila od 60 °C do 100 °C. Při teplotě 100 °C byla pozorována čistá kondenzace na polymerních deskách s minikanály, zatímco při teplotě 60 °C docházelo k vytváření mlhy, neboli drobné kapičky kondenzátu byly unášeny proudem plynné fáze.

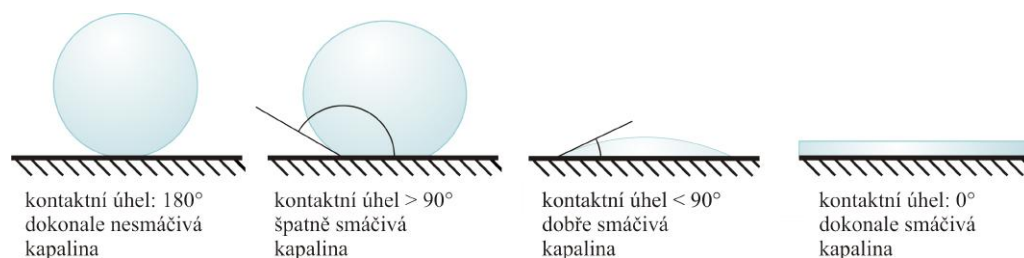
KAPITOLA 4

Dynamický kontaktní úhel a smáčivost

Vliv smáčivosti na přenos tepla nesmí být zanedbán, neboť při procesech spojených s kondenzací ovlivňuje, zda kondenzát bude na povrchu vlákna utvářet souvislou vrstvu či drobné kapky, které nebudou na vláknu ulpívat.

Smáčení je proces, kdy se kapalina šíří (smáčí) po pevném podkladu. Může být také definována jako proces, kdy je vrstva plynu odstraňována kapalinou z povrchu pevného tělesa [17].

Povrchová smáčivost může být měřena mnoha způsoby, např. Du Noüyho kruh, přiléhající kapka, vzduchová bublina umístěná na pevném povrchu pod hladinou měřící kapaliny (captive bubble method), Wilhelmyho metoda, laserová goniometrie a další [18], [19]. Tyto metody lze rozdělit na statické a dynamické. Statické metody jsou založeny na umístění kapky měřící kapaliny na testovaný povrch a měření kontaktního úhlu v různých časových intervalech vzhledem k jeho závislosti na čase. Dynamické metody jsou naopak založeny na pohybu měřící kapaliny po povrchu měřeného vzorku. Toho lze dosáhnout ponořením a vynořením vzorku z měřící kapaliny, nakláněním povrchu, na který se kapka aplikuje, změnou objemu kapky a dalších [20].

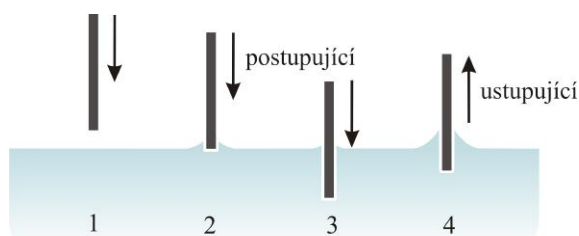


Obrázek 4.1: Srovnání smáčivosti v závislosti na kontaktním úhlu.

Smáčivost povrchu může být určena pomocí kontaktního úhlu nebo určením tzv. koeficientu šíření (spreading coefficient) [21]. Kontaktní úhel je úhel, který svírá povrch pevného podkladu s tečnou ke kapce kapaliny v místě dotyku [22]. Na základě kontaktního úhlu se rozlišuje tzv. hydrofobní (nesmáčivý) a hydrofilní (smáčivý)

povrch. Hydrofobní povrch je takový povrch, který má kontaktní úhel větší než 90° . Povrchy s kontaktním úhlem menším než 90° nazýváme hydrofilní, tedy kapalina má tendenci se po povrchu šířit.

Smáčivost polymerních vláken, ze kterých se skládají studované tepelné výměníky, byla určena pomocí Wilhelmyho metody [23]. Dynamický kontaktní úhel určený touto metodou se rozlišuje na postupující a ustupující. Postupujícím kontaktním úhlem se označuje úhel, který svírá hladina kapaliny s povrchem nořeného vzorku při jeho noření do kapaliny [22], [24]. Při vynořování vzorku z kapaliny se hovoří o ustupujícím kontaktním úhlu. Tyto úhly se mohou a nemusí lišit. Postupující dynamický kontaktní úhel však bývá zpravidla větší než ustupující dynamický kontaktní úhel. Jejich rozdíl je nazýván hysterezí dynamického kontaktního úhlu. Obecně je tato hystereze chápána jako důsledek drsnosti, rozmanitosti povrchu a přítomnosti povrchových kontaminantů [25].



Obrázek 4.2: Znázornění principu Wilhelmyho testu.

Kondenzát má tendence na povrchu hydrofilního materiálu formovat tenký film. To zvyšuje tepelný odpor teplosměnných ploch. Hydrofilní materiály mají nižší hysterezi dynamického kontaktního úhlu. Na hydrofobních materiálech dochází ke kondenzaci po kapkách, což přispívá k zlepšení účinnosti výměníku [11]. Toto se také potvrdilo během experimentální studie popsané v kapitole 8.

V [26] se autoři zabývají studií závislosti postupujícího a ustupujícího úhlu na drsnosti a teplotě vzorku. Pozorovali jejich rovnost při vysokých přehřátí stěn za podmínky kritického toku tepla. Vliv drsnosti vede nejprve ke snížení hodnot kontaktního úhlu a jeho následnému zvětšení se zvyšující se drsností povrchu. Smáčivost povrchu určena dynamickými metodami se může výrazně lišit v závislosti na velikosti smáčeného povrchu [17].

4.1 | Výsledky měření pro polymerní vlákna

V rámci této studie byla srovnána smáčivost desíti vzorků. Vzorky se lišily materiálem, stářím a povrchovou úpravou. Celkem byly srovnány čtyři různé materiály – polypropylen (PP), polykarbonát (PC), polyamid (PA) a polyether ether keton (PEEK). Pro každý materiál byl zkoumán vliv povrchové úpravy pomocí plazmy.

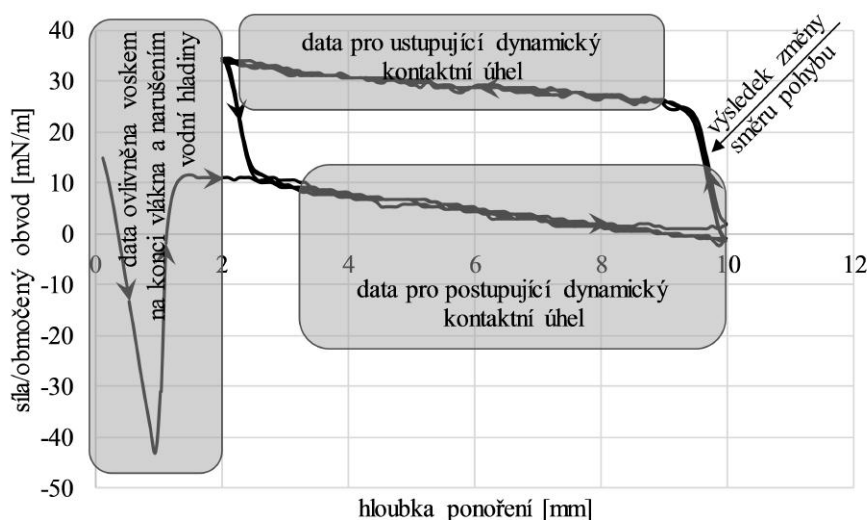
Působení povrchových úprav pomocí fluoru, trapylenu bylo pozorováno na polypropylenových vláknech. Vliv stárnutí vláken byl také zkoumán a to srovnáním čerstvě extrudovaného a 4 roky starého polypropylenového vlákna. Přehled testovaných vzorků polymerních dutých vláken udává tabulka 4.1.

Tabulka 4.1: Přehled testovaných vzorků polymerních dutých vláken.

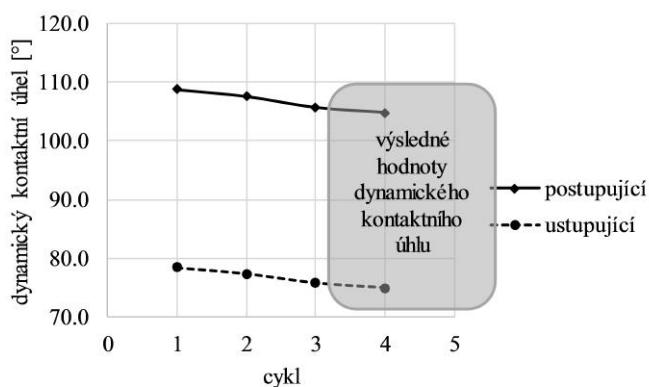
označení	materiál	vnější	
		průměr [mm]	poznámka
PP	PP	0,6	čerstvě extrudované
PP + trapylen	PP	0,6	povrchová úprava pomocí trapylenu, což je nátěrový povlak zlepšující adhezi polyolefinových plastových hmot [27]
PP	PP	0,3	měřeno 4 roky po extruzi
PP + fluorizace	PP	0,6	povrchová úprava pomocí fluoru – jedná se o chemickou reakci, kdy povrch vlákna je vystaven směsi fluoru, díky jeho vysoké reaktivitě dojde k vytěsnění některých atomů vodíků a jejich nahrazení fluorem v povrchové vrstvě materiálu, proces neovlivní vlastnosti materiálu uvnitř, změni pouze povrchové vlastnosti [28]
PP + plazma	PP	0,6	povrchová úprava pomocí plasmu [29]
PC	PC	0,6	
PC + plazma	PC	0,8	povrchová úprava pomocí plasmu
PEEK	PEEK	0,8	
PEEK + plazma	PEEK	0,8	povrchová úprava pomocí plasmu
PA	PA	0,75	
PA + plazma	PA	0,8	povrchová úprava pomocí plasmu

Wilhelmyho metoda se běžně používá k určení smáčivosti vzorků, které nejsou duté. V případě dutého vzorku by vztlakové síly působící uvnitř dutiny ovlivnily proces měření. Proto byla dutá vlákna zaslepena pomocí vosku, který poskytl účinné zaslepení bez složité manipulace se vzorkem, při které by mohlo dojít k ovlivnění povrchových vlastností. Každý vzorek byl měřen v rozmezí 0-10 mm, přičemž za počátek vlákna (0 mm) byl považován konec, který byl zaslepen voskem. Během měření pak byly ignorovány první 2 milimetry vlákna a to z důvodu možného vlivu vosku a 1 mm z důvodu narušení vodní hladiny, což způsobilo nestabilitu měření. Poté byl postupující dynamický kontaktní úhel měřen na dalších 7 mm (rozsah 3-

10 mm). Po dosažení desátého milimetru došlo ke změně směru pohybu vzorku. Z toho důvodu byly výsledky pro 9-10 mm ignorovány, neboť byly výrazně ovlivněny hydrodynamickými silami. Ustupující dynamický kontaktní úhel byl pak měřen na 2-9 mm. Po dosažení druhého milimetru došlo opět ke změně směru pohybu vzorku a po dosažení třetího milimetru byl opět měřen postupující dynamický kontaktní úhel. Jeden experiment se skládal celkem ze čtyř cyklů. Vzhledem k tomu, že se předpokládá použití výsledků testů smáčivosti pro výměníky v aplikacích spojených s kondenzací, byla hodnota čtvrtého cyklu brána jako výsledná hodnota, viz obrázek 4.4.



Obrázek 4.3: Typický průběh Wilhelmyho testu.



Obrázek 4.4: Dynamický kontaktní úhel pro polypropylen měřený ve vodě v jednotlivých cyklech.

U některých vzorků se postupující dynamický kontaktní úhel změřený během prvního cyklu výrazně lišil od úhlů, které byly získány během následujících cyklů. Tento rozdíl byl způsoben rozdílným chováním suchého a mokrého povrchu vlákna. Smáčivost byla měřena za účelem použití těchto vláken k výrobě výměníků tepla

Tabulka 4.2: Naměřené dynamické kontaktní úhly

vzorek	voda		ethylen glykol		glycerol	
	postup.	ustup.	postup.	ustup.	postup.	ustup.
PP	104,8	75	74	52,5	91,8	63,8
PP + trapylen	100	53,4	73,5	38,8	84,3	22,5
PP vlákno 0,3 mm	99,6	73,4	72,6	47,5	93,5	65,2
PP + fluorizace	76,5	23,6	56	18,6	22,3	N ¹
PP + plazma	91,1	20,5	29,1	18,1	49,1	25,2
PC	80	30,1	69,6	27,2	48,2	N ¹
PC + plazma	72,3	37	36	20,4	N ¹	N ¹
PEEK	81	37,7	N ¹	9,2	76,6	24,6
PEEK + plazma	63,1	31,1	N ¹	N ¹	N ¹	N ¹
PA	78,4	34,6	53,6	15,1	73,5	16,7
PA + plazma	67,8	34	16,9	19,9	10,8	18,4

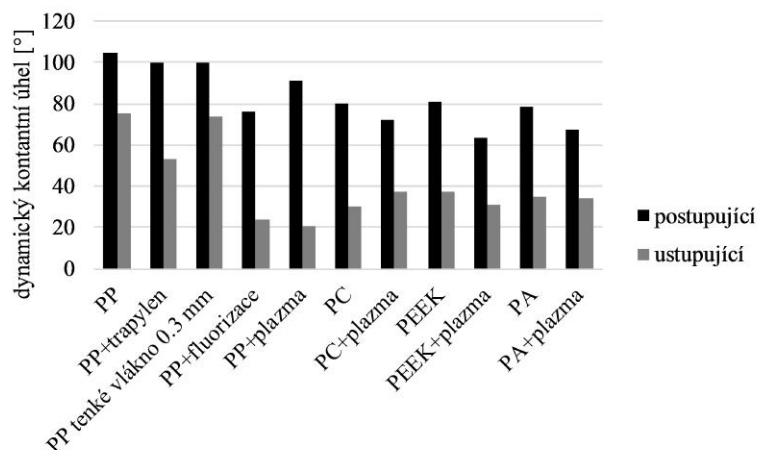
¹N označuje případ, kdy přístroj nebyl schopen změřit hodnotu dynamického kontaktního úhlu

spojených s kondenzací, tedy po ustálení procesu výměny tepla nebude mít odlišný dynamický kontaktní úhel suchého povrchu vliv na výsledný proces. Typický průběh testu je znázorněn na obrázku 4.3, kdy na vodorovné ose je vynesena hloubka ponoření vlákna a na svislé ose je pak síla, kterou působila kapalina na obvod vzorku. Mezi 0-2 mm je patrný vliv vosku a hydrodynamické nestability způsobené narušením vodní hladiny. Dále je patrné, že výsledky ve všech 4 cyklech měření se překrývají, tedy dávají shodu měření. Mezi 2-3 mm a 9-10 mm je vidět prudký pokles případně nárůst působící síly, což je způsobeno změnou pohybu.

Důležitým parametrem je také rychlost noření. Pro všechna měření byla stanovena stejná rychlost noření a to 5 mm/min. Dalším důležitým parametrem je také viskozita měřící kapaliny. Kapalina pro měření kontaktního úhlu by měla mít nízký tlak nasycených par, nízkou viskozitu, měla by být čistá, netoxická a neměla by se samovolně znečišťovat. Silikonové oleje nejlépe splňují tyto podmínky, ale jsou známy kontaminací jakéhokoli povrchu nízkomolekulárními částicemi [19], [20], [30]. Voda se proto často používá jako zkušební kapalina s následujícími fyzikálními vlastnostmi: dynamická viskozita 0,001 Pa s, hustota 0,998 g/cm³, povrchové napětí 72,8 mN/m. Vzorky byly dále měřeny i v ethylenglykolu (0.018 Pa.s) a glycerolu (1.48 Pa.s). Přehled naměřených dat udává tabulka 4.2.

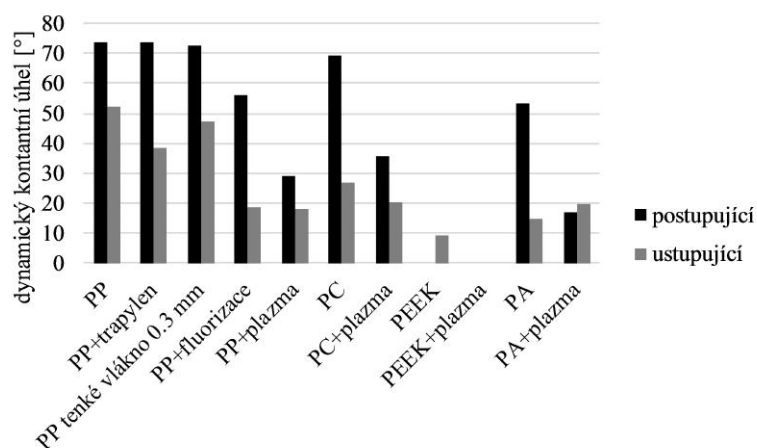
Vzorky lze rozdělit podle naměřených dat do dvou skupin. První skupina je tvořena polypropylenovým vláknem, vláknem s povrchovou úpravou pomocí trapyleny a vláknem o vnějším průměru 0,3 mm, které bylo o 4 roky starší než ostatní měření

vzorky. Druhá skupina je pak tvořena polykarbonátovým, polyamidovým a PEEK vláknem a vlákny s povrchovou úpravou pomocí fluoru a plazmy. První skupina vykazuje spíše hydrofobní charakter, zatímco druhá skupina se vyznačuje nižšími hodnotami dynamického kontaktního úhlu.



Obrázek 4.5: Dynamické kontaktní úhly vzorků ve vodě.

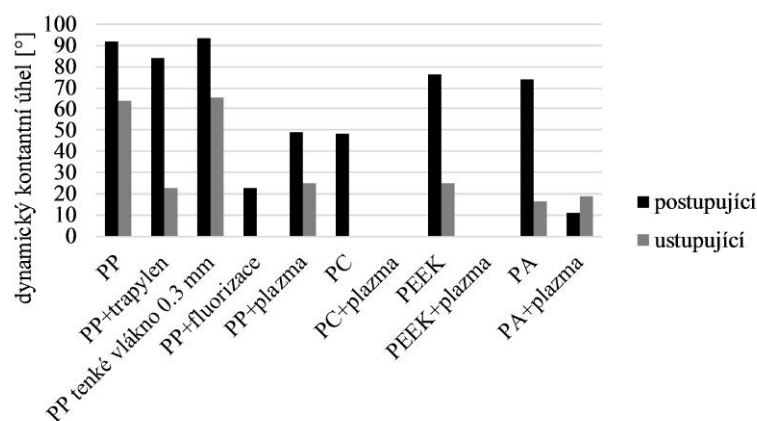
Obrázek 4.5 zobrazuje srovnání postupujících a ustupujících dynamických kontaktních úhlů ve vodě. Postupující úhly ve vodě se výrazně neliší a pohybují se v rozmezí 80°-105°. Kde se však projevují odlišné materiálové vlastnosti vláken, je ustupující kontaktní úhel. Druhá skupina vzorků dosahuje podstatně nižších hodnot kontaktních úhlů. To znamená, že voda po vláknu vzlíná výše a na vlákno působí větší hydrostatické síly, které vytváří odpor proti směru pohybu, než-li je tomu u skupiny první. To znamená, že kapalina ulpívá na vlákně.



Obrázek 4.6: Dynamické kontaktní úhly vzorků v ethylenglykolu.

Obrázek 4.6 zobrazuje srovnání postupujících a ustupujících dynamických kontaktních úhlů v ethylenglykolu. Ze srovnání je patrné, že výsledky lze opět rozdělit

do dvou skupin, stejných jako v případě měření ve vodě. Struktura výsledků kopíruje strukturu předchozích výsledků, avšak naměřené hodnoty jsou zhruba o 20°-30° nižší. Výrazná změna nastává v případě plazmovaných vzorků, které v ethylenglykolu vykazují silný hydrofilní charakter. Z důvodu extrémně nízkých hodnot dynamického kontaktního úhlu, nebyl použitý tenzometr schopen určit kontaktní úhly v ethylen glykolu u PEEK vlákna a PEEK vlákna ošetřeného plazmou.



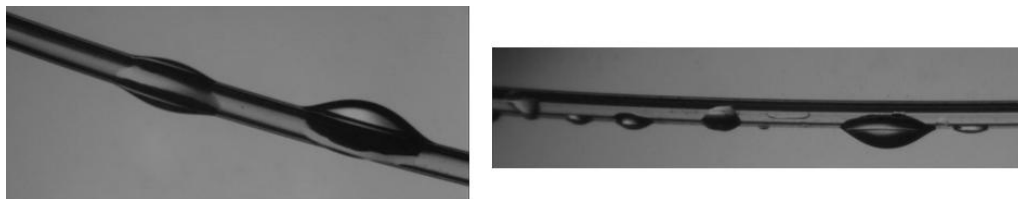
Obrázek 4.7: Dynamické kontaktní úhly vzorků v glycerolu.

Obrázek 4.7 zobrazuje srovnání postupujících a ustupujících dynamických kontaktních úhlů v glycerolu. Tenzometr použitý pro měření dynamických kontaktních úhlů nebyl schopen určit kontaktní úhly v glycerolu u PC a PEEK vlákna, PC a PEEK vlákna ošetřeného plazmou a PP vlákna s povrchovou úpravou pomocí fluoru z důvodu extrémně nízkých hodnot dynamických kontaktních úhlů.

Jak již bylo zmíněno významným faktorem měřící kapaliny je její viskozita. Dalším faktorem je povrchové napětí kapaliny. Povrchové napětí vody je 70 mN/m a glycerolu 63mN/m a ethylenglykolu jen 48 mN/m.

Významný rozdíl ve tvorbě kapek na vnějším povrchu vláken je možné pozorovat ze srovnání na obrázku 4.8. Zde jsou zobrazeny fotografie PA a PC vláken s povrchovou úpravou pomocí plazmy pod mikroskopem s kapkami vody. Dynamické kontaktní úhly PA vlákna s povrchovou úpravou pomocí plazmy jsou 67,8° a 34,0°, zatímco PC vlákno s povrchovou úpravou pomocí plazmy má postupující a ustupující kontaktní úhly rovny 72,3° a 37°. Je patrné, že PC+plazma vlákno vykazuje mírně hydrofobnější charakter, než-li je tomu u vlákna PA+plazma. To je také patrné z charakteru kapek. Na PC+plazma vláknu má voda tendence vytvářet větší počet menších kapek, kdežto na PA+plazma vláknu se kapku shlukují do větších kapek, které mají snahu se po vlákně rozlévat.

Srovnáním dosažených výsledků v rámci všech měřících kapalin je patrné, že první skupina vykazuje obdobné chování navzdory měřící kapalině. Tedy hydrofobní polymery nejsou velmi citlivé na změnu měřící kapaliny. Naopak druhá skupina se zdá



Obrázek 4.8: Fotografie vláken pořízené mikroskopem s kapkami vody na jejich povrchu, PA+plazma (vlevo), PC+plazma (vpravo).

reagovat velmi citlivě na změnu kapaliny. Například plazmované vlákno dosahuje největšího kontaktního úhlu ve vodě v rámci druhé skupiny, v ethylenglykolu naopak jeden z nejmenších a v glycerolu dosahuje průměrnou hodnotu. Otázkou je, který ze zmíněných faktorů má vliv na výsledné chování vzorků. Z pohledu povrchového napětí by se vzorky měřené v glycerolu a ve vodě měly chovat obdobně a výsledky naměřené v ethylenglykolu by měly být výrazně odlišné. Avšak vzorky měřené ve vodě dosahují podobných výsledků jako vzorky měřené v ethylenglykolu. Tyto kapaliny jsou si blízké svojí viskozitou (voda 0,001 Pa.s, ethylenglykol 0,018 Pa.s, zatímco glycerol má viskozitu 1,48 Pa.s). Z tohoto důvodu se zdá, že zásadním faktorem je viskozita kapaliny.

Obrovský potenciál skrývá povrchová úprava pomocí plazmy, která výrazně ovlivňuje smáčivost povrchu. Pro zhotovení výměníku tepla je nezbytné vytvořit ze samostatných vláken svazek. Za tímto účelem se používají různé zalévací hmoty, které musí dokonale přilnout k vláknům. Zvýšením hydrofility vlákna bude tato zalévací hmota lépe přilínat k vláknům a spojení vláken tak bude kvalitnější.

KAPITOLA 5

Měření polymerních výměníků tepla v režimu voda-voda

Měření, které je uvedeno v této kapitole, bylo provedeno ve spolupráci s firmou Spirax Sarco Ltd, která je vývojovým partnerem Laboratoře přenosu tepla a proudění, VUT v Brně. Spirax Sarco Ltd je firma s hlavním sídlem ve Velké Británii. Tato firma patří k předním výrobcům na trhu v oblasti páry a přenosu tepla. Za dobu svého působení přišla s mnoha návrhy efektivnějšího měření a řízení parních okruhů, ale také s výkonnějšími a lepšími výměníky tepla. Firma každoročně získává prestižní ocenění v oblasti výzkumu a vývoje. Měření byla provedena přímo v zázemí mateřské pobočky ve Velké Británii, Cheltenham, <http://www.spiraxsarco.com>, za účelem ověření aplikovatelnosti polymerních výměníků z dutých vláken do průmyslu jako alternativa pro běžné kovové výměníky tepla.

Pro tyto měření byly sestrojeny čtyři různé prototypy lišící se počtem, uspořádáním a rozměry vláken. Všechny se však skládají ze svazku dutých vláken, který je umístěn do válcového kovového pláště, utváří tak kotlový výměník (shell & tubes). Prototypy jsou znázorněny na obrázku 5.1. Tabulka 5.1 udává vlastnosti jednotlivých výměníků.



Obrázek 5.1: Prototypy polymerních výměníků tepla z dutých vláken.

Během experimentu byla měřena vstupní a výstupní teplota i tlak média v plášti i uvnitř vláken. Také byly měřeny tlakové ztráty a průtok v plášti i ve vláknech.

Tabulka 5.1: Parametry polymerních výměníků z dutých vláken pro měření v režimu voda-voda

označení	počet vláken	vnější průměr [mm]	vnitřní průměr [mm]	efektivní délka [mm]	teplosměnná plocha [m ²]	vnitřní průměr pláště [mm]
AB1	740	0,8	0,65	280	0,52	40
AB2	820	0,8	0,65	260	0,54	40
HE2	2000	1,3	1,05	240	1,96	80
HE3	4240	0,8	0,65	240	2,56	80

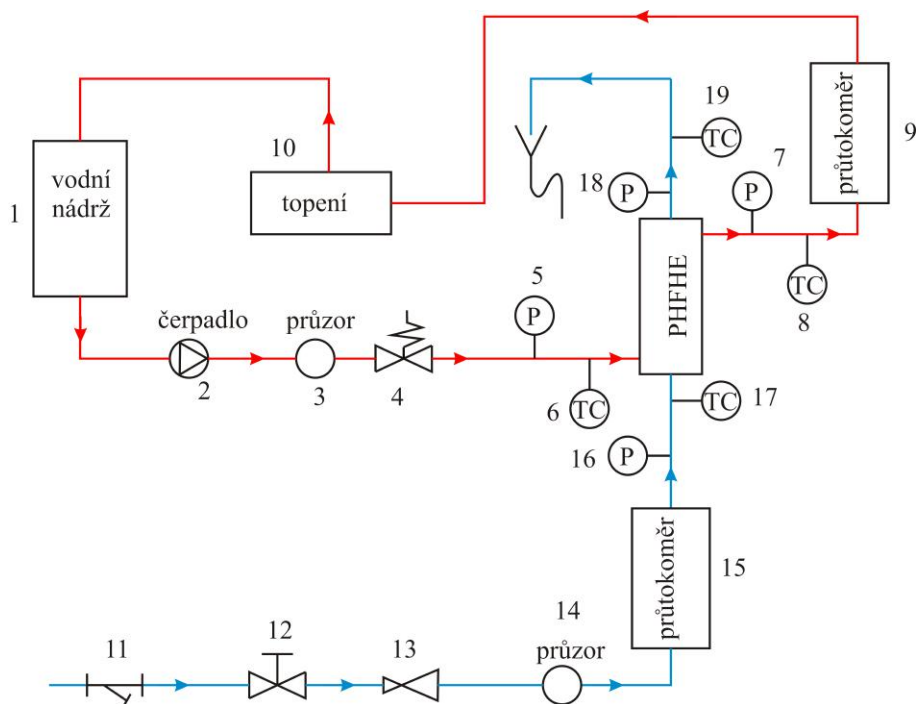
označení	uspořádání vláken	maximální teplota [°C]	maximální tlak [bar]	materiál
AB1	vlákná svírají 45°	80	4	PC
AB2	vlákná jsou paralelní	80	4	PC
HE2	vlákná svírají 45°	80	6,5	PA
HE3	vlákná svírají 45°	80	6,5	PA

Fyzikální vlastnosti vody jako dynamická viskozita, měrná tepelná kapacita, tepelná vodivost, entalpie jsou teplotně závislé, jejich hodnoty při dané teplotě byly určeny pomocí vztahů [31], které jsou uvedeny v příloze A.

Obrázek 5.2 znázorňuje zapojení experimentálního standu v průběhu měření. Červená barva reprezentuje okruh teplé vody, okruh studené vody je pak vyznačen barvou modrou. Směr průtoku je označen šipkami. Před testovaným vzorkem, který je označen jako PHFHE, je předřazen řídicí ventil(4), který řídil průtok uvnitř pláště v závislosti na vstupní teplotě do pláště. Tento prvek sloužil pouze jako ochranný prvek, který by v případě vyšší teploty, než-li je teplotní limit výměníku, zastavil průtok teplého média. Teplý okruh byl dále tvořen zásobníkem horké vody (1), čerpadlem (2), průzorem (3), vstupní tlakoměr (5) a termočlánek (6), Výstupní tlakoměr (7) a termočlánek (8), průtokoměr (9), topné těleso (10). Studený okruh pak obsahoval filtr na mechanické částice (11), kulový ventil (12), redukční ventil (13), průzor (14), průtokoměr (15), vstupní tlakoměr (16) a termočlánek (17), výstupní tlakoměr (18) a termočlánek (19). Pohled na reálný stand je na obrázku 5.3.

Změřená data pak sloužila ke stanovení významných tepelných charakteristik jako je součinitel přenosu tepla, tepelný výkon, tepelná účinnost, NTU. Vztahy použité k jejich výpočtu jsou v příloze A.

Významným parametrem tepelného výměníku jsou tlakové ztráty, ty výrazně



Obrázek 5.2: Schéma zapojení při měření v režimu voda-voda.



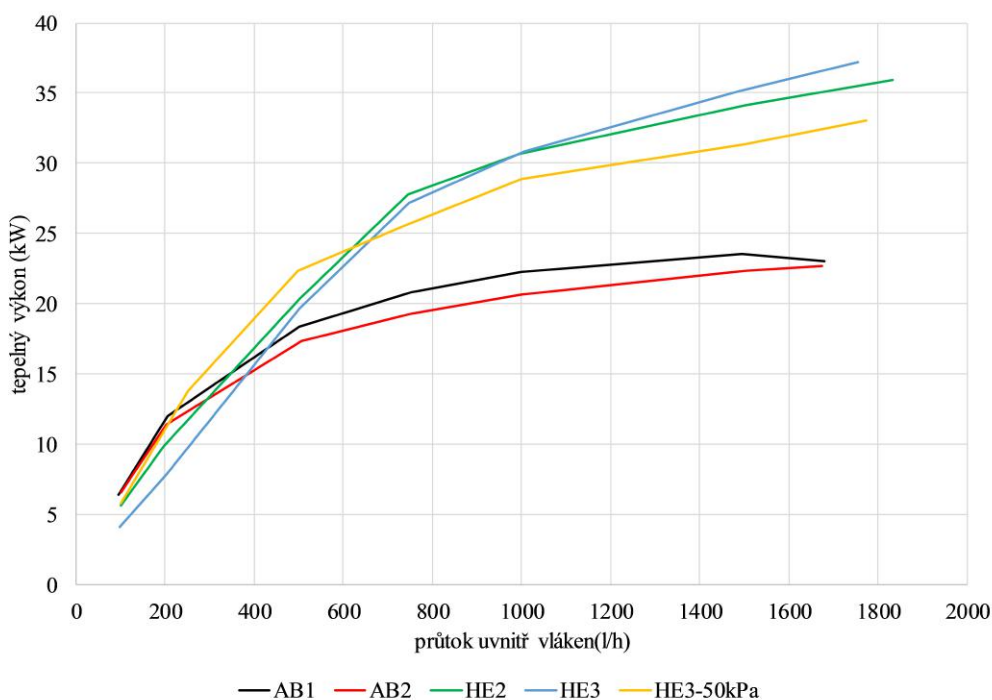
Obrázek 5.3: Experimentální stand během měření.

ovlivňují jeho provozní náklady. Běžné přijatelné tlakové ztráty v této aplikační oblasti se pohybují do 50 kPa, ve speciálních případech pak mohou dosahovat až 100 kPa. Proto byly i testy provedeny s ohledem na tuto hranici. V průběhu měření byl průtok v plášti konstantní a maximální možný vzhledem k výkonu čerpadla a tlakovým ztrátám. Průtok uvnitř vláken byl pak proměnlivý. Tabulka 5.2 shrnuje

přehled proměřených bodů. Protože tlakové ztráty v plášti pro výměník HE3 byly vyšší než 50 kPa, byl tento výměník proměřen dvakrát, jednou při maximálním možném průtoku a podruhé na hranici 50 kPa, tyto hodnoty jsou pak označeny jako výsledky pro HE3-50kPa.

Tabulka 5.2: Parametry měření pro jednotlivé výměníky.

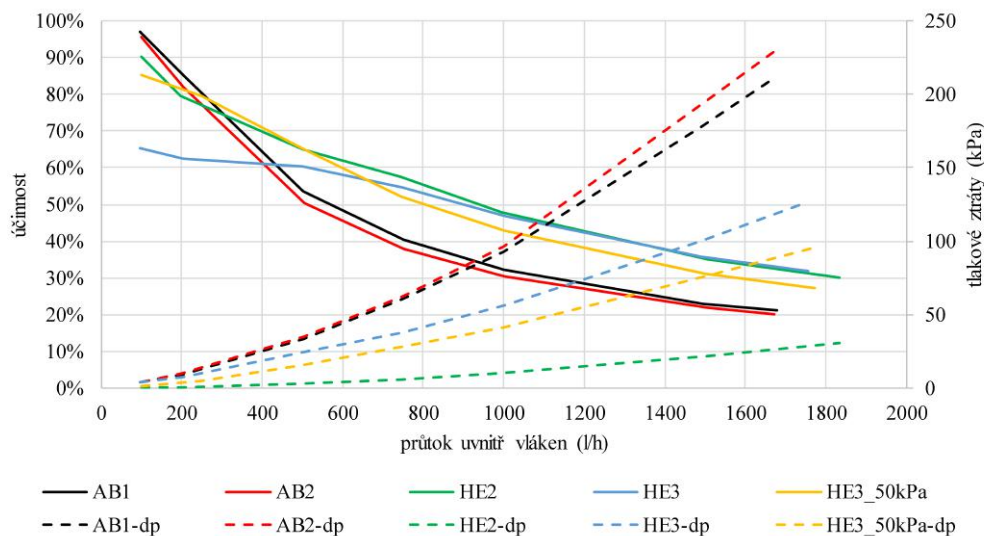
označení	teplota		průtok v plášti [l/h]	průtok uvnitř vláken [l/h]
	teplota v plášti [°C]	teplota uvnitř vláken [°C]		
AB1	80	20	1080	100; 200; 750; 1000; 1500; 1680
AB2	80	20	1080	100; 200; 750; 1000; 1500; 1680
HE2	80	24	960	100; 200; 750; 1000; 1500; 1830
HE3	80	24	760	100; 200; 750; 1000; 1500; 1760
HE3-50kPa	80	24	600	100; 200; 750; 1000; 1500; 1760



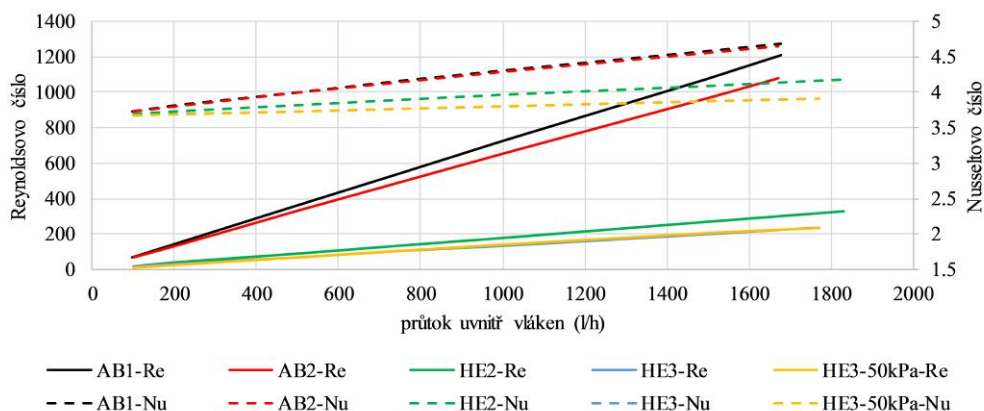
Obrázek 5.4: Závislost tepelného výkonu na průtoku uvnitř vláken.

Dle očekávání s rostoucím průtokem uvnitř vláken se zvyšují tlakové ztráty, ale i tepelný výkon.

Z tabulky 5.1 je patrné, že výměníky AB1 a AB2 jsou srovnatelné, co se týče jejich rozměrů a velikosti teplosměnné plochy. Hlavní rozdíl je v uspořádání vláken. Zatímco výměník AB2 je tvořen větším počtem kratších paralelních vláken, výměník



Obrázek 5.5: Závislost tepelné účinnosti a tlakových ztrát uvnitř vláken na průtoku uvnitř vláken.



Obrázek 5.6: Reynoldsovo a Nusseltovo číslo v závislosti na průtoku uvnitř vláken.

AB1 se skládá z menšího počtu delších vláken, kde jednotlivé vrstvy vláken mezi sebou svírají 45°. Oba vzorky dosáhly srovnatelných výsledků.

Další dvojicí srovnatelných výměníků vzhledem k svému objemu jsou výměníky HE2 a HE3. Tyto se významně liší v počtu vláken a velikosti teplosměnné plochy. To je zapříčiněno použitím vláken s různým vnějším průměrem (1,3 mm a 0,8 mm). Jak bylo zmíněno v úvodu této kapitoly, tlaková ztráta je důležitým parametrem každého výměníku tepla. HE3 dosahoval při maximálním průtoku v plášti tlakových ztrát vyšších než 50 kPa, proto byl proměřen na hranici 50 kPa (600 l/h) a při maximálním možném průtoku (760 l/h). Z grafů na obrázcích 5.4, 5.5, 5.6 je patrné, že oba vzorky dosahují srovnatelný tepelný výkon. Výměník HE2 však dosahuje významně nižší tlakové ztráty a to jak v plášti, tak uvnitř vláken. Proto je lepší variantou menší počet větších vláken. To také potvrzuje cca 3-krát menší hodnota NTU výměníku HE2 ve srovnání s výměníkem HE3. Srovnáním obrázku 5.4 a 5.5 je patrné, že cílem

Tabulka 5.3: Srovnání NTU, součinitele prostupu tepla (HTC), tlakových ztrát v plášti a tepelného výkonu pro jednotlivé výměníky na hranici 50 kPa a 100 kPa tlakových ztrát uvnitř vláken.

označení	NTU	NTU	HTC	HTC	tlakové ztráty v plášti [kPa]
	při 50 kPa uvnitř vláken [-]	při 100 kPa uvnitř vláken [-]	při 50 kPa uvnitř vláken [W/(m ² K)]	při 100 kPa uvnitř vláken [W/(m ² K)]	
AB1	0,6	0,32	1020	1043	21
AB2	0,55	0,32	900	934	20,5
HE2	0,78 ¹		587 ¹		48
HE3	2,3	1,92	470	565	98
HE3-50kPa	2,7	1,9	495	554	50
označení	tepelný výkon při 50 kPa uvnitř vláken [kW]	tepelný výkon při 100 kPa uvnitř vláken [kW]			
AB1	17,2	20,8			
AB2	17,2	22,7			
HE2	36,3 ¹				
HE3	30	35,2			
HE3-50kPa	28,9	33			

¹ tlakové ztráty pouze 32 kPa

tepelných výměníků není, co nejvyšší účinnost, ta totiž vede k extrémně nízkým tepelným výkonům, tedy k neefektivnímu využití výměníku.

Testy prokázaly, že výměníky dosahují srovnatelných výsledků s tradičními kovovými výměníky [32]. Nabízejí však takové výhody jako je menší hmotnost, snadná tvarovatelnost, snadná recyklovatelnost a vyšší šetrnost vůči životnímu prostředí.

KAPITOLA 6

Fázové přeměny

Tato kapitola se zaměřuje na konvekční procesy spojené se skupenskou změnou tekutin, které mohou probíhat na rozhraní pevné látky a kapaliny, pak se jedná o vypařování, anebo na rozhraní pevné či kapalné látky a plynné fáze, v tom případě je řeč o kondenzaci. V těchto případech je latentní teplo nezanedbatelné. Díky kondenzaci a varu lze dosáhnout velkých tepelných výkonů s malými teplotními rozdíly.

6.1 | Bezrozměrná čísla v oblasti kondenzace a vypařování

Velikost předaného tepla konvekcí závisí na součiniteli přestupu tepla α s jednotkou $W/(m^2K)$. Ten je možné vyjádřit jako

$$\alpha = \alpha(\Delta T, g(\varrho_l - \varrho_v), h_{fg}, \sigma, L, \varrho, c_p, \lambda, \mu). \quad (6.1)$$

Ze vztahu (6.1) je patrné, že součinitel přestupu tepla závisí na rozdílu teploty povrchu T_s a teploty varu T_{sat} , $\Delta T = |T_s - T_{sat}|$. Dále závisí na rozdílu hustot ϱ mezi dvěma fázemi. Tento rozdíl způsobuje vztlakovou sílu, která je přímo úměrná $g(\varrho_l - \varrho_v)$. Další důležité parametry jsou latentní teplo h_{fg} , povrchové napětí σ , charakteristická délka L . Z termofyzikálních vlastností je pak významná hustota ϱ , měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku c_p , tepelná vodivost λ a viskozita μ [11]. Tedy závisí na 10 veličinách v 5 dimenzích, m, kg, s, J, K. Použitím Buckinghamova π -teoremů vzniká $(10-5) = 5$ π -skupin. Což je možné vyjádřit pomocí bezrozměrných parametrů jako

$$\frac{\alpha L}{\lambda} = f\left(\frac{\varrho g(\varrho_l - \varrho_v)L^3}{\mu^2}, \frac{c_p \Delta T}{h_{fg}}, \frac{\mu c_p}{\lambda}, \frac{g(\varrho_l - \varrho_v)L^2}{\sigma}\right). \quad (6.2)$$

Neboli

$$Nu_L = f\left(\frac{\varrho g(\varrho_l - \varrho_v)L^3}{\mu^2}, Ja, Pr, Bo\right), \quad (6.3)$$

kde Nu_L značí Nusseltovo číslo, jež udává poměr přenosu tepla konvekcí a kondukcí. Ja je Jakobovo číslo a značí poměr maximální možné tepelné energie absorbované kapalinou (plynnou fází) a latentní teplo absorbované kapalinou (plynnou fází) při kondenzaci (varu). Pr představuje Prandtlovo číslo, které vyjadřuje poměr hybnostní a tepelné difuze. Bo je Bondovo číslo, které udává poměr vztlakové síly na tahové síly povrchu. První člen v argumentu funkce rovnice (6.3) je bezrozměrný bezejmenný parametr, který reprezentuje efekt vztlakové síly na přenos tepla.

Dalším významným bezrozměrným parametrem je Reynoldsovo číslo, které dává do souvislosti kinematickou viskozitu ν a setrvačné síly. Lze vyjádřit jako

$$Re = \frac{vL}{\nu}, \quad (6.4)$$

kde v je rychlost proudění. Reynoldsovo číslo hraje klíčovou roli v určování povahy proudění. Je-li $Re < 2320$ v případě proudění v uzavřených potrubích je proudění laminární. V případě $Re > 2320$ se hovoří o turbulentním proudění. U otevřených profilů není možné stanovit přesnou hranici mezi turbulentním a laminárním prouděním z důvodu vlivu volné hladiny. Proto se oblast $2320 < Re < 4000$ označuje jako přechodová oblast a pro $Re > 4000$ se hovoří o turbulentním proudění.

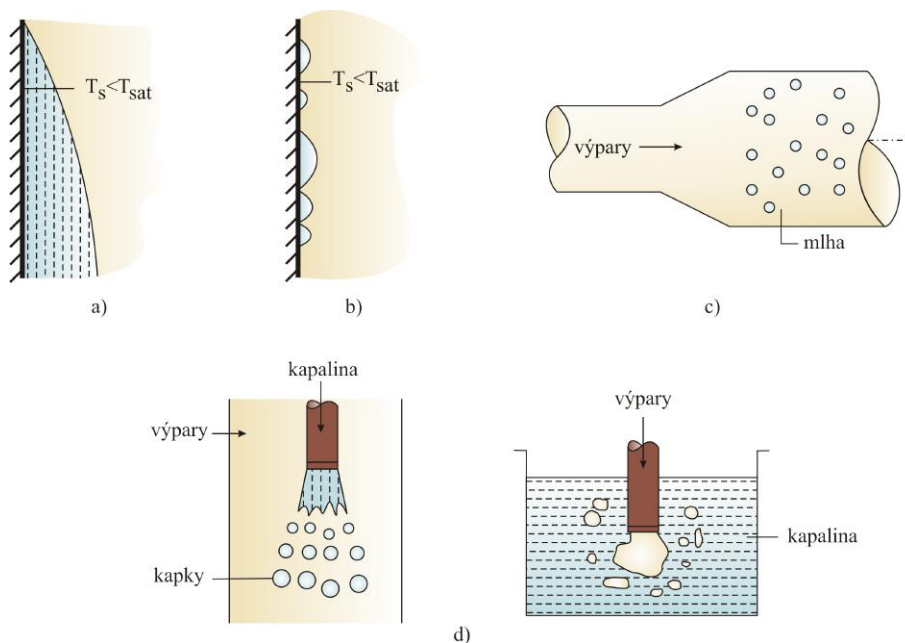
Mnoho inženýrských aplikací, které jsou charakterizovány vysokými tepelnými toky, jsou založeny na varu či kondenzaci.

6.2 | Kondenzace

Kondenzace nastává tehdy, dojde-li k poklesu teploty plynné fáze pod teplotu nasycení. Toho můžeme dosáhnout několika způsoby. Kontaktem mezi plynnou fází a studeným povrchem jako je znázorněno na obrázku 6.1 a), b). Kondenzát pak může na povrchu vytvářet buď souvislý film nebo kapky. Hladký povrch hydrofobních polymerních vláken podporuje kondenzaci po kapkách místo filmu kondenzátu, což má za následek mnohem vyšší součinitel přestupu tepla [14]. Kondenzace lze také dosáhnout poklesem tlaku v systému, kdy výpary vytvoří drobné kapky kondenzátu v plynné fázi (mlhu) viz obrázek 6.1 c). Další možností je vstříkávání kapaliny do horkých výparů, či výparů do kapaliny, viz obrázek 6.1 d).

6.2.1 | Kondenzace filmu na vnějším povrchu svislé desky

Jak ukazuje obrázek 6.2, výpočet přenosu tepla spojený s kondenzací na svislé stěně přináší několik komplikací. Je patrné, že tloušťka filmu δ , a tedy i hmotnostní tok kondenzátu \dot{m} se s rostoucím x zvětšuje. Narůstající vrstvou kondenzátu také roste tepelný odpor, který kondenzát vytváří. Vzniká tzv. mezní vrstva. Ta je



Obrázek 6.1: Režimy kondenzace. a) Film. b) Kondenzace po kapkách. c) Homogenní kondenzace nebo vytváření mlhy vlivem poklesu tlaku. d) Kondenzace vlivem přímého kontaktu. (Upraveno podle [11].)

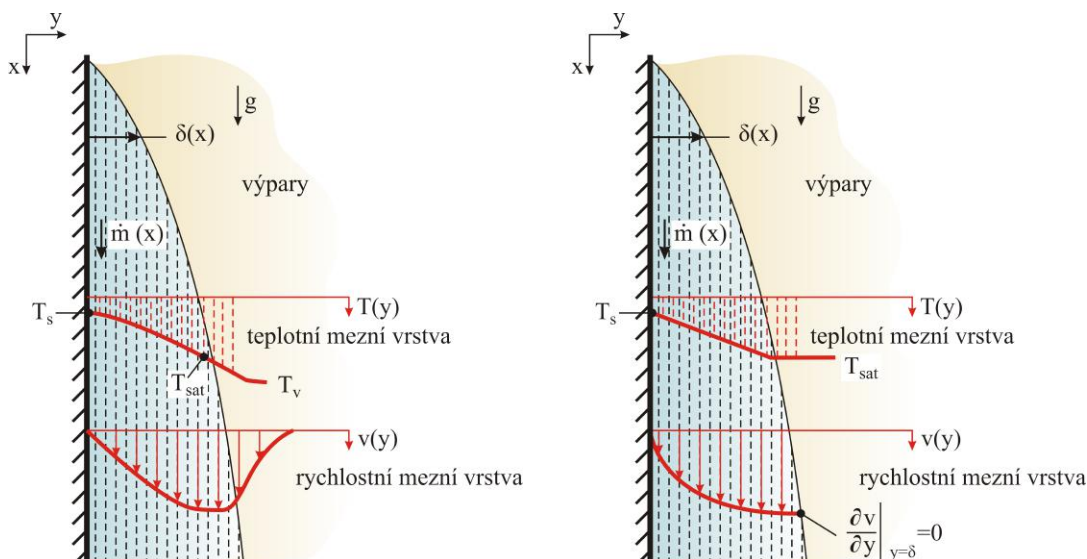
důsledkem ulpívání částic kapaliny na pevném povrchu, mají rychlost blízkou nule. Množství sdíleného tepla významně ovlivňuje také typ proudění, který může být turbulentní či laminární. Teplotní mezní vrstva je tenká vrstva, která se nachází v bezprostřední blízkosti povrchu stěny a ve které dochází k velkým změnám teploty [36]. Ty jsou způsobeny přestupem tepla z pevné stěny do kapaliny či obráceně. Průběh teploty v blízkosti stěny, tedy podstata teplotní mezní vrstvy, je také znázorněna na obrázku 6.2.

Pro vrstvu kondenzátu, která vzniká na vnějším povrchu svislé desky a ve které dochází k plynulému stékání kondenzátu, lze stanovit několik zjednodušení [11]

- předpokládá se laminární proudění ve vrstvě kondenzátu a konstantní vlastnosti kapaliny,
- plynná fáze je čistá pára při stálé teplotě T_{sat} , přenos tepla mezi kapalinou a výpary je tedy možný jen pomocí kondenzace,
- smykové napětí na rozhraní kapalina-pára je zanedbatelné,
- hybnost kondenzátu je považována za zanedbatelnou, tedy k přenosu tepla v celém filmu dochází pouze vedením a rozdělení teploty kapaliny je lineární.

Za předchozích předpokladů lze formulovat vztah pro modifikované latentní teplo h'_{hf} jako

$$h'_{fg} = h_{fg}(1 + 0,68Ja). \quad (6.5)$$



Obrázek 6.2: Kondenzace laminárního filmu na povrchu svislé desky bez zjednodušení (vlevo) a se zjednodušeními (vpravo). (Upraveno podle [11].)

Průměrné Nusseltovo číslo je pak ve tvaru

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{\alpha}_L L}{\lambda_l} = 0,943 \left[\frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) h'_{fg} L^3}{\mu_l \lambda_l (T_{sat} - T_s)} \right]^{1/4}. \quad (6.6)$$

Celkový hmotnostní tok lze vyjádřit z Newtonova ochlazovacího zákona následovně

$$\dot{m} = \frac{q}{h'_{fg}} = \frac{\overline{\alpha}_L A (T_{sat} - T_s)}{h'_{fg}}. \quad (6.7)$$

Na základě Reynoldsova čísla je možné rozdělit proudění na tři oblasti. Je-li $Re_\delta \lesssim 30$ jedná se o nezvlněné laminární proudění, v rozmezí od 30 do 1800 se hovoří o zvlněném laminárním proudění, kdy se na povrchu kondenzátu tvoří vlny, a pro $Re_\delta \gtrsim 1800$, $Pr_l \gtrsim 1$ nastává turbulentní proudění [11]. Reynoldsovo číslo v případě tenkého filmu kondenzátu lze formulovat jako

$$Re_\delta = \frac{4g\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^3}{3\mu_l^2}, \quad Re_\delta \lesssim 30. \quad (6.8)$$

Za předpokladu $\rho_l \gg \rho_v$ je možné pro jednotlivé oblasti vyjádřit Nusseltova čísla následovně [11] (ve studovaných případech platí $30 \lesssim Re_\delta \lesssim 1800$ – rovnice (6.10))

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{\alpha}_L L (\nu_l^2/g)^{1/3}}{\lambda_l} = 1,47 Re_\delta^{-1/3}, \quad Re_\delta \lesssim 30, \quad (6.9)$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{\alpha}_L L (\nu_l^2/g)^{1/3}}{\lambda_l} = \frac{Re_\delta}{1,08 Re_\delta^{1,22} - 5,2}, \quad 30 \lesssim Re_\delta \lesssim 1800, \quad (6.10)$$

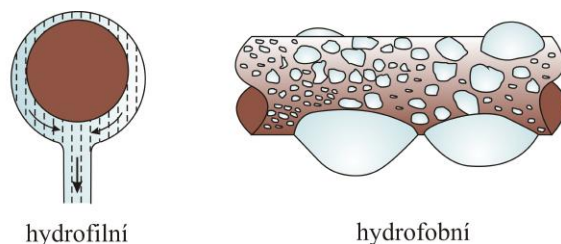
$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{\alpha}_L L (\nu_l^2/g)^{1/3}}{\lambda_l} = \frac{Re_\delta}{8750 + 58Pr_l^{-0,5} (Re_\delta^{0,75} - 253)}, \quad Re_\delta \gtrsim 1800, Pr_l \gtrsim 1. \quad (6.11)$$

6.2.2 | Kondenzace filmu na vnějším povrchu válcového tělesa

Nusseltovo číslo pro kondenzaci laminárního filmu na kouli, či vodorovné trubce závisí na vnějším průměru D a lze vyjádřit jako

$$\overline{Nu}_D = \frac{\overline{\alpha}_D D}{\lambda_l} = C \left[\frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) h'_{fg} D^3}{\mu_l \lambda_l (T_{sat} - T_s)} \right]^{1/4}, \quad (6.12)$$

kde $C = 0,826$ v případě koule [37] a $C = 0,729$ pro trubku [38]. Kondenzát je ovlivňovaný vlivem gravitace a dochází k jeho hromadění na spodní části tělesa. Zde je jeho vrstva podstatně tlustší. Dochází ke stékání, či skapávání kondenzátu. Situace je pro ilustraci znázorněna na obrázku 6.3. Je-li kondenzátor tvořen z více trubek, na kterých se sráží kondenzát, může dojít k významnému ovlivnění filmu na ostatních trubkách.



Obrázek 6.3: Kondenzace na povrchu radiálního tělesa a jeho možné stékání. (Upraveno podle [11].)

KAPITOLA 7

Měření polymerních výměníků tepla v režimu voda-pára

Kondenzace páry byla testována v rámci odborné stáže ve firmě Spirax Sarco Ltd se sídlem v Cheltenham, UK, stejně jako měření popsána v kapitole 5. To také ovlivnilo povahu testů. Ty byly koncipovány tak, že ve vláknech proudila studená voda a v plášti nasycená vodní pára. Její průtok pak byl řízen v závislosti na výstupní teplotě vody z vláken. Ta byla nastavena na 65 °C případně 80 °C, což jsou standardní teploty používané pro ohřev vody v domácnostech. Na základě těchto testů se pak rozhodne, zda je tepelný výměník z dutých vláken schopný nahradit stávající kovové výměníky v těchto aplikacích.



Obrázek 7.1: Prototyp HE6 pro měření v režimu voda-pára.

Pro tyto testy byly vytvořeny dva odlišné prototypy. V obou případech byla vlákna vyrobena z polyamidu. Efektivní délka vlákna byla 240 mm. Prototyp byl zhotoven ze speciální tkaniny polyamidových vláken, jednotlivé vrstvy této tkaniny byly překříženy tak, že vlákna v jednotlivých vrstvách svírala úhel 45°. Oba prototypy se vnějšími rozměry nijak nelišily, na obrázku 7.1 je prototyp HE6. Tabulka 7.1 udává parametry obou prototypů.

Tabulka 7.1: Parametry polymerních výměníků z dutých vláken pro měření v režimu voda-pára.

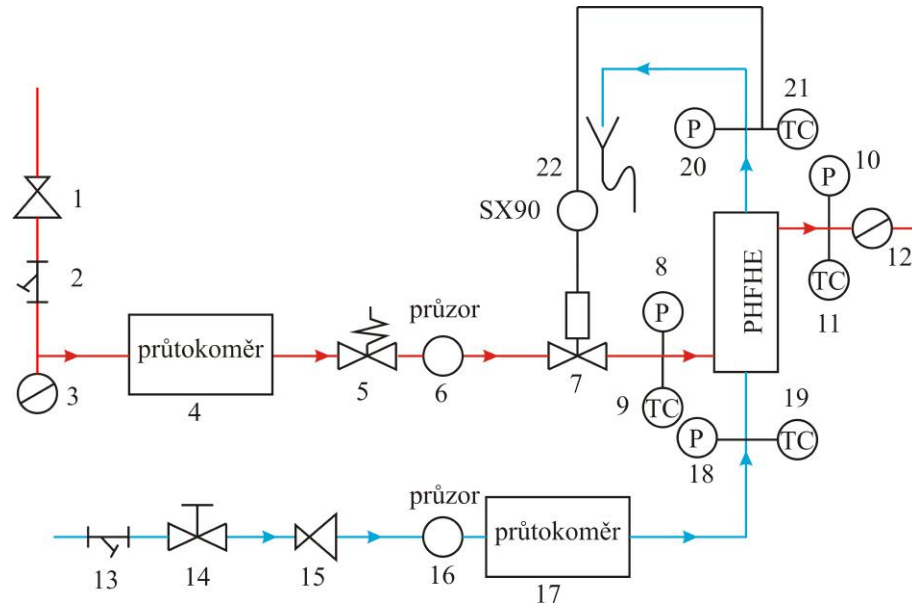
označení	počet vláken	vnější průměr [mm]	vnitřní průměr [mm]	teplosměnná plocha [m ²]	vnitřní průměr pláště [mm]
HE5	4100	0,8	0,65	2,48	80
HE6	2000	1,3	1,05	1,96	80
označení	efektivní délka [mm]	maximální přípustná teplota [°C]	maximální přípustný tlak [bar]		
HE5	240	120	4		
HE6	240	120	4		

Oba tepelné výměníky z dutých vláken byly proměřeny i v režimu voda-voda analogicky s postupem, který je popsán v kapitole 5. Protože předmětem této kapitoly nejsou testy výměníku v režimu voda-voda, ale voda-pára, jsou v tabulce 7.2 uveden přehled výsledků pro průtok 2000 l/h uvnitř vláken a 1000 l/h v plášti. Tyto průtoky byly maximální průtoky, kterých bylo pomocí experimentálního standu dosáhnout. Z tabulky je patrné, že tlakové ztráty výměníků uvnitř vláken přesahují hranici 50 kPa. Naopak vlákna jsou v plášti uspořádána tak, že pro vodu proudící uvnitř pláště nepředstavovala velkou překážku a tlakové ztráty uvnitř pláště dosáhly maximálně 11,7 kPa. Výměník HE5 dosáhl o 30 % vyšší tepelný výkon a o 28 % nižší tlakové ztráty uvnitř vláken než výměník HE6.

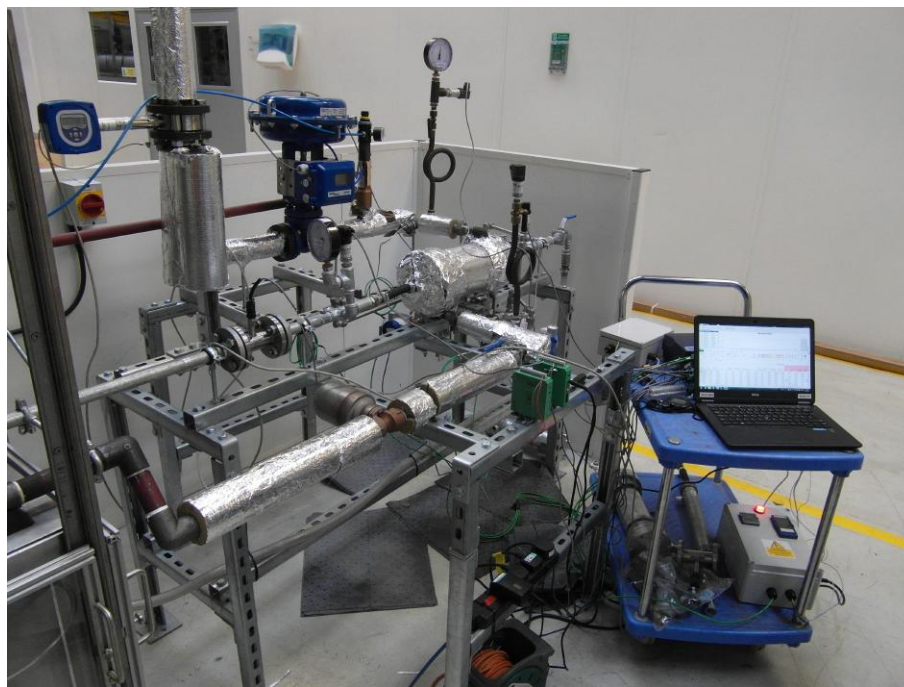
Tabulka 7.2: Výsledky pro výměníky HE5 a HE6 v režimu voda-voda pro průtok 2000 l/h uvnitř vláken a 1000 l/h v plášti.

	HE5	HE6
tepelný výkon [kW]	46,9	32,9
součinitel prostupu tepla [W/(m ² K)]	589,5	388,2
NTU [-]	2	1,5
účinnost [%]	33	22
tlakové ztráty uvnitř vláken [kPa]	64,8	82,7
tlakové ztráty v plášti [kPa]	11,7	7,4

Zkoušky kondenzace páry pak probíhaly podle schéma na obrázku 7.2 je znázorněno schéma zapojení měřicího zařízení, foto standu je pak na obrázku 7.3. Modrá



Obrázek 7.2: Schéma zapojení standu pro měření kondenzace vodní páry.



Obrázek 7.3: Stand pro měření kondenzace vodní páry.

barva představuje okruh vody a červená reprezentuje parní okruh. Testovaný vzorek je označen jako PHFHE. Horkou větev tedy tvoří redukční ventil (1), filtr na mechanické částice (2), parní past (3) (steam trap), průtokoměr páry (4), bezpečnostní ventil (5), průzor (6), řídicí ventil (7), vstupní tlakoměr (8) a termočlánek (9), výstupní tlakoměr (10) a termočlánek (11), parní past (12) (steam trap). Studený okruh se pak byl tvořen filtrem na mechanické částice (13), kulovým ventilem (14), redukčním ventilem (15), průzorem (16), průtokoměrem vody (17), vstupním tlakoměrem (18)

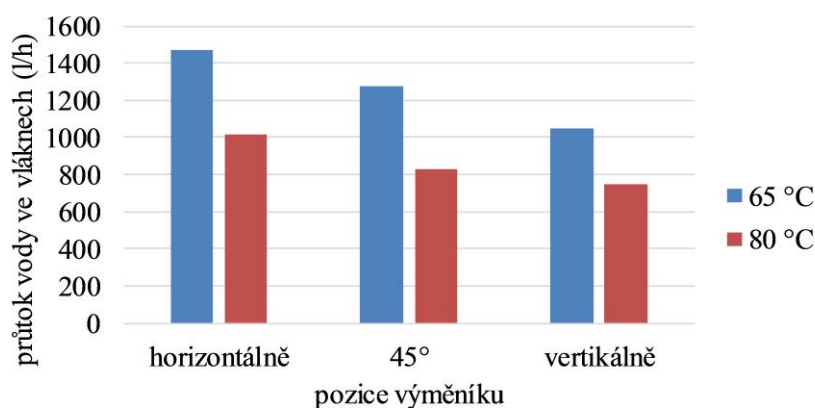
a termočlánkem (19), výstupním tlakoměrem (20) a termočlánkem (21). Pro měření byla také použito zařízení SX90, které slouží k ovládní řídicího ventilu (7). Řídicí ventil (7) reguloval průtok páry s ohledem na výstupní teplotu vody, tedy reguloval průtok páry tak, aby výstupní teplota vody z vláken byla 65 °C nebo 80 °C. Bezpečnostní ventil (5) zaručoval, že tlak v plášti (páry) nepřesáhne hranici 0,15 MPa, tedy teplota nasycené páry nebude vyšší než 127 °C. Provozní teplotní limit výměníků byl 120 °C, maximální tlak 0,4 MPa.

7.1 | Vliv gravitace

Z důvodu určení vlivu gravitace na průběh kondenzace byl tepelný výměník HE6 testován ve třech polohách:

- horizontálně,
- pod úhlem 45°,
- vertikálně.

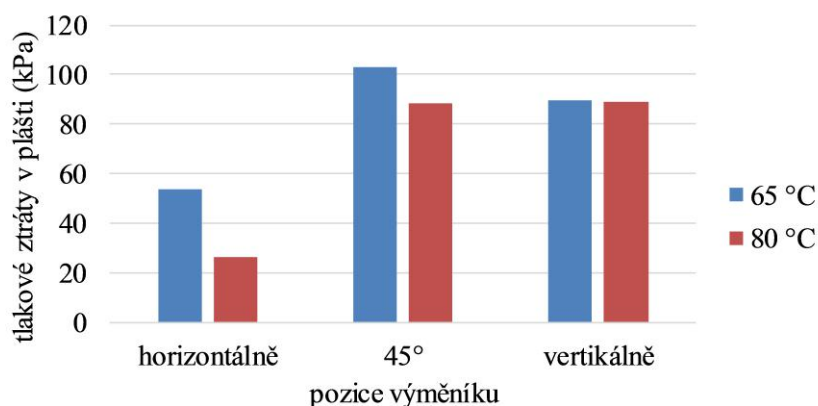
Během provozu studovaných tepelných výměníků bylo nezbytné zajistit nejrychlejší odvod kondenzátu z vnějšího povrchu vláken, který tak zvětšoval tepelný odpor výměníku a tím snižoval jeho výkon. Odvod kondenzátu byl polohou výměníku výrazně ovlivněn. Poloha výměníku měla také vliv na maximální množství vody, které byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu. Největšího rozdílu bylo dosaženo při ohřevu vody na 65 °C, který činil zhruba 400 l/h mezi horizontální a vertikální polohou, viz obrázek 7.4.



Obrázek 7.4: Maximální průtok ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).

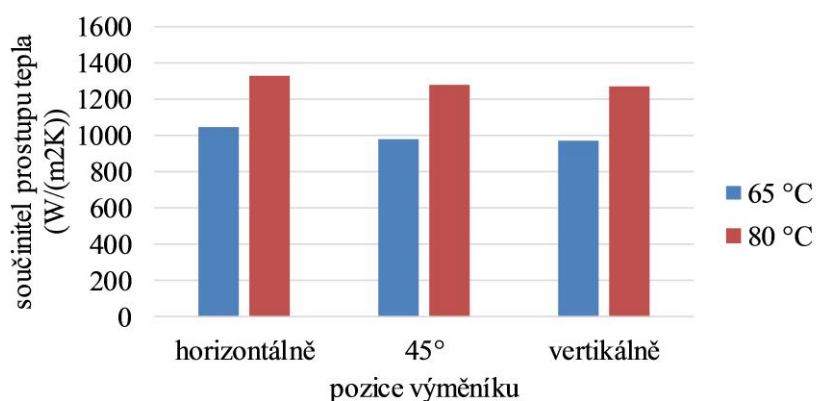
Velmi důležitým parametrem výměníku tepla je jeho tlaková ztráta. Ta by neměla přesáhnout hranici 50 kPa, ve speciálním případě hranici 100 kPa. Obrázek 7.5 zobrazuje tlakové ztráty při maximálním průtoku v plášti. Tlakové ztráty ve vláknech dosáhly maximálně 26 kPa, v závislosti na maximálním průtoku, který byl výměník

schopen vyhřát na požadovanou teplotu, se pohybovali v rozmezí 9-26 kPa. V plášti byly tlakové ztráty nejmenší v horizontální poloze, kdy dosáhly maximálně 54 kPa. Ve vertikální poloze a poloze pod úhlem 45° se tlaková ztráta pohybovala v rozmezí 50-100 kPa. V celkovém pohledu se tedy výměník v horizontální poloze jeví jako nejvhodnější z hlediska tlakových ztrát.



Obrázek 7.5: Tlakové ztráty v plášti při maximálním průtoku s ohledem na teplotní limity prototypu.

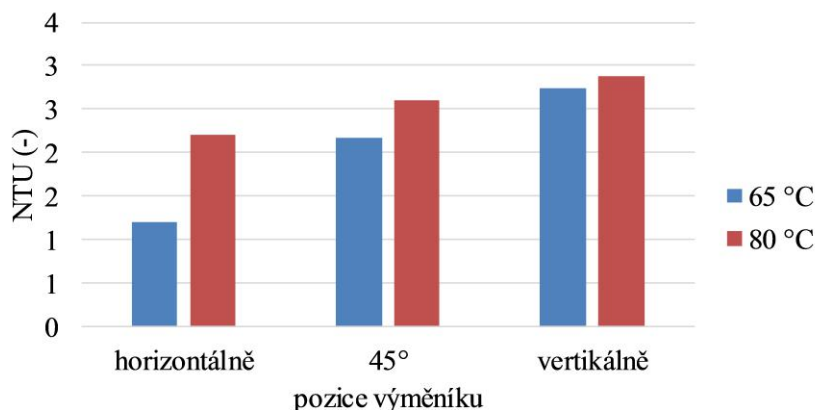
Na obrázku 7.6 je součinitel prostupu tepla při maximálním průtoku vody. Jeho hodnoty se zanedbatelně lišily v závislosti na poloze, to však bylo způsobeno proměnlivým průtokem vody, viz obrázek 7.4. Jak se dalo očekávat, hodnoty součinitele prostupu tepla jsou nižší v případě 65 °C na výstupu.



Obrázek 7.6: Součinitel prostupu tepla při maximálním průtoku vody.

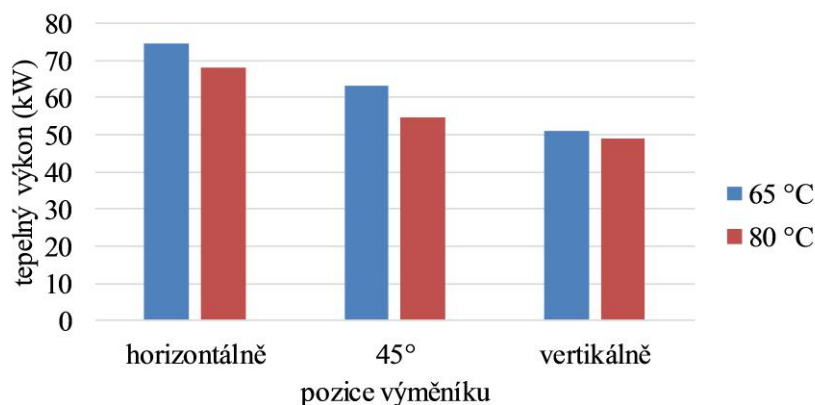
Účinnost výměníku byla stanovena pomocí metody NTU, která byla blíže popsána v kapitole 1. Hodnota NTU se pohybuje v rozmezí 1-4. Nejnižších hodnot však dosahuje v horizontální poloze, tedy v této poloze je kapacita výměníku optimálně využita.

S efektivním využitím výměníku úzce souvisí i jeho tepelný výkon, který v horizontální poloze dosahoval maximálně 74,5 kW při ohřevu vody na 65 °C a který



Obrázek 7.7: NTU při maximálním průtoku vody ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).

v těchto podmínkách splňoval kritérium 50 kPa tlakových ztrát. Při snížení průtoku tak, aby v plášti byly tlakové ztráty do 50 kPa ve vertikální poloze a v poloze pod úhlem 45° dochází ke snížení jeho tepelného výkonu na 40 kW. Tedy nejlepších výsledků dosáhl výměník v poloze vodorovné, kdy je schopen ohřát na požadovanou teplotu největší množství vody a přitom dosahuje nejnižších tlakových ztrát uvnitř pláště a nejvyššího výkonu.

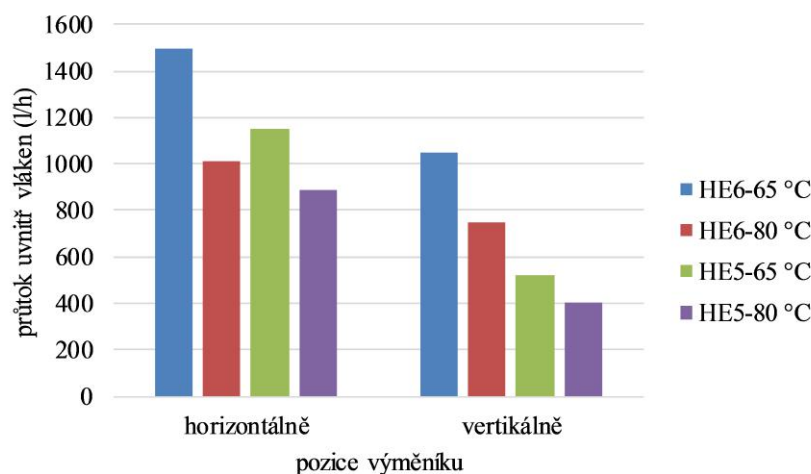


Obrázek 7.8: Tepelný výkon při maximálním průtoku vody ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).

7.2 | Vliv druhu a počtu vláken

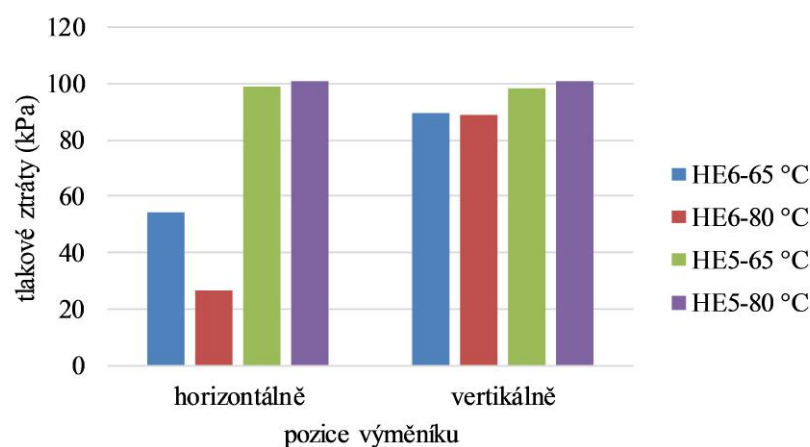
Tepelný výměník HE5 byl testován ve vertikální a horizontální poloze, proto jsou srovnávány výsledky v těchto dvou polohách. Následující text poskytuje srovnání vlivu počtu a rozměrů vláken. Experimenty byly provedeny analogicky s předchozím.

Obrázek 7.9 zobrazuje maximální průtok uvnitř vláken, který je daný výměník schopen ohřát na 65 °C, případně 80 °C. Ze srovnání plyne, že ačkoli má výměník HE6 menší počet větších vláken, je schopen ve vertikální poloze ohřát až dvojnásobné množství vody na požadovanou teplotu než výměník HE5. V horizontální poloze není tento rozdíl tak markantní, nicméně výměník HE6 ohřeje o 350 l/h více na teplotu 65 °C a o 125 l/h více na 80 °C než výměník HE5.



Obrázek 7.9: Maximální průtok ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).

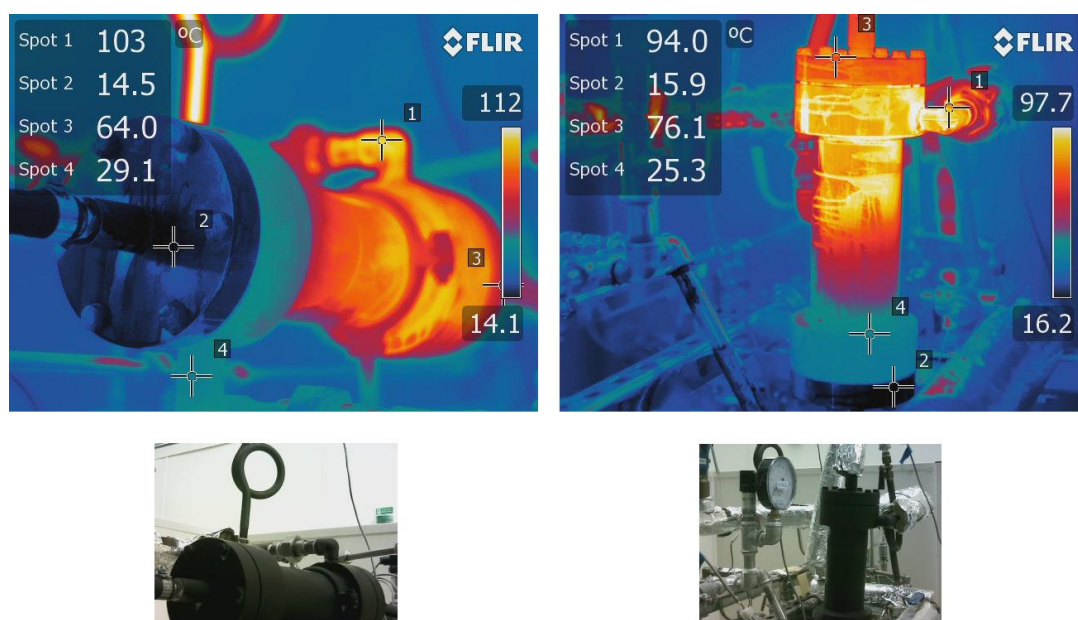
Jak již bylo zmíněno, tlaková ztráta uvnitř vláken a v plášti je důležitým parametrem výměníku tepla, s hranicí 50 kPa, případně 100 kPa v této aplikační oblasti. Obrázek 7.10 zobrazuje tlakové ztráty při maximálním průtoku v plášti. Tlakové ztráty uvnitř vláken nedosáhly hranice 50 kPa v žádném z případů a pohybovaly se v rozmezí 6-30 kPa. Tlakové ztráty v plášti se pak pohybovali velmi blízko hranice



Obrázek 7.10: Tlakové ztráty v plášti při maximálním průtoku s ohledem na teplotní limity prototypu.

100 kPa ve všech případech vyjma HE6 v horizontální poloze. Z pohledu tlakových ztrát se tedy jeví výměník s menším počtem větších vláken v horizontální poloze jako nejperspektivnější.

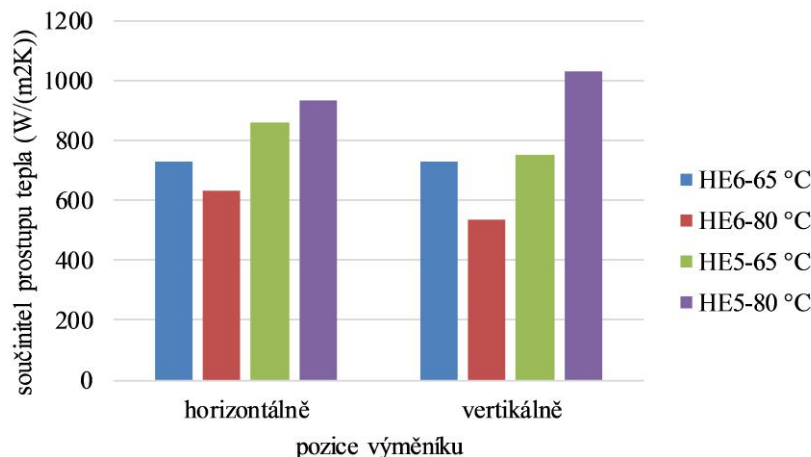
Tlakové ztráty v plášti, však mohly být částečně způsobeny kondenzátem, který se shromažďoval ve spodní části pláště a blokoval tak jeho odtok. Kondenzát se hromadil díky parní pasti, která je označena na obrázku 7.2 číslem (12). Obrázek 7.11 zobrazuje termovizní snímky výměníku HE5. Na každém snímku jsou označeny 4 body s významnými teplotami. Bod 1 představuje teplotu páry na vstupu do pláště, bod 4 je pak teplota kondenzátu na výstupu z pláště. Bod 2 udává teplotu vody na vstupu do vláken a bod 3 teplotu vody na výstupu. Ze snímků je patrné rovnoměrné rozložení teploty v plášti, ale také výrazně nižší teplota v místě odvodu kondenzátu z pláště a vstupu chladicí vody.



Obrázek 7.11: Termovizní snímky pořízené během měření výměníku HE5. Horizontální poloha – ohřev na 65 °C (vlevo), vertikální poloha – ohřev na 80 °C (vpravo).

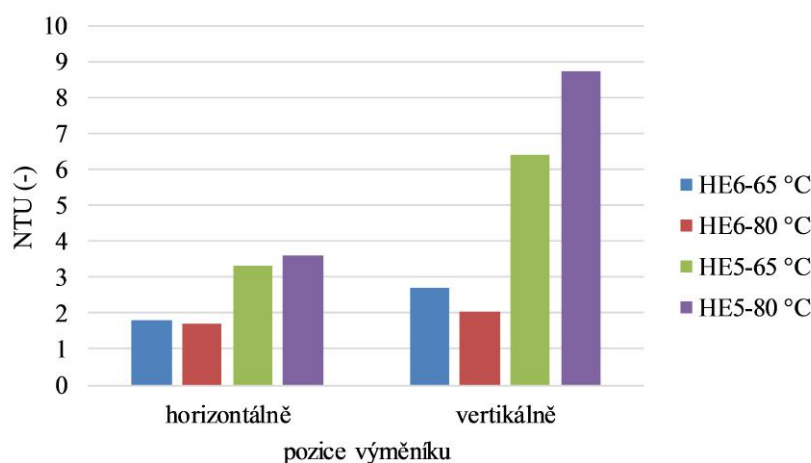
Přehled součinitele prostupu tepla je na obrázku 7.12. Nejvyšších hodnot součinitele prostupu tepla dosáhl výměník HE5 při ohřevu vody na 80 °C, 1033 W/(m²K) ve vertikální poloze, 936 W/(m²K) v horizontální poloze. HE6 pak dosáhl stejné hodnoty součinitele prostupu tepla při ohřevu na 65 °C ve vertikální i horizontální poloze a to 730 W/(m²K), nicméně v horizontální poloze byl výměník HE6 schopen ohřát o 450 l/h více, než-li v poloze vertikální.

Z obrázku 7.13 je patrné, že výměník HE5 byl nad-dimenzovaný a jeho potenciál nebyl plně využit. Jak již bylo zmíněno v kapitole 1, hodnoty NTU jsou jedním ze způsobů klasifikace účinnosti tepelných výměníků. Tyto hodnoty by neměly být extrémně vysoké, neboť to znamená, že pro danou úlohu byl použit zbytečně velký



Obrázek 7.12: Součinitel prostupu tepla při maximálním průtoku vody.

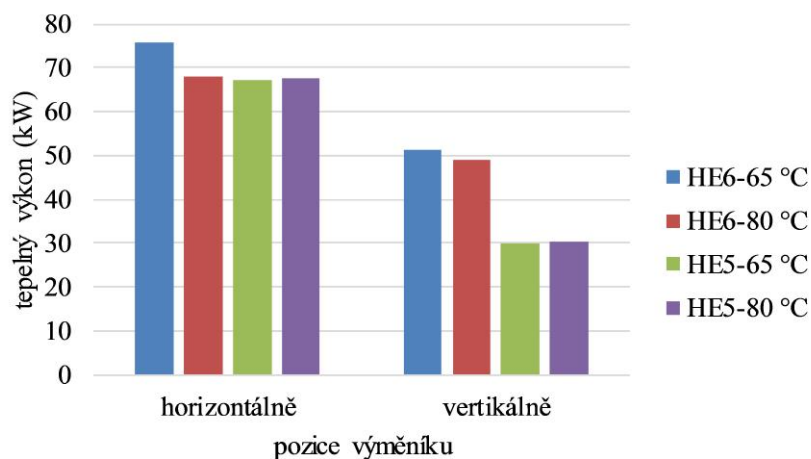
výměník. Z obrázku 7.13 je také patrné, že nejlépe byl využit výměník HE6, jehož hodnoty NTU se pohybují kolem 2.



Obrázek 7.13: NTU při maximálním průtoku vody ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).

Dalším významným parametrem výměníku tepla je jeho tepelný výkon, který je znázorněn na obrázku 7.14. HE5 vykazoval stejný tepelný výkon (cca 68 kW) v horizontální poloze jako HE5 v horizontální poloze s ohřevem na 80 °C. Maximální tepelný výkon (74,5 kW) pak dosáhl HE6 v horizontální poloze při ohřevu vody na 65 °C.

Z uvedených výsledků je patrné, že nejlepší pozice zkoumaných výměníků tepla je horizontální poloha. V té dosahují výměníky nejmenší tlakové ztráty v plášti a nejvyšší tepelný výkon, což je způsobeno tím, že výměník je schopen ohřát více vody v horizontální poloze. Také menší počet vláken s větším vnějším průměrem se jeví jako perspektivnější varianta. Použitím menšího počtu větších vláken sice dochází k



Obrázek 7.14: Tepelný výkon při maximálním průtoku vody ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).

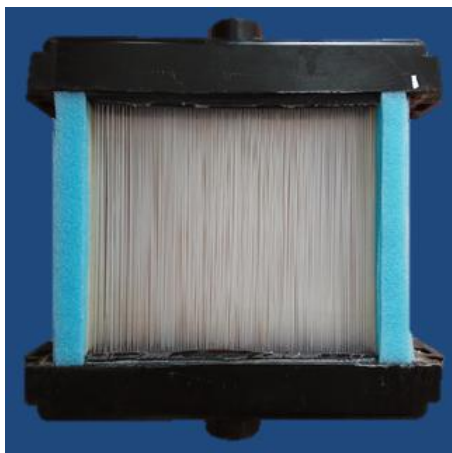
výraznému zmenšení teplosměnné plochy, ale také ke snížení tlakových ztrát uvnitř pláště. Teplota přehřáté páry je silně závislá na tlaku. Vzhledem k teplotnímu limitu výměníku (120 °C) byl průtok páry řízen tak, aby tlak uvnitř pláště nebyl vyšší než 2 bary (to odpovídá 120,21 °C) a nedošlo tak k poškození výměníku. Zásadním parametrem se ukázaly být právě tlakové ztráty, které významně limitují průtok přehřáté páry a tím výrazně snižují tepelný výkon výměníku.

KAPITOLA 8

Kondenzace vzdušné vlhkosti

Kondenzace vzdušné vlhkosti byla testována ve spolupráci s firmou HTS s.r.o., ČR, <http://www.htsystems.cz/cms/view>, která je dceřinou společností firmy LU-VE S.p.A., Itálie, <https://www.luvegroup.com/en/>. Ta je jedním z předních výrobců v oblasti komerčního a průmyslového chlazení ve světě, mezi které patří i klimatizační jednotky.

Za účelem určení vlivu geometrie výměníku na průběh kondenzace byly sestrojeny 3 prototypy sestávající se z polypropylenových vláken řazených do řad o stejném počtu vláken s totožnými rozestupy. Jednotlivé prototypy se lišily počtem řad a jejich rozestupy. Prototyp, který se skládá z polyamidových vláken je zobrazen na obrázku 8.1. Ostatní výměníky měly stejné rozměry, jen se lišily v počtu vrstev a jejich rozložení.



Obrázek 8.1: Prototyp, který se skládá z PA vláken před testem.

Vliv smáčivosti povrchu vláken byl zkoumán pomocí výměníků s totožnou geometrií, ale různým materiálem vláken, konkrétně polypropylen a polyamid. Přehled prototypů a jejich vlastností udává tabulka 8.1.

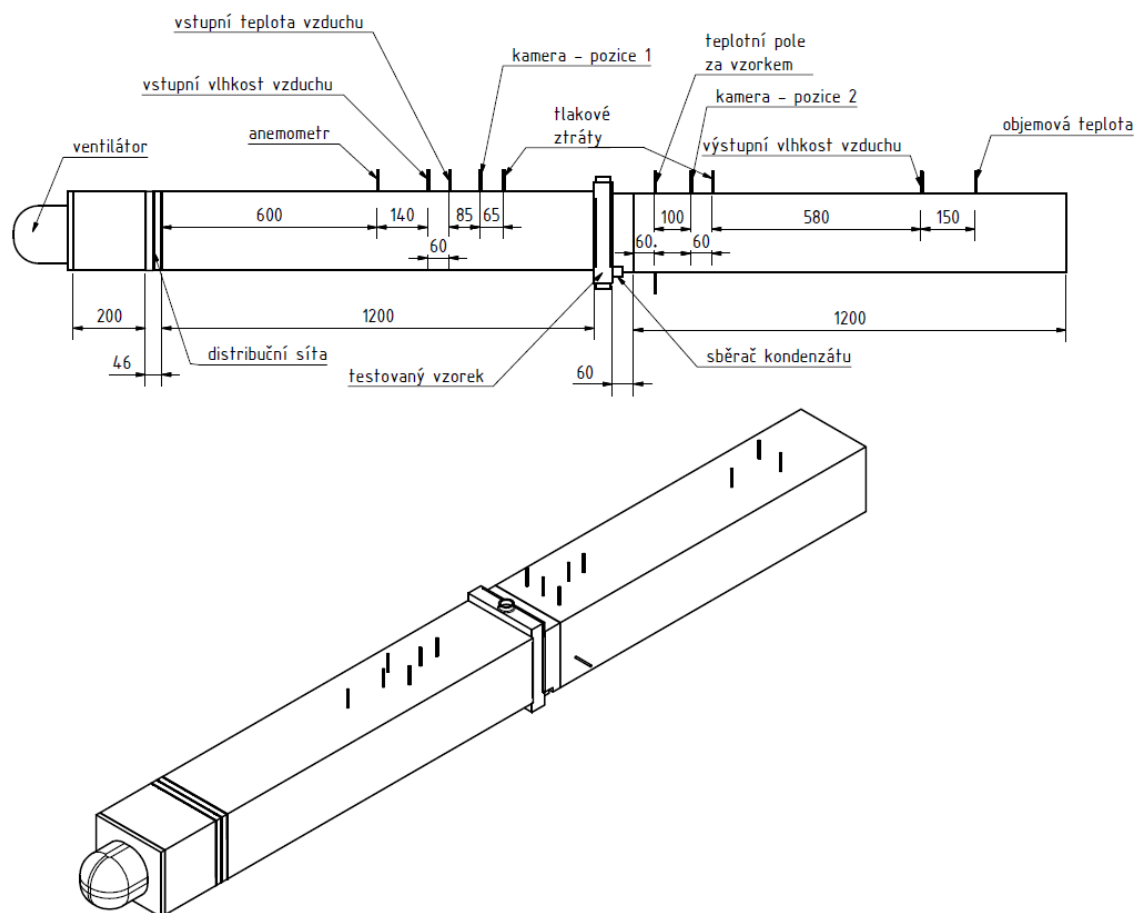
Vstupní vlastnosti testovacího vzduchu byly zvoleny jako 27 °C a relativní vlhkost 50 %, což jsou standardní podmínky pro testy klimatizačních jednotek. Pro srovnání vlivu relativní vlhkosti, byly některé experimenty proměřeny i při relativní vlhkosti

Tabulka 8.1: Parametry prototypů pro měření kondenzace vzdušné vlhkosti.

parametr	označení			
	PA	PP-6	PP-6-bez-mezer	PP-20
materiál vláken	PA	PP	PP	PP
počet řad vláken	6	6	6	20
počet vláken v jedné řadě	133	133	133	133
celkový počet vláken	798	798	798	2660
vnější průměr vláken [mm]	0,8	0,8	0,8	0,8
rozteče mezi jednotlivými vrstvami ¹ [mm]	8	8	3	3

¹Rozteče mezi vrstvami udávají vzdálenosti středů vláken (v jejich kruhovém průřezu).

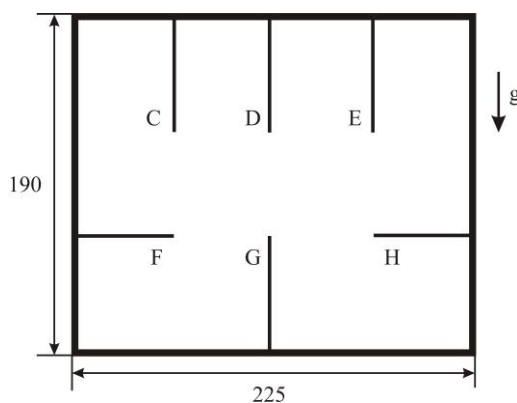
80 %. Dalším parametrem byla rychlost vzduchu. Jednotlivé konfigurace byly vždy proměřeny pro 1 m/s a 3 m/s. Dalším parametrem byl také vliv gravitace, proto byly testy prováděny ve třech polohách. Poloha vždy označuje polohu vláken, vlákna byla umístěna svisle, vodorovně a pod úhlem 45°, což označuje polohu, kdy rovina řady vláken svírá úhel se směrem gravitace 45°.



Obrázek 8.2: Schéma větrného tunelu osazeného měřícími sondami.

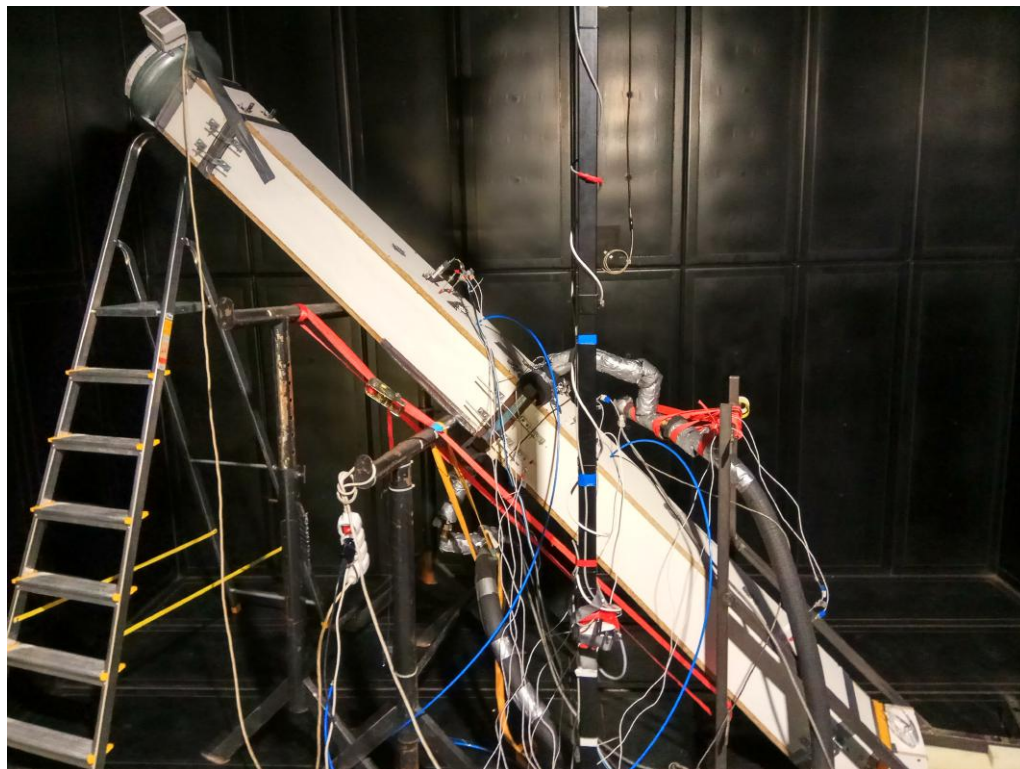
Vzhledem k tomu, že cílem testů bylo pozorovat formu a průběh kondenzace na vnějším povrchu, bylo třeba vlákna po délce co nejvíce podchladit. Jako chladicí médium byla zvolena voda o teplotě 10 °C a průtoku 500 l/h.

Měření byla provedena v kalorimetrické komoře, která sloužila jako zásobník vzduchu o daných vlastnostech, vnitřní rozměry komory jsou 4 m x 4 m x 3 m. Do komory byl umístěn větrný tunel s obdélníkovým průřezem 190 mm x 225 mm, totožným s průřezem teplosměnné plochy všech výměníků. Do tunelu byly zabudovány měřicí sondy, Pt100, anemometr, vlhkoměr. V průběhu všech experimentů byl pořizován video záznam a fotografie. Pozice měřících snímačů, kamery a zkoušeného vzorku jsou na obrázku 8.2. Na vstupu tunelu byl umístěn ventilátor, který sál vzduch z komory a vháněl jej do tunelu. Hned za ventilátorem jsou distribuční síta, která sloužila k rovnoměrnému rozprostření vzduchu po celém průřezu tunelu. Za nimi následoval anemometr, vlhkoměr a teplotní čidlo pro vstupní teplotu. Vstupní teplota byla měřena dvěma Pt100, jejich průměrná hodnota je pak reportována jako vstupní teplota vzduchu. Za výměníkem pak bylo proměřeno teplotní pole pomocí 6 Pt100, neboť se zde předpokládá nerovnoměrné rozprostření teploty, jejich pozice i se směrem gravitace je vyznačena na obrázku 8.3. Výstupní vlhkost a objemová teplota výstupního vzduchu byly měřeny v koncové části tunelu, kde se předpokládá, že vzduch je již promíchaný a má konstantní vlastnosti po průřezu. Objemová teplota byla také měřena pomocí 2 snímačů a jejich průměrná hodnota je pak uváděna jako objemová teplota. Pro měření v jednotlivých polohách byl pak nakláněn celý tunel, viz obrázek 8.4, 8.5 a 8.6.

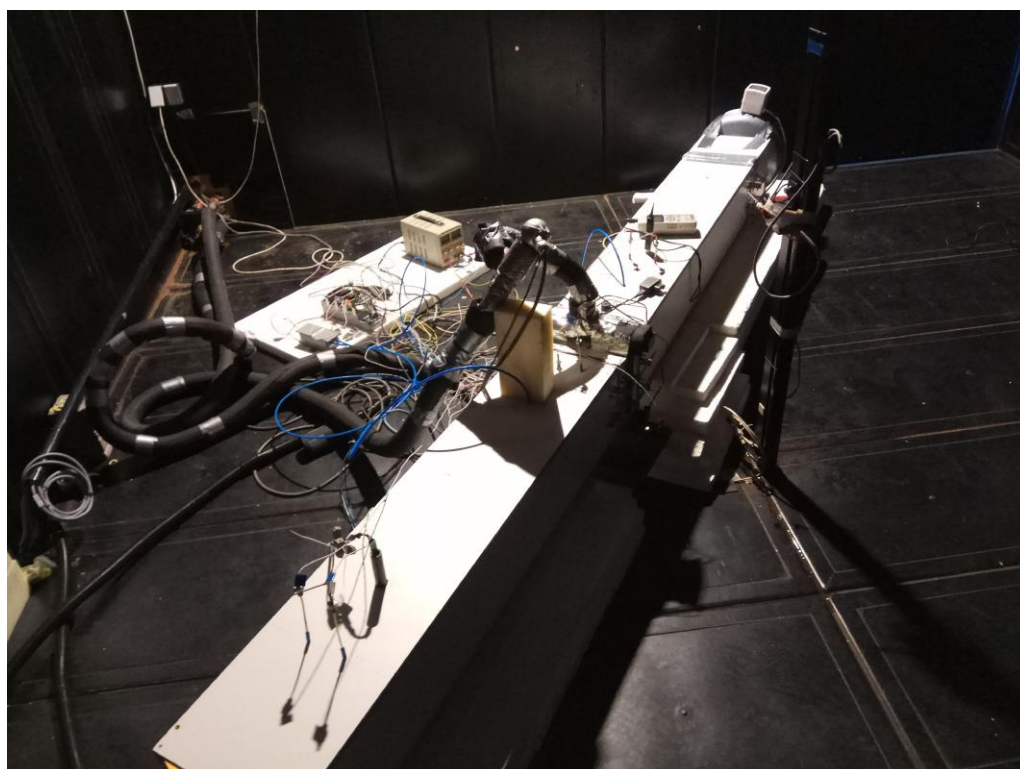


Obrázek 8.3: Řez větrným tunelem s pozicemi jednotlivých Pt100 snímačů teplotního pole za výměníky a směrem gravitace pro případ polohy vertikální a 45°.

Dalším významným parametrem byly pak tlakové ztráty. V klimatizačních jednotkách se klade důraz na rozdíl tlakových ztrát, který je způsoben kondenzátem přítomným na teplosměnné ploše. Suchými tlakovými ztrátami jsou označovány tlakové ztráty, kdy na výměníku není žádný kondenzát. Mokré tlakové ztráty jsou pak měřeny v případě, kdy je výměník v ustáleném stavu pokryt kondenzátem.



Obrázek 8.4: Větrný tunel uvnitř kalorimetrické komory během experimentu v poloze 45°.

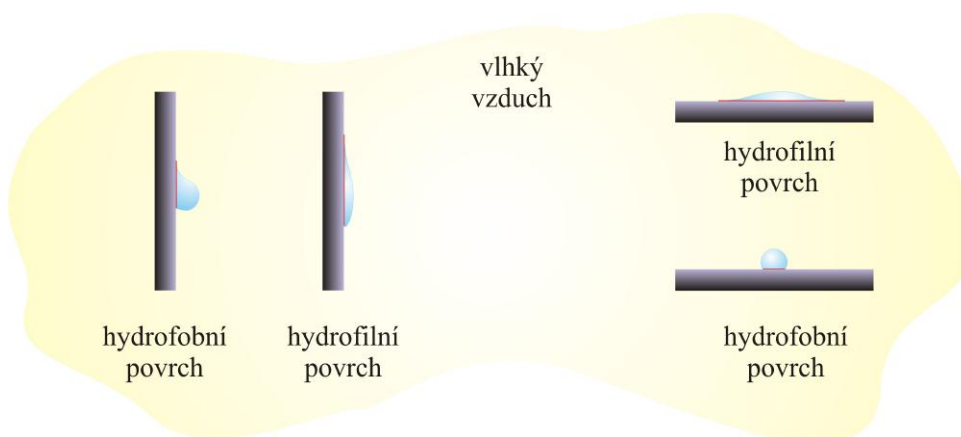


Obrázek 8.5: Větrný tunel uvnitř kalorimetrické komory během experimentu v poloze svisle.



Obrázek 8.6: Větrný tunel uvnitř kalorimetrické komory během experimentu v poloze vodorovně.

Naměřená data pak sloužila ke stanovení základních parametrů vlhkého vzduchu jako jsou tlak nasycených par, absolutní vlhkost, entalpie, hustota, rosný bod, tepelná kapacita, tepelný výkon, absolutní a relativní účinnost odvlhčení. Absolutní účinnost odvlhčení počítá pouze s celkový množstvím vody ve vzduchu a množstvím vody, které bylo ze vzduchu odstraněno, zatímco relativní účinnost odvlhčení bere do úvahy i teplotu vody uvnitř vláken, neboť to určuje maximální možné odvlhčení vzduchu při 100% účinnosti. Rovnice pro jejich určení vycházejí z [39], [40], [41], [42] a jsou uvedeny v příloze C.



Obrázek 8.7: Kontaktní plocha mezi kondenzátem a vláknem.

Pro pozdější diskuzi výsledků je nezbytné vysvětlit, co je myšleno kontaktní plochou kondenzátu a vlákna. Obrázek 8.7 zobrazuje hydrofobní a hydrofilní vlákno ve svislé a vodorovné poloze. Na povrchu každého vlákna je znázorněna kapka kondenzátu a červeně je naznačeno místo dotyku kondenzátu a vlákna, to představuje 2D pohled na kontaktní plochu. Ze srovnání je patrné, že v případě hydrofilního vlákna je kontaktní plocha podstatně větší než u hydrofobního vlákna.

8.1 | Výsledky výměníku tepla s PA vlákny složeného z 6 vrstev a 8 mm mezer

Bylo zjištěno, že použitá PA vlákna mají dynamický kontaktní úhel ve vodě roven $78,4^\circ$. Tento materiál má tendence utvářet spíše film kondenzátu než-li velké do prostoru vyčnívající kapky. Obrázek 8.8 zobrazuje rozložení kondenzátu během experimentu s 50 % relativní vlhkostí a rychlostí vzduchu 3 m/s. Je patrné, že náklon vláken přispíval k lepšímu a snazšímu odstranění kondenzátu.



Obrázek 8.8: Vlákna PA výměníku v průběhu experimentu s rychlostí 3 m/s a 50 % relativní vlhkost, vertikální poloha (vlevo), 45° (uprostřed), horizontální poloha (vpravo).

Následující tabulka 8.2 dává přehled naměřených a vypočtených hodnot. Dle očekávání, zvýšení vlhkosti vzduchu vede k vyššímu výkonu výměníku. Součástí měření bylo také nalézt tzv. kritickou rychlost výměníku, tj. rychlost, při které bude docházet k unášení kapek kondenzátu proudem vzduchu. Kritická rychlost byla stanovena vždy ve svislé poloze vláken. V případě PA výměníku se tuto rychlost nepodařilo nalézt z důvodu nedostatečného výkonu ventilátoru, který odpovídal 5,1 m/s.

Tabulka 8.3 udává přehled teplotního pole těsně za výměníkem a objemové teploty během experimentů. Jak se dalo očekávat teplotní pole není po délce vláken rovnoměrné. To vzniká díky ohřevu chladící kapaliny uvnitř vláken.

Tabulka 8.2: Výsledky pro výměník s PA vlákny.

poloha vláken	rychlost vzduchu [m/s]	relativ.	relativ.	suché	mokrý	výkon [kW]	absolut.	relativ.
		vlhkost vstup [%]	vlhkost výstup [%]	tlak. ztráty [Pa]	tlak. ztráty [Pa]		účinn. odvlh. [%]	účinn. odvlh. [%]
svisle	1	50	67	3,6	2,5	0,8	23,6	71,2
	3	50	64	30,4	35,5	0,9	8,7	25,9
	1	80	86	3,6	2,8	1,21	34,7	57,6
	3	80	86	30,4	29,8	1,86	17,1	28,7
45°	1	50	70	3,6	3	0,68	17,1	54,2
	3	50	65	30,4	29,9	1,08	5,6	18,2
vodorovně	1	50	66	3,6	2,2	0,96	30,7	86
	3	50	69	30,4	34,4	0,96	2,2	5,9

Tabulka 8.3: Rozložení teploty během experimentů pro PA výměník.

poloha vláken	rychlost vzduchu [m/s]	relativní	objemová						
		vlhkost na vstupu [%]	teplota [°C]	C [°C]	D [°C]	E [°C]	F [°C]	G [°C]	H [°C]
svisle	1	50	18,1	18,6	16,4	16,9	18,4	18,0	19,6
	3	50	21,6	22,1	19,5	21,0	21,4	21,7	22,5
	1	80	18,8	19,2	17,1	17,2	19,4	19,3	20,1
	3	80	22,6	22,9	20,4	21,9	22,7	22,7	23,3
45°	1	50	18,6	18,6	17,4	17,5	18,7	18,9	20
	3	50	21,7	22,0	19,5	20,8	21,7	21,8	22,5
vodorovně	1	50	16,9	16,9	16,8	16,6	17,4	17,2	18,7
	3	50	21,3	21,6	19,2	20,6	21,4	21,0	22,2

8.2 | Výsledky PP výměníku tepla složeného z 6 vrstev a 8 mm mezer

Bylo zjištěno, že použitá PP vlákna mají dynamický kontaktní úhel roven 104,8°. To by mělo vést ke tvorbě větších kapek s menší kontaktní plochou. To je také možné pozorovat na obrázku 8.9 vlevo, kde kondenzát snadno stéká po vláknech ve svislé poloze a shlukuje se tak do větších kapek. Vpravo je pak vidět, že v případě horizontální polohy vláken, formuje kondenzát kulové kapky.

Tento výměník byl jako jediný testován v 45° a horizontální poloze po a proti směru gravitace. Tedy ventilátor byl umístěn buď tak, že účinkům gravitace napomáhal či je



Obrázek 8.9: Vlákna PP výměníku s 6 vrstvami po 8 mm v průběhu experimentu s rychlostí 3 m/s a 50 % relativní vlhkost, vertikální poloha (vlevo), 45° (uprostřed), horizontální poloha (vpravo).

musel překonávat. Při náklonu pod úhlem 45° se vliv gravitace nijak zvlášť neprojevil. Při pohledu na data získaná v horizontální poloze vláken dosahuje výměník stejného výkonu při proudění vzduchu po i proti směru gravitace. Ačkoli ostatní veličiny jsou rozdílné. To je způsobené vlivem kondenzátu, který nekontrolovaně kapal do koncové části tunelu v případě proudění po směru gravitace a který kapal do vstupní části větrného tunelu v případě proudění proti směru gravitace. To samozřejmě ovlivnilo naměřená data a vlhkost na vstupu uvnitř tunelu nebylo možné brát jako relevantní. Byly proto jako vstupní vlastnosti vzduchu definovány vlastnosti vzduchu na sání ventilátoru.

Kritické rychlosti výměníku pak dosahovaly hodnot 3,6 m/s při 80% relativní vlhkosti a 5,1 m/s při vlhkosti 50 %.

Tabulka 8.4: Výsledky pro výměník s PP vlákny tvořeného 6 vrstvami s 8 mm mezerami.

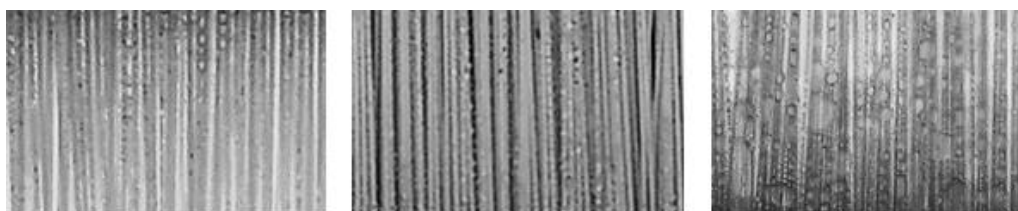
poloha vláken	rychlost vzduchu [m/s]	relativ. vlhkost vstup [%]	relativ. vlhkost výstup [%]	suché tlak. ztráty [Pa]	mokré tlak. ztráty [Pa]	výkon [kW]	absolut. účinn. odvlh. [%]	relativ. účinn. odvlh. [%]
svisle	1	50	72	3,2	6	0,87	23,9	66,3
	3	50	71	33,4	56,5	1,26	6	19,2
	1	80	78	3,4	6,2	1,5	44,6	70,9
	3	80	89	32,9	67,5	1,98	17,7	27,8
45°	1-po	50	72	3,2	6,4	0,82	21,6	67,3
	3-po	50	71	33,4	59,2	1,22	4,5	13,9
	1-proti	50	69	3,2	6	0,92	27,8	79,2
	3-proti	50	72	33,4	61,2	1,26	5,7	16,8
vodorovně	1-po	50	72	3,2	7,6	1,02	28,6	94
	3-po	50	75	33,4	70,6	1,79	10,9	33,4
	1-proti	50	63	3,2	12,3	1,05	33,4	98,6
	3-proti	50	51	33,4	64,5	1,89	17,2	55,1

Tabulka 8.5: Rozložení teploty během experimentů pro PP výměník tvořeného 6 vrstvami s 8 mm mezerami.

poloha vláken	rychlost vzduchu [m/s]	relativní vlhkost na vstupu [%]	objemová						
			teplota [°C]	C [°C]	D [°C]	E [°C]	F [°C]	G [°C]	H [°C]
svisle	1	50	17,5	14,9	16,3	15,4	18,6	16,2	17,9
	3	50	20,4	18,9	18	18,3	21,9	19,6	20,8
	1	80	18,2	15,5	16,6	16,2	19,6	17,2	18,7
	3	80	22,2	21,1	19,8	20,6	23,9	21,5	22,5
45°	1-po	50	17,2	14,8	16,7	15,2	18,3	17,1	18
	3-po	50	20,3	19,2	17,9	19,1	22,2	21,3	21
	1-proti	50	17,0	14,7	15,5	15	18,5	17,6	18
	3-proti	50	20,9	19	17,5	19,4	22,2	22,4	21,7
vodorovně	1-po	50	15	13,9	16	14,7	16,3	14,7	16,6
	3-po	50	18,3	17,1	17,7	17	20	17,9	18,9
	1-proti	50	16,3	15	17	16	15,6	15,7	16,2
	3-proti	50	19,6	19,2	18,5	20,2	19,2	18,9	19,3

8.3 | Výsledky PP výměníku tepla složeného z 6 vrstev a 3 mm mezer

Obrázek 8.10 na rozdíl od předchozích fotografií kondenzátu na vláknech zobrazuje vlákna výměníku během experimentů s 1 m/s a 50 % relativní vlhkostí. Ve srovnání z obrázkem 8.9 je vidět, že kondenzát tvoří jen drobné kapičky ve svislé a 45° poloze. Naopak ve vertikální poloze lze pozorovat obrovské kapky kondenzátu, které drží na několika vláknech. To bylo způsobené těsným uspořádáním jednotlivých vrstev a ulpívání kondenzátu napříč vrstvami.



Obrázek 8.10: Vlákna PP výměníku z 6 vrstev a 3 mm mezer v průběhu experimentu s rychlostí 1 m/s a 50 % relativní vlhkost, vertikální poloha (vlevo), 45° (uprostřed), horizontální poloha (vpravo).

V horizontální poloze výměník opět vykazuje vyšší výkon, to je však patrně způsobeno ovlivněním výstupních vlastností vzduchu padajícím kondenzátem.

Tabulka 8.6: Výsledky pro výměník s PP vlákny tvořeného 6 vrstvami a 3 mm mezer.

poloha vláken	rychlost vzduchu [m/s]	relativ. vlhkost vstup	relativ. vlhkost výstup	suché tlak. ztráty [Pa]	mokrý tlak. ztráty [Pa]	výkon [kW]	absolut. účinn. odvlh. [%]	relativ. účinn. odvlh. [%]
		[%]	[%]					
svisle	1	50	73	4,9	9,4	0,7	16,3	53,1
	3	50	70	55,1	83	1,35	8,5	24,4
	1	80	82	4,9	13,4	1,33	39	64
	3	80	87	55,1	111,1	1,78	15,8	26,8
45°	1	50	73	4,9	12,3	0,7	16,4	50
	3	50	69	55,1	82,1	1,25	6,3	22,5
vodorovně	1	50	68	4,9	20,7	1,03	32	94,2
	3	50	76	55,1	110,5	2,12	16	42

Kritické rychlosti výměníku byly určeny jako 2,4 m/s při relativní vlhkosti 80 % a 3,4 m/s při relativní vlhkosti 50 %.

Tabulka 8.7 dává přehled rozložení teploty za výměníkem. Jak se dalo očekávat u vstupu chladicího média do vláken jsou teploty nižší než na opačném konci vláken.

Tabulka 8.7: Rozložení teploty během experimentů pro PP výměník tvořeného 6 vrstvami a 3 mm mezer.

poloha vláken	rychlost vzduchu [m/s]	relativní vlhkost na vstupu	objemová teplota [°C]	objemová teplota [°C]					
		[%]		C	D	E	F	G	H
svisle	1	50	18,2	17,1	17,2	16,3	18,8	17,7	18,2
	3	50	20,6	20,2	19,9	20,1	21,4	22	21,1
	1	80	18,3	17,4	17,4	16,7	19	18,6	18,2
	3	80	23	22,5	21,7	21,9	23,6	22,8	23,3
45°	1	50	17,8	17,2	16,9	17	18,2	18	17,8
	3	50	20,6	20,6	19,4	20,3	21,2	21,9	20,7
vodorovně	1	50	16	16,2	16,7	16,6	17,1	15,5	16,3
	3	50	17,7	17,8	17,8	17,5	19,6	18,3	18,3

8.4 | Výsledky PP výměníku tepla složeného z 20 vrstev

Obrázek 8.11 zobrazuje výměník s 20 vrstvami během experimentů s 3 m/s a 50 % relativní vlhkostí. Na rozdíl od předchozích výměníků s PP vlákny, nejsou v horizontální poloze zobrazeny shluky kondenzátů do obrovských kapek, které jsou přichyceny k několika vláknům současně. To není způsobeno tím, že k nim nedocházelo, ale tím, že fotografie zobrazuje pohled seshora výměníku. Tedy tu vrstvu, ze které kondenzát skapává na vrstvy pod ním. Je patrné už i při rychlosti 1 m/s dochází ke vzniku velkých kapek.



Obrázek 8.11: Vlákna PP výměníku z 20 vrstev v průběhu experimentu s rychlostí 3 m/s a 50 % relativní vlhkost, vertikální poloha (vlevo), 45° (uprostřed), horizontální poloha (vpravo).

Tabulka 8.8: Výsledky pro výměník s PP vlákny tvořeného 20 vrstvami a 3 mm mezer.

poloha vláken	rychlost vzduchu [m/s]	relativ. vlhkost vstup [%]	relativ. vlhkost výstup [%]	suché tlak. ztráty [Pa]	mokrý tlak. ztráty [Pa]	výkon [kW]	absolut. účinn. odvlh. [%]	relativ. účinn. odvlh. [%]
svisle	1	50	81	25,3	46,9	1,2	33,7	97,6
	3	50	91	228	280	2,82	19,8	52
	1	80	78	25,3	50,5	2,1	57,8	94,1
	3	80	91	228	288	4,66	42,9	70
45°	1	50	75	25,3	68	1,23	36,7	95,8
	3	50	91	228	268	2,66	16,3	53,8
vodorovně	1	50	80	25,3	67,1	1,28	33,6	98,9
	3	50	82	228	284	3,4	30,6	88,8

Výměník s 20 vrstvami se ukázal jako zcela nevhodný. Dosahoval výrazných tlakových ztrát a to až do výše 288 Pa. Kritická rychlost byla určena jen při 80 % relativní vlhkosti. Unášení kondenzátu se začalo projevovat už při rychlosti 2,2 m/s.

Tabulka 8.9: Rozložení teploty během experimentů pro PP výměník tvořeného 20 vrstvami a 3 mm mezer.

poloha vláken	rychlost vzduchu [m/s]	relativní vlhkost na vstupu [%]	objemová teplota [°C]						
			C	D	E	F	G	H	
svisle	1	50	13	13	13,1	13,6	12,7	12,5	12,2
	3	50	14,5	12,5	14	13,1	14	15,9	14,3
	1	80	13,8	13,3	13,6	13,1	13,6	12,6	12,9
	3	80	15,7	13,3	15	13,6	15,2	16,7	15,7
45°	1	50	13,2	12,2	12,7	12,1	12,4	12,2	12,2
	3	50	14,3	12,7	13,4	12,8	14,6	15,7	13,9
vodorovně	1	50	12,1	12,9	14	11,7	13,3	12	12,6
	3	50	13,2	12,7	13,5	12,4	13,8	14,2	13,3

Při 50 % relativní vlhkosti nebyla kritická rychlost stanovena, neboť z důvodu vysokých tlakových ztrát bylo dosaženo rychlosti vzduchu 3 m/s při maximálním výkonu ventilátoru.

8.5 | Vliv materiálu vláken

Vliv materiálu vláken lze posoudit ze srovnání výsledků pro PA výměník a PP výměník s šesti vrstvami po 8 mm. Výměníky byly po stránce geometrie a počtu vláken identické. Z důvodu názornosti srovnání obou materiálů je následující text rozdělen do dvou sloupců.

polyamid

78,4° – dynamický kontaktní úhel vláken ve vodě, kondenzát by se měl po vláknech rozlévat

ve svislé poloze jsou vlákna poseta velkým počtem drobných kapiček, během experimentu bylo pozorováno, že kapičky mají tendence se po vláknech rozlévat a vytvořit souvisle stékající film, viz obrázek 8.8

polypropylen

104,8° – dynamický kontaktní úhel vláken ve vodě, kondenzát by měl mít tendence vytvářet větší kapky s menší kontaktní plochou

ve svislé poloze se na vláknech tvořily drobné zárodky kapek, ty se však snadno dávaly do pohybu a shlukovaly se tak do větších kapek, které se rychle svezly po vláknech pryč, viz obrázek 8.9

ve vodorovné poloze jsou na vláknech patrné menší kapky kondenzátu, ale také jejich shluky, kdy dochází k přemostění kondenzátu z jednoho vlákna na druhé

ve vodorovné poloze kondenzát utváří spíše jednotlivé kulaté kapky, které po dosažení jisté velikosti skapávají z vláken

Provoz tepelných výměníků spojených s kondenzací na vnějším povrchu je limitován zejména dvěma parametry. Jedním z nich je hlučnost klimatizační jednotky, která je dána především rychlostí proudícího vzduchu. Druhým je pak tzv. kritická rychlost, při které dochází k strhávání kapek kondenzátu do ventilačního potrubí a může způsobit prosakování vody v nežádoucích místech. Proto musí být materiál teplosměnné plochy, na které se sráží kondenzát, vybrán tak, že poskytuje optimální kombinaci odvodu kondenzátu a rychlostního limitu. Následující test je opět rozdělen na dvě poloviny pro větší názornost srovnání kritických rychlostí.

polyamid

> 5,1 m/s při 50 % relativní vlhkosti – kritickou rychlost se nepodařilo najít (maximální dosažená rychlost vzduchu byla 5,1 m/s)

> 5,1 m/s při 80 % relativní vlhkosti – kritickou rychlost se nepodařilo najít (maximální dosažená rychlost vzduchu byla 5,1 m/s)

polypropylen

5,1 m/s při 50 % relativní vlhkosti

3,4 m/s při 80 % relativní vlhkosti

Závislost kritické rychlosti na vlhkosti vzduchu je způsobena větším množstvím kondenzátu, který zůstával na vláknech. Pro PA výměník se nepodařilo kritickou rychlost najít, neboť maximální dosažená rychlost vzduchu (5,1 m/s) nebyla dostatečující.

Větší kapky tvořící se na PP vláknech mají za následek vyšší tlakové ztráty ve srovnání s PA vlákny. Tento rozdíl se pohybuje od 40 % až do 60 % (v případě nízkých rychlostí).

Z hlediska výkonu, PP výměník dosahuje mírně lepších výsledků než PA výměník. V horizontální poloze při rychlosti 3 m/s je však tento rozdíl značný. PP výměník vykazuje tepelný výkon 1,79 kW a PA výměník pouze 0,96 kW. Tento rozdíl byl však způsoben kondenzátem, který nebylo možné v horizontální poloze jímat, a proto padal koncovou částí tunelu, kde ochlazoval výstupní vzduch, a tak přispíval k výkonu výměníku. Tohoto faktu se dá vhodně využít a významně tak zvýšit výkon výměníku.

8.6 | Vliv polohy výměníku

Měření ukázala, že výměníky vykazují podobné výsledky ve vertikální a 45° poloze. Významně vyšších výkonů dosahovaly výměníky v horizontální poloze při 3 m/s. To bylo způsobeno kondenzátem, který nebylo možné jímat, a tak volně skapával do koncové části tunelu, kde ochlazoval výstupní vzduch.

Z obrázků 8.8, 8.9, 8.10 a 8.11 je patrné, že sklon vláken má výrazný vliv na odvod kondenzátu, a tedy i na tlakové ztráty.

Nejméně praktická varianta umístění výměníku je horizontální poloha, kdy docházelo k prokapávání či stékání kondenzátu z výše položených vrstev výměníku na ty níže položené. Kondenzát pak na vláknech formoval velké kapky s obrovskou kontaktní plochou. U výměníků, které neměly mezery mezi jednotlivými vrstvami, docházelo i k ulpívání kondenzátu napříč vrstvami.

8.7 | Vliv geometrie výměníku

Vlivem geometrie výměníku je myšleno vzájemné uspořádání jednotlivých vrstev. Za tímto účelem byly proměřeny tři výměníky s PP vlákny. Dva výměníky byly tvořeny totožným počtem vrstev (6 vrstvami) jeden s vrstvami, mezi kterými byly mezery 8 mm, a druhý s mezerami 3 mm, tedy středy vláken od sebe byly vzdáleny 3 mm, vnější průměr vláken 0,8 mm. Poslední výměník byl tvořen 20 vrstvami z roztečí 3 mm.

Ukázalo se, že rozestupy jednotlivých vrstev mají výrazný vliv na kritickou rychlost pro unášení kapek kondenzátu. Zatímco unášení kondenzátu se u výměníku s 8 mm rozestupy objevilo až při rychlosti 3,6 m/s (80 % relativní vlhkost) a 5,1 m/s (50 % relativní rychlost), jsou tyto rychlosti v případě vrstev s 3 mm rozestupy podstatně nižší. A to 2,4 m/s (80 % relativní vlhkosti) a 3,4 m/s (50 % relativní vlhkosti) pro výměník s 6 vrstvami, u 20 vrstvého výměníku byla kritická rychlost 2,2 m/s (80 % relativní vlhkosti) a při 50 % relativní vlhkosti se nepodařilo zjistit, neboť při maximálním výkonu ventilátoru se podařilo docílit pouze 3 m/s, vlivem velkých tlakových ztrát, a při této rychlosti unášení kondenzátu nenastalo. Z těchto důvodů se výměník s 20 vrstvami ukázal jako zcela nevhodný. Naopak nejvhodnější geometrií výměníku jsou rozestupy mezi jednotlivými vrstvami. Jak již bylo dříve zmíněno, u výměníků s 3 mm rozestupy mezi vrstvami (středy vláken od sebe byly vzdáleny 3 mm, vnější průměr vláken 0,8 mm) docházelo k ulpívání kondenzátu napříč vrstvami, formování větších kapek kondenzátu, které je pak snadnější strhnout vlivem proudícího vzduchu.

Větší rozestupy mezi jednotlivými vrstvami (8 mm) měly také za následek snížení

tlakových ztrát při zachování počtu vrstev. Srovnání výměníků, které se skládaly z šesti vrstev a jejichž jediný rozdíl je v rozestupech mezi jednotlivými vrstvami, ukazuje, že pouhým rozestupem vrstev lze dosáhnout snížení tlakových ztrát minimálně o 31 %. Procentuální pokles tlakových ztrát je uveden v tabulce 8.10.

Tabulka 8.10: Procentuální pokles tlakových ztrát pro svislou polohu vláken vlivem rozestupu jednotlivých vrstev o 8 mm.

poloha vláken	rychlost vzduchu [m/s]	relativní vlhkost vstup [%]	pokles	pokles
			suchých tlakových ztrát [%]	mokrých tlakových ztrát [%]
svisle	1	50	35	36
	3	50	39	32
	1	80	31	53
	3	80	40	39

KAPITOLA 9

Únavové zkoušky

Součástí práce jsou také zkoušky životnosti pomocí cyklického tlakového zatížení. Ty mají za úkol prověřit odolnost celého prototypu. Testy byly prováděny celkem ve čtyřech prostředích; vzduch, voda, vodní pára a mono-ethylenglykol. Dalším parametrem byla teplota lázně, která byla 50 °C či 80 °C.

Během tlakových testů působí na stěnu vlákna radiální, osová a obvodová napětí. V případě tenkostěnných trubíc se radiální napětí zanedbává, neboť je řádově nižší než napětí osová a obvodová [43]. Dále se předpokládá, že napětí se neměnní po tloušťce.

Výpočet osového a obvodového napětí vychází z Laplaceovy rovnice

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{p}{\tau}, \quad (9.1)$$

kde σ_m představuje osová (meridiánová) napětí, σ_t je obvodové (tečné) napětí, ρ_m je osový poloměr křivosti a ρ_t je obvodový poloměr křivosti. p pak značí tlak v aktuálním místě a τ udává tloušťku stěny [44].

V případě dlouhé válcové trubice platí $\rho_t = \frac{D}{2}$ a $\rho_m \rightarrow \infty$. Z dosazení do Laplaceovy rovnice (9.1) plyne vztah pro obvodové napětí

$$\sigma_t = \frac{pD}{2\tau}. \quad (9.2)$$

Další vztah, ze kterého se při výpočtu vychází je rovnice rovnováhy sil

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow -\sigma_m \pi D \tau + p \frac{\pi D^2}{4} = 0 \Rightarrow \sigma_m = \frac{pD^2}{4\tau}. \quad (9.3)$$

Výsledné vztahy pro σ_m a σ_t nejsou funkcí polohy, tedy platí v libovolném bodě.

Z materiálových vlastností byl určen maximální přípustný tlak uvnitř dutého vlákna s vnějším průměrem 0,8 mm a tloušťkou stěny 10 %, viz tabulka 9.1.

9.1 | Testy životnosti

Na obrázku 9.1 jsou zobrazeny dva svazky dutých vláken. Ty se liší uspořádáním vláken, to hraje klíčovou roli během přenosu tepla. Bude-li svazek složený z vláken,

Tabulka 9.1: Přehled maximálních přípustných tlaků uvnitř polymerních vláken, s vnějším průměrem 0,8 mm a tloušťkou stěny 10 %, v závislosti na materiálu.

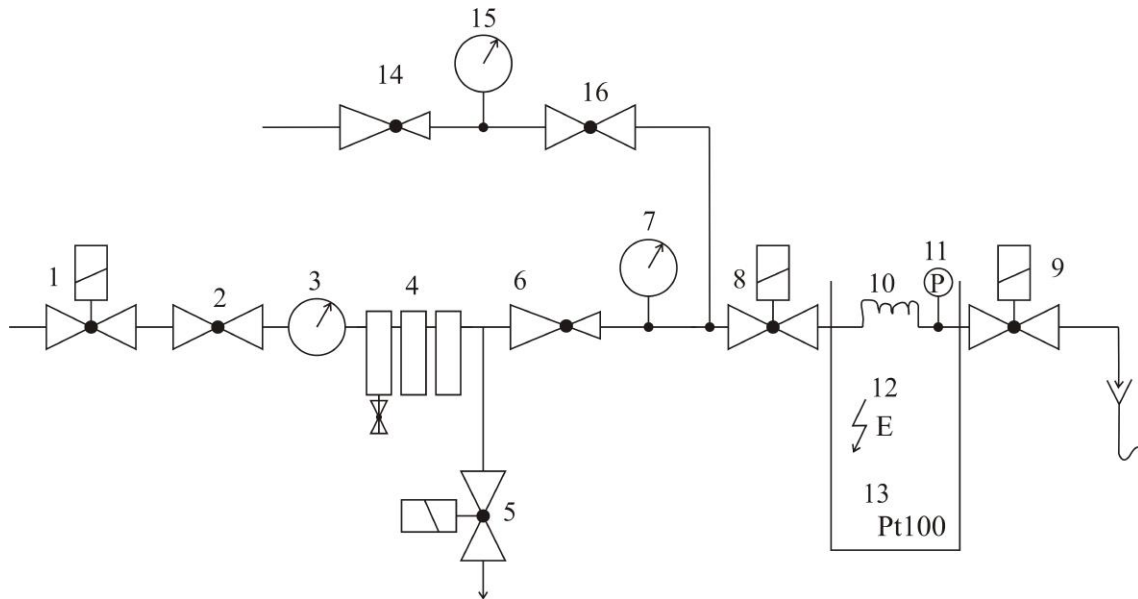
materiál	mez pevnosti [MPa]	maximální přípustný vnitřní tlak [MPa]
polypropylen	39,6	7,92
polykarbonát	86,2	17,26
nylon	34,5	6,9

které jsou po celé délce v kontaktu se sousedními vlákny, dochází k rapidnímu poklesu aktivní teplosměnné plochy. Proto je nezbytné jejich kontaktu zamezit a vlákna separovat. To je možné provést například pomocí tzv. kadeření vláken, kdy jsou vlákna záměrně pokrivena tak, že připomínají kadeře, svazek s kadeřenými vlákny je na obrázku 9.1.



Obrázek 9.1: Svazek skládající se z kadeřených vláken (vlevo), svazek složený z rovných vláken (vpravo).

Pro tyto testy byl sestaven stand který umožňuje cyklické tlakové zatěžování zkoušeného vzorku. Schéma zapojení tohoto standu je na obrázku 9.2, kde (1) označuje elektromagnetický ventil, který slouží jako hlavní uzávěr vody pro případ poruchy, (2) představuje kulový ventil pro ruční uzavření přívodu vody, (3) označuje manometr, (4) reprezentuje třístupňovou filtraci vody, (5) symbolizuje elektromagnetický ventil, který slouží k automatickému dopouštění vodní hladiny, (6) představuje redukční ventil a tlak za redukčním ventilem je orientačně monitorován pomocí manometru (7), vlastní testování je pak prováděno pomocí elektromagnetických ventilů označených (8) a (9), (10) označuje testovaný vzorek/vzorek (stand umožňuje zapojení více vzorků současně), přesná hodnota tlaku je zaznamenávána pomocí tlakoměru (11), (12) je topení pro ohřev vodní lázně, ve které se vzorky testují, teplota lázně je zaznamenávána pomocí Pt100 (13). Přítomnost netěsností u zkoušeného vzorku je pak testováno pomocí tlakování vzduchem. K tomu slouží vzduchová větev standu



Obrázek 9.2: Schéma zapojení standu pro cyklické tlakové zkoušky.

složena z redukčního ventilu (14), manometru (15) a kulového ventilu (15). Samotný princip testu vysvětlují následující sekvence jednotlivých kroků:

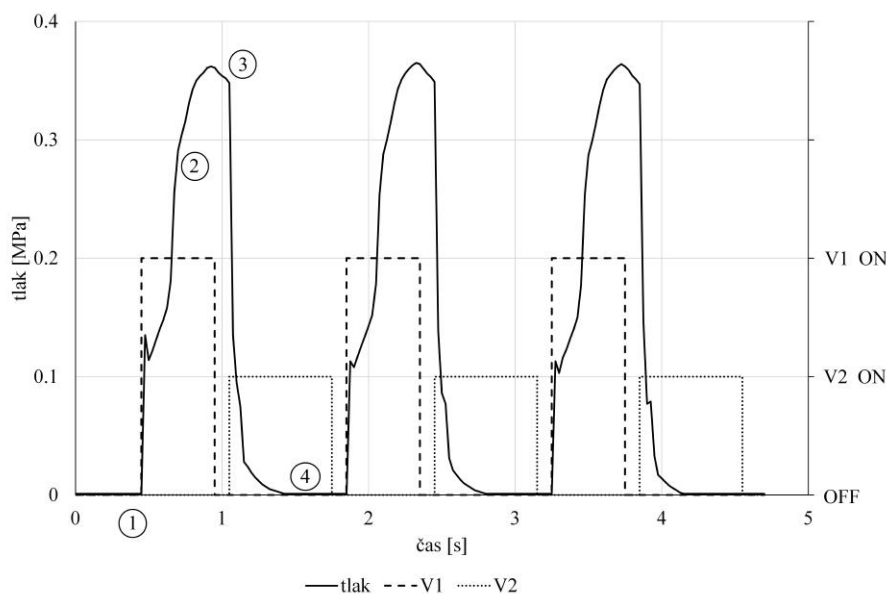
1. Po spuštění testu začne tlakoměr snímat tlak a otevře se ventil 1, sloužící jako hlavní uzávěr vody.
2. Vstupní i výstupní ventily (8) a (9) jsou zavřené (elektromagnetický ventil (1) je otevřený).
3. Zde začíná cyklus tlakových pulzů, který může mít potřebný počet opakování (řádově miliony).
4. Vstupní ventil (8) se otevře – dochází k natlakování testovaného vzorku.
5. Vstupní ventil (8) se uzavře.
6. Výstupní ventil (9) se otevře s nastavitelným zpožděním.
7. Dochází k poklesu tlaku a uzavření výstupního ventilu (9) po nastavitelné době otevření.
8. Nyní jsou oba ventily (8) a (9) zavřené.
9. Návrat ke kroku 4.

Při jakémkoli ukončení testu dojde k uzavření ventilu (1), který odpojí přívod vody, elektřiny která je nezbytná pro ohřev lázně a ventily (8),(9) se otevřou a uvolní tlak, aby testovaný vzorek nezůstal tlakově zatížen, poté se uzavřou, nejprve ventil (8) poté ventil (9).

Ukončení testu může nastat ze dvou důvodů. Buď je dosaženo předepsaného počtu cyklů, aniž byla indikována porucha, nebo je detekována porucha. Porucha je detekována tak, že při zavřených ventilech (8) a (9) je na tlakoměru (11) detekován prudký pokles tlaku uvnitř testovaného vzorku.

Obrázku 9.3 znázorňuje průběh tlaku během testu. Pro názornost jsou vyznačeny

4 body. V bodě 1 dochází k otevření vstupního ventilu V1 (na obrázku 9.2 označený jako (8)) zatímco výstupní ventil V2 (na obrázku 9.2 označený jako (9)) je zavřený. Dochází k natlakování zkoušeného vzorku. Nárůst tlaku ve zkoušeném vzorku je vidět v oblasti označené jako 2. V bodě 3 se uzavírá vstupní ventil V1 a s nastavitelným zpožděním se otevírá výstupní ventil V2, což má za následek pokles tlaku uvnitř zkoušeného vzorku, oblast 4.



Obrázek 9.3: Průběh tlaku během testu (jsou znázorněny i stavy vstupního (V1) a výstupního (V2) ventilu).

Nejprve byly otestovány svazky složené z rovných vláken (ne kadeřené) za pokojové teploty na vzduchu. Testovací tlak byl 0,35 MPa. Během tohoto testu byly testovány dva svazky. Oba svazky úspěšně dosáhly více než 1,5 milionu cyklů. Svazky nevykazovaly žádné známky poruchy. Test probíhal po dobu 43 dní. Perioda spínání ventilů (V1) a (V2) byla 1,4 s.

Dalším krokem bylo testování kadeřených svazků. Použitý tlak byl 3,5 bar, perioda spínání 2,1 s. Bylo testováno celkem šest vzorků s kadeřenými vlákny. Tabulka 9.2 udává přehled testovaných kadeřených svazků.

V prvním kole byly testovány svazky B1-B6. Test byl ukončen poté, co svazky dosáhly milion úspěšných cyklů. Svazky s vnějším průměrem vlákna 0,5 mm a 0,6 mm vykazovaly značné známky zanesení. Svazky s průměrem 0,8 mm byly zanesené pouze částečně. Zanesený svazek vlivem testu je zobrazen na obrázku 9.4. Svazky byly zapojeny do systému tak, že jeden konec svazku byl připojen ke zdroji tlaku, zatímco druhý konec byl po naplnění svazku vodou zaslepen. Tedy voda, která sloužila jako tlakovací médium svazky neprotékala.

Z tohoto důvodu bylo v následujícím kroku testováno také zanášení svazků, které byly

Tabulka 9.2: Přehled testovaných kadeřených svazků.

označení	průměr vlákna	okolí
B1	0,8	pára – 50 °C
B2	0,5	pára – 50 °C
B3	0,5	voda – 80 °C
B4	0,8	voda – 80 °C
B5	0,6	voda – 80 °C
B6	0,8	voda – 80 °C
B7	0,8	vzduch
B8	0,8	voda



Obrázek 9.4: Zanesený svazek po ukončení testu.

protékány vodou. Jeden svazek byl vystaven pokojové teplotě na vzduchu (svazek B7) a druhý byl ponořen do vodní lázně o teplotě 50 °C (svazek B8).

Svazek B7 s vnějším průměrem 0,8 mm nebyl tlakově zatížen, ale byl jen protékán studenou vodou po dobu 125 dní. Odhad protečeného množství vody je 31 m³. Výměník byl testován na průtok při 0,1 MPa před i po testu. Před testem vykazoval průtok 3,8 l/min a po testu 2,27 l/min. Pokles průtoku je 1,53 l/min, což činí 40% pokles.

Svazek B8 také s vnějším průměrem 0,8 mm byl tlakově zatížen a byl protékán studenou vodou, ke konci testu byl zatížen i teplotou 50 °C (posledních 130 000 cyklů). Svazek úspěšně dosáhl 1,43 milionu cyklů. Výměník byl testován na průtok při 0,1 MPa před i po testu. Před testem vykazoval průtok 3,72 l/min a po testu 1,9 l/min. Pokles průtoku je 1,82 l/min, to odpovídá 49% poklesu. Tento svazek dosáhl 1,5 milionu úspěšných cyklů.

Srovnání průchodnosti svazků B1-B6 a svazku B7 a B8 ukazuje, že zapojení svazků tak, aby byly protékány skrz přispívá k jejich lepší průchodnosti. Vodní kámen, který způsobuje ucpání svazků je průběžně vyplavován a odnášen proudem vody. Vzhledem k tomu, že svazek B8 dosáhl pouze o 9 % vyšší pokles průtoku při vystavení vodní lázni o teplotě 50 °C. Je zřejmé, že dle očekávání vyšší teplota

přispívá k většímu zanášení svazku.

Výsledky testů ukazují, že svazky jsou z hlediska tlakového zatížení schopny bez problémů obstát v nízko-tlakých aplikacích. Naopak zanášení vláken usazeninami se jeví jako zásadní problém těchto výměníků tepla. Tento problém je však řešitelný pomocí vhodné úpravy vody, kdy např. sloučeniny polyfosfátu, které se běžně používá, zapříčiní, že vodní kámen sice vzniká, ale není schopen se usadit na stěnách vlákna, tedy je plynule odplavován.

Závěr

Cílem práce bylo popsat jakým způsobem probíhá kondenzace na vnějším povrchu vláken a jak kondenzace ovlivňuje přenos tepla. V této studii jsou pevným povrchem myšlena polymerní vlákna, která vytváří tepelný výměník. Během tohoto srážení dochází k formování kapek na vnějším povrchu vláken. Velikost a tvar kapky mají zcela zásadní vliv na přenos tepla. To zda bude kondenzát utvářet spíše velké kapky vystupující do prostoru a mající malou kontaktní plochu s vláknem, či se kapky budou po vlákně naopak rozlévat a budou tak vytvářet tenké kapky s obrovskou kontaktní plochou závisí na povrchových vlastnostech vláken, které pak ovlivní celkovou smáčivost vláken. Existuje mnoho metod, jak smáčivost měřit. Mnohé z nich však závisí na operátorovi, který svým pohledem určuje velikost kontaktního úhlu. V případě malých kapek na válcovém povrchu s vnějším průměrem cca 0,8 mm, je zcela nemožné zajistit přesnost takovýchto metod. Proto byla zvolena Wilhelmyho metoda, která pracuje nezávisle na obsluze a která je vhodná v případě vláken použitých rozměrů. Výsledky měření ukázaly, že polypropylenové (PP) vlákno má nejvíce hydrofobní povrch ($104,8^\circ$), zatímco nejvíce hydrofilní vlákno ve vodě je polyamidové (PA) vlákno ($78,4^\circ$). PA vlákno dosáhlo srovnatelných výsledků s polyether ether ketonovým (PEEK) vláknem. Plazmová úprava vláken vedla ke snížení dynamického kontaktního úhlu a to až o 20 %. Povrchová úprava pomocí fluoru je dalším ze způsobů, jak dosáhnout nižších hodnot kontaktního úhlu. Naopak použití trapylenu na povrch vláken nemá výrazný vliv na jeho výslednou smáčivost.

V rámci práce byl zkoumán vliv geometrie kotlových výměníků na jejich výsledné charakteristiky. Byly srovnány výměníky mající stejně velkou teplosměnnou plochu a stejné vnější rozměry vláken (0,8 mm), vnitřní rozměr pláště 40 mm. Jejich jediný rozdíl byl ve vzájemném uspořádání vláken. Jeden z výměníků byl tvořen rovnoběžnými vlákny, zatímco vlákna v jednotlivých vrstvách druhého výměníku spolu svírají úhel 45° . Z výsledků plyne, že paralelně uspořádaná vlákna a vlákna překřížená nemají vliv na celkový výkon ani tlakové ztráty.

Studie také srovnává výsledky tepelných výměníků s vnitřním průměrem pláště 80 mm v režimu voda-voda. Výměníky se liší počtem a velikostí vláken. Z výsledků je patrné, že právě počet a velikost vláken mají významný vliv na velikost tlakových ztrát uvnitř pláště, to ovlivňuje proudění uvnitř pláště, a tedy přenos tepla. I přesto, že výměník složený z 2000 vláken s vnějším průměrem 1,3 mm má teplosměnnou

plochu o 23 % menší než výměník s 4240 vlákny o vnějším průměru 0,8 mm, dosahuje výměník s menší teplosměnnou plochou tepelného výkonu 36,3 kW při tlakových ztrátách 50 kPa uvnitř vláken a pouze 32 kPa v plášti, zatímco podobného výkonu (35,2 kW) druhý výměník dosahuje při tlakové ztrátě 100 kPa uvnitř vláken a v plášti 98 kPa. Proto je výměník s menším počtem větších vláken lepší.

Vliv počtu a velikosti vláken byl také zkoumán v režimu pára-voda. Pro tyto testy byly použity podobné výměníky jako v předchozím odstavci (výměník složen z 4100 vláken s vnějším průměrem 0,8 mm a výměník s 2000 vlákny o vnějším průměru 1,3 mm). Při použití přehřáté páry jsou tlakové ztráty klíčovým parametrem, neboť dochází k nárůstu tlaku uvnitř výměníku a tím i k prudkému růstu teploty přehřáté páry, která je v případě polymerních tepelných výměníků klíčová. Ze studie vyplývá, že optimální geometrií výměníku je 2000 vláken s vnějším průměrem 1,3 mm. Testování v horizontální poloze, vertikální poloze a pod náklonem 45° ukázalo, že v horizontální poloze dochází k nejplynulejšímu odvodu kondenzátu z pláště, což přispívá k nižším tlakovým ztrátám, a tedy k vyššímu výkonu výměníku.

Součástí práce je i studium kondenzace vzdušné vlhkosti. Vzhledem k testům smáčivosti vláken, byly PP a PA zvoleny jako materiály reprezentující hydrofobní (PP) a hydrofilní (PA) polymery. Měření ukázalo, že dle očekávání došlo k tvorbě tenkého filmu kondenzátu na PA vláknech, zatímco u PP vláken se objevila kondenzace po kapkách. Tvorba tenkého filmu s velkou plochou dotyku na PA vláknech umožňuje použít vyšší rychlosti vzduchu aniž by docházelo k nežádoucímu unášení kondenzátu do aerodynamického tunelu. Vliv geometrie výměníku byl zkoumán pomocí srovnání tří výměníků s PP vlákny, které se skládaly z identických vrstev. Dva výměníky byly tvořeny stejným počtem vrstev, jeden s roztečí 5 mm mezi jednotlivými vrstvami a druhý vrstvami těsně jdoucími za sebou, tedy středy vláken byly od sebe vzdáleny 3 mm, vnější průměr vláken 0,8 mm. Ukázalo se, že rozložení vrstev má výrazný vliv na velikost kritické rychlosti, při které začne docházet k unášení kondenzátu do aerodynamického tunelu. Mezery mezi vrstvami přispívají ke zvýšení kritické rychlosti 2,4 m/s → 3,6 m/s pro 80 % relativní vlhkost vzduchu na vstupu a 3,4 m/s → 5,1 m/s pro 50 % relativní vlhkost vzduchu na vstupu. Mezery mezi vrstvami také způsobují pokles tlakových ztrát minimálně o 31 %. Testováním výměníků v poloze vertikální, horizontální a pod náklonem 45° se dle očekávání potvrdilo, že sklon vláken má významný vliv na odvod kondenzátu. Výměníky dosáhly podobných tepelných výkonů v poloze vertikální a pod náklonem 45°. V horizontální poloze, kdy kondenzát volně skapává celou koncovou částí tunelu, byly měřeny vyšší tepelné výkony. To bylo způsobeno dodatečným ochlazováním vzduchu na výstupu vlivem kapajícího kondenzátu. V případě, že se podaří kondenzát vhodně jímat, mohlo by se tohoto procesu využít ke zvýšení výkonu celé klimatizační jednotky.

Zkoušky životnosti byly provedeny pomocí teplotního a tlakového zatížení, které

měly prověřit odolnost samotných vláken a pevnost spojů v zalití vláken do svazků. Únava materiálu se u testovaných vzorků neprojevila ani po milionu úspěšných cyklů.

Na základě uvedené studie lze tvrdit, že tepelné výměníky s dutými vlákny jsou konkurence schopnou alternativou běžně používaných kovových tepelných výměníků. Navíc přinášejí takové výhody jako jsou nízká hmotnost, snadná tvarovatelnost a nižší dopad na životní prostředí. V případě kotlových výměníků nabývají polymerní výměníky tepla cca 25 % hmotnosti srovnatelných kovových kotlových výměníků.

Reference

- [1] KAKAC, S., LIU H., PRAMUANJAROENKIJ. A. *Heat exchangers: Selection, Rating, and Thermal design*. 3. vyd. Boca Raton, FL: CRC Press, 2012, xvi, 615 s. ISBN 978-1-4398-4990-3.
- [2] KALČÍK, J., SÝKORA, K.. *Technická termomechanika*. 1. vyd. Praha: Academia, 1973, 536 s.
- [3] ROSYPAL, Š. *Výměníky tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 32 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Marek Baláš.
- [4] KANDLIKAR, S.G., GARIMELLA, S., LI, D., COLIN, S., KING., M. *Heat transfer and fluid flow in minichannels and microchannels*. 2. vyd. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013. ISBN 978-0-08-098346-2.
- [5] PAVELEK, M. *Termomechanika*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [6] PAVLŮ, J. *Vývoj výpočetního modelu a metodiky pro výpočet kondenzátorů s minikanálky*. Brno, 2012. Disertační práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
- [7] HERWIG, H. Flow and Heat Transfer in Micro Systems: Is Everything Different or Just Smaller?. *Z. angew. Math. Mech.* [online] 2002, **82**(9), 579–586 [cit.2016-08-05]. doi:10.1002/1521-4001(200209)82:9<579::AID-ZAMM579>3.0.CO;2-V. Dostupné z: [http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/1521-4001\(200209\)82:9%3C579::AID-ZAMM579%3E3.0.CO;2-V/epdf](http://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/1521-4001(200209)82:9%3C579::AID-ZAMM579%3E3.0.CO;2-V/epdf)
- [8] YARIN, L. P., A. MOSYAK a G. HETSRONI. Fluid flow, heat transfer and boiling in micro-channels. Berlin: Springer, c2009. ISBN 978-354-0787-556.
- [9] ASTROUSKI, I. *Polymeric Hollow Fiber Heat Exchanger Design*: dizertační práce. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 91 s. Vedoucí práce byl prof. Ing. Miroslav Raudenský, CSc.
- [10] HICKMAN, H. J. An Asymptotic Study of the Nusselt-Graetz Problem—Part I: Large x Behavior. *Journal of Heat Transfer*. 1974, **96**(3), 354-. DOI:

- 10.1115/1.3450205. ISSN 00221481. Dostupné také z: <http://HeatTransfer.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1435914>
- [11] BERGMAN, T., INCROPERA, F.P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7. vyd. Hoboken, NJ: Wiley, 2011, xxiii, 1048 s. ISBN 978-0470-50197-9.
- [12] MALIK, T., BULLARD, C.W. *Suitability of Polymer Heat Exchangers for Air Conditioning Applications*. Air Conditioning and Refrigeration Center. College of Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign., 2005.
- [13] EL-DESSOUKY, H.T., ETTOUNEY, H.M. Plastic/compact heat exchangers for single-effect desalination systems. *Desalination* [online]. 1999, **122**(2-3), 271-289 [cit. 2016-02-28]. DOI: 10.1016/S0011-9164(99)00048-X. ISSN 00119164. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S001191649900048X>
- [14] ZARKADAS, D.M., SIRKAR, K.K. *Polymeric Hollow Fiber Heat Exchangers: An Alternative for Lower Temperature Applications* [online]. [cit. 2016-02-01]. DOI: 10.1021/ie040143k. ISBN 10.1021/ie040143k. Dostupné z: <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/ie040143k>
- [15] ZAHEED, L., JACHUCK, R. Performance of a square, cross-corrugated, polymer film, compact, heat-exchanger with potential application in fuel cells. *Journal of Power Sources* [online]. 2005, **140**(2), 304-310 [cit. 2016-02-28]. DOI: 10.1016/j.jpowsour.2004.08.024. ISSN 03787753. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0378775304009012>
- [16] BROUWERS, H.J.H., VAN DER GELD, C.W.M. Heat transfer, condensation and fog formation in crossflow plastic heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 1996, **39**(2), 391-405 [cit. 2016-02-29]. DOI: 10.1016/0017-9310(95)00113-N. ISSN 00179310. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/001793109500113N>
- [17] BLAKE, T. D., BRACKE, M., SHIKHMURZAEV, Y. D. Experimental evidence of nonlocal hydrodynamic influence on the dynamic contact angle. *Physics of Fluids* [online]. 1999, **11**(8), 1995- [cit. 2016-06-23]. DOI: 10.1063/1.870063. ISSN 10706631. Dostupné z: <http://scitation.aip.org/content/aip/journal/pof2/11/8/10.1063/1.870063>
- [18] TRETINNIKOV, Oleg N. a Yoshito IKADA. Dynamic Wetting and Contact Angle Hysteresis of Polymer Surfaces Studied with the Modified Wilhelmy Balance Method. *Langmuir* [online]. 1994, **10**(5), 1606-1614 [cit. 2017-01-05].

- DOI: 10.1021/la00017a047. ISBN 10.1021/la00017a047. Dostupné z: <http://pubs.acs.org/doi/abs/10.1021/la00017a047>
- [19] YUAN, Y., LEE, T.R. Contact Angle and Wetting Properties. In: BRACO, Gianangelo a Bodil HOLST. *Surface Science Techniques* [online]. 51. Springer Berlin Heidelberg, 2013, s. 3-34 [cit. 2017-01-05]. DOI: 10.1007/978-3-642-34243-1_1. ISBN 978-3-642-34243-1. ISSN 0931-5195. Dostupné z: http://link.springer.com/10.1007/978-3-642-34243-1_1
- [20] SPORI, Doris Madeleine. *Structural Influences on Self-cleaning Surfaces* [online]. Zürich: ETH, 2010 [cit. 2017-01-05]. DOI: <http://dx.doi.org/10.3929/ethz-a-006193586>. Dostupné z: <http://e-collection.library.ethz.ch/eserv/eth:1892/eth-1892-02.pdf>. Doctoral and Habilitation Theses.
- [21] GENNES, P.-G., BROCHARD-WYART, F., QUERE, D. *Capillarity and wetting phenomena: drops, bubbles, pearls, waves*. New York: Springer, 2004. ISBN 978-0-387-21656-0.
- [22] KWOK, D.Y., NEUMANN, A.W. *Contact angle measurement and contact angle interpretation* [online]. [cit. 2016-02-22]. DOI: 10.1016/S0001-8686(98)00087-6. ISBN 10.1016/S0001-8686(98)00087-6. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0001868698000876>
- [23] RAME, E. The Interpretation of Dynamic Contact Angles Measured by the Wilhelmy Plate Method. *Journal of Colloid and Interface Science* [online]. 1997, **185**(1), 245-251 [cit. 2016-03-09]. DOI: 10.1006/jcis.1996.4589. ISSN 00219797. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0021979796945890>
- [24] KRÁSNÝ, Ivo. *Měření kontaktních úhlů smáčení a určování povrchové energie plastů*. Zlín, 2010. Master thesis. Tomas Bata University in Zlin. Vedoucí práce Prof. Ing. Lubomír Lapčík, Ph.D.
- [25] ADAMSON, Arthur W. *Physical Chemistry of Surfaces*. 6th ed. New York: John Wiley, 1997. ISBN 0-471-14873-3.
- [26] KANDLIKAR, Satish G. a Mark E. STEINKE. Contact angles and interface behavior during rapid evaporation of liquid on a heated surface. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2002, **45**(18), 3771-3780 [cit. 2017-01-05]. DOI: 10.1016/S0017-9310(02)00090-X. ISBN 10.1016/S0017-9310(02)00090-X. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S001793100200090X>

- [27] TRAPYLEN® and TRAPUR®. *Tramaco GmbH* [online]. [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: <http://www.tramaco.de/en/products/primer-adhesion-promoter>
- [28] *Fluor Technik System GmbH* [online]. 2016 [cit. 2016-06-23]. Dostupné z: <http://www.fts-de.com/en.html>
- [29] MOZETIC, M. Surface modification of materials using an extremely non-equilibrium oxygen plasma. *Materials and technology* [online]. 2010, **44**(4), 165-171 [cited 2016-06-20]. ISSN 1580-2949. Dostupné z: <http://mit.imt.si/Revija/izvodi/mit104/mozetic.pdf>
- [30] MUKHERJEE, Abhijit a Satish G. KANDLIKAR. Numerical study of single bubbles with dynamic contact angle during nucleate pool boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 2007, **50**(1-2), 127-138 [cit. 2017-01-05]. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.06.037. ISBN 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.06.037. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0017931006004157>
- [31] WAGNER, W., J. R. COOPER, A. DITTMANN, et al. Revised Release on the IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam: (The revision only relates to the extension of region 5 to 50 MPa). In: *The International Association for the Properties of Water and Steam* [online]. Lucerne, Switzerland: International Association for the Properties of Water and Steam, 2007, s. 49 [cit. 2018-01-18]. DOI: 10.1115/1.483186. ISBN 10.1115/1.483186. Dostupné z: <http://www.iapws.org/relguide/IF97-Rev.pdf>
- [32] AMINI, Amir, Tereza BROZOVA, Miroslav RAUDENSKY a Jeremy MILLER. Polymer hollow fibre shell and tube heat exchanger for liquid-liquid applications. In: *13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics* [online]. Slovenia, 2017, s. 866-874 [cit. 2018-01-24]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/2263/62353>
- [33] BLAŽKOVÁ, I. *Jaderné elektrárny, jejich perspektivy a nové koncepce*. <http://www.physics.muni.cz/> [online]. [cit. 2016-02-16]. Dostupné z: www.physics.muni.cz/~blazkova/dp/index.htm
- [34] KLODA, M. *Vzduchem chlazený kondenzátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2015. 75 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

- [35] ŠTAFFA, P. *Experimenty kritického tepelného toku*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 58 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Ladislav Suk.
- [36] BROŽOVÁ, T. *Řešení inverzních úloh v oblasti výměníků hmoty a tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 42 s. Vedoucí doc. RNDr. Jan Čermák, CSc.
- [37] POPIEL, Cz.O., BOGUSLAWSKI, L. Local heat-transfer coefficients on the rotating disk in still air. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 1975, **18**(1), 167-170 [cit. 2016-02-29]. DOI: 10.1016/0017-9310(75)90020-4. ISSN 00179310. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0017931075900204>
- [38] DHIR, V., LIENHARD, J. Laminar Film Condensation on Plane and Axisymmetric Bodies in Nonuniform Gravity. *Journal of Heat Transfer* [online]. 1971, **93**(1), 97 [cit. 2016-02-29]. DOI: 10.1115/1.3449773. ISSN 00221481. Dostupné z: <http://HeatTransfer.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1435066>
- [39] LUTHER R. WILHELM. Numerical Calculation of Psychrometric Properties in SI Units. *American Society of Agricultural and Biological Engineers* [online]. Michigan, 1976, **19**(2), 0318-0321 [cit. 2018-01-29]. DOI: 10.13031/2013.36019. ISBN 10.13031/2013.36019. Dostupné z: <https://elibrary.asabe.org/abstract.asp?aid=36019>
- [40] DEVRES, Y.O. Psychrometric properties of humid air: Calculation procedures. *Applied Energy* [online]. 1994, **48**(1), 1-18 [cit. 2018-01-29]. DOI: 10.1016/0306-2619(94)90063-9. ISBN 10.1016/0306-2619(94)90063-9. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/0306261994900639>
- [41] SINGH, A.K., Harpal SINGH, S.P. SINGH a R.L. SAWHNEY. Numerical calculation of psychrometric properties on a calculator. *Building and Environment* [online]. 2002, **37**(4), 415-419 [cit. 2018-01-29]. DOI: 10.1016/S0360-1323(01)00032-4. ISBN 10.1016/S0360-1323(01)00032-4. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0360132301000324>
- [42] PSYCHROMETRICS. BAIRD, Jeanne. *2001 ASHRAE Handbook Fundamentals (SI Edition)*. Amer Soc of Heating, Refrigerating & A-C Engineers, 2001, 6.1-6.17. ISBN 978-1883413880.
- [43] BROŽOVÁ, T.; LUKS, T.; ASTROUSKI, I.; RAUDENSKÝ, M. Fatigue Testing of Polymeric Hollow Fibre Heat Transfer Surfaces, by Pulsating Pressure Loads.

- Engineering Mechanics 2015. Applied Mechanics and Materials* [online]. 821. Switzerland: Trans Tech Publications, 2016. s. 3-9. ISBN: 978-3-03835-700- 1. ISSN: 1660- 9336. DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.821.3. Dostupné z: <http://www.scientific.net/AMM.821.3>
- [44] ROJÍČEK, Jaroslav. Pružnost a pevnost v energetice: Tenkostěnné a silnostěnné nádoby. In: *Vysoká škola báňská — Technická univerzita Ostrava: Fakulta strojní* [online]. Ostrava, 2009 [cit. 2016-07-29]. Dostupné z: http://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/330/.content/files/4-Tenkostenne_a_silnostenne_nadoby.pdf

Vlastní publikace vztahující se k disertaci

- [A1] BROZOVA, Tereza a Miroslav RAUDENSKÝ. Determination of surface wettability of polymeric hollow fibres. *Journal of Elastomers & Plastics* [online]. 2018 [cit. 2018-03-26]. DOI: 10.1177/0095244318765041. ISBN 10.1177/0095244318765041. Dostupné z: <http://journals.sagepub.com/doi/10.1177/0095244318765041>
- [A2] ASTROUSKI, Ilya, Tereza BROŽOVÁ, Miroslav RAUDENSKÝ a Marcus REP-PICH. Wärmeübertrager mit Kunststoffhohlfasern. *Kompakt-Wärmeübertrager*. 2. Essen, Germany: PP PU, 2017, s. 62-66. ISBN 978-3-934736-39-9.
- [A3] RAUDENSKÝ, Miroslav, Tereza BROŽOVÁ a Erik BARTULI. Flexible heat exchangers with polymeric hollow fibres. In: *2nd International Conference on Design and Production Engineering & International Conference on Mechatronics, Automation and Smart Materials* [online]. Francie: Journal of Applied Mechanical Engineering, 2017, s. 31 [cit. 2018-02-08]. DOI: 10.4172/2168-9873-C1-014. ISSN 2168-9873. Dostupné z: <https://www.omicsonline.org/proceedings/flexible-heat-exchangers-with-polymeric-hollow-fibers-81930.html>
- [A4] AMINI, Amir, Tereza BROŽOVÁ, Miroslav RAUDENSKÝ a Jeremy MILLER. Polymer hollow fibre shell and tube heat exchanger for liquid-liquid applications. In: *13th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics* [online]. Slovenia, 2017, s. 866-874 [cit. 2018-01-24]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/2263/62353>
- [A5] BROŽOVÁ, T., T. LUKS, I. ASTROUSKI a M. RAUDENSKÝ, M. Fatigue Testing of Polymeric Hollow Fibre Heat Transfer Surfaces, by Pulsating Pressure Loads. In *Engineering Mechanics 2015. Applied Mechanics and Materials*. Switzerland: Trans Tech Publications, 2016. s. 3-9. ISBN: 978-3-03835-700- 1. ISSN: 1660- 9336. Dostupné z: <https://www.scientific.net/AMM.821.3>
- [A6] RAUDENSKÝ, Miroslav, Ilya ASTROUSKI, Tereza BROŽOVÁ a Erik BARTULI. Flexible polymeric hollow fiber heat exchangers for electronic systems. In: *Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Sys-*

tems, ITherm 2016 [online]. IEEE, 2016, s. 1143-1147 [cit. 2018-02-08]. DOI: 10.1109/ITHERM.2016.7517677. ISBN 978-146738121-5. ISSN 1087-9870. Dostupné z: <http://ieeexplore.ieee.org/document/7517677/>

- [A7] RAUDENSKÝ, M., I. ASTROUSKI a T. BROŽOVÁ. Polymeric hollow fiber heat exchangers. In *Heat Transfer XIV, Simulation and Experiments in Heat Transfer and its Applications. WIT Transactions on Engineering Sciences*. UK: Wessex Institute, 2016. s. 95-105. ISBN: 978-1-78466-109- 0. ISSN: 1743-3533.

Ostatní vlastní publikace

- [B1] BROŽOVÁ, T., M. CHABIČOVSKÝ a J. HORSKÝ. Influence of the surface roughness on the cooling intensity during spray cooling. In *METAL 2016, 25rd International Conference on Metallurgy and Materials*. Ostrava: TANGER Ltd., 2016. s. 41-46. ISBN: 978-80-87294-67- 3.
- [B2] STRÁNSKÝ, M., T. BROŽOVÁ, M. RAUDENSKÝ, M. HNÍZDIL a R. TUROŇ. Effect of Various Spray Cooling Configurations on Hardness Profile of Tubes. In *METAL 2015 24th International Conference on Metallurgy and Materials*. 1. Ostrava: Tanger Ltd Ostrava, 2015. s. 1-6. ISBN: 978-80-87294-58- 1. Dostupné z: <http://konsys2.tanger.cz/files/proceedings/21/papers/3912.pdf>

Seznam symbolů

A	m^2	povrch teplosměnné plochy
A_c	m^2	obsah průřezu vlákna
c_p	$J/(kg \cdot K)$	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku
$c_{p,c}$	$J/(kg \cdot K)$	měrná tepelná kapacita studeného média za konstantního tlaku
$c_{p,h}$	$J/(kg \cdot K)$	měrná tepelná kapacita horkého média za konstantního tlaku
D	m	průměr bubliny
D_h	m	hydraulický průměr
D_{h-f}	m	hydraulický průměr uvnitř vlákna
D_{h-s}	m	hydraulický průměr uvnitř pláště
d_i	m	vnitřní průměr teplosměnné plochy
d_o	m	vnější průměr válcové teplosměnné plochy
f	–	koeficient tření
g	m/s^2	gravitační zrychlení
h	J/kg	entalpie vlhkého vzduchu
h_{in}	J/kg	entalpie vlhkého vzduchu na vstupu
h_{out}	J/kg	entalpie vlhkého vzduchu na výstupu
h_f	J/kg	entalpie kapaliny
h_{f-fi}	J/kg	entalpie kapaliny na vstupu do vláken
h_{f-fo}	J/kg	entalpie kapaliny na výstupu z vláken
h_{f-si}	J/kg	entalpie kapaliny na vstupu do pláště
h_{f-so}	J/kg	entalpie kapaliny na výstupu z pláště
h_{fg}	J/kg	latentní teplo fázové přeměny
h'_{fg}	J/kg	modifikované latentní teplo vypařování
h_g	J/kg	entalpie plynu
L	m	charakteristická délka
\dot{m}	kg/s	hmotnostní tok kondenzátu
NTU	–	počet přenesených jednotek

p_{atm}	Pa	atmosférický tlak
p_w	Pa	tlak nasycených vodních par
p_{ws}	Pa	tlak nasycení
Δp_f	Pa	tlakové ztráty způsobené třecími silami
q	W	tepelný tok
q_f	W	tepelný tok uvnitř vláken
q_s	W	tepelný tok uvnitř pláště
q_{h-f}	W	tepelný tok uvnitř vláken určený na základě entalpie
q_{h-s}	W	tepelný tok uvnitř pláště určený na základě entalpie
q''	W/m^2	hustota tepelného toku
\dot{Q}	m^3/h	objemový průtok
\dot{Q}_f	m^3/h	objemový průtok uvnitř vláken
\dot{Q}_s	m^3/h	objemový průtok uvnitř pláště
\dot{Q}_{st}	kg/h	hmotnostní průtok páry uvnitř pláště
RH	–	relativní vlhkost vzduchu
T	K	teplota
T_c	K	teplota studeného média
$T_{c,i}$	K	vstupní teplota studeného média
$T_{c,o}$	K	výstupní teplota studeného média
ΔT_e	K	teplota přehřátí
T_h	K	teplota horkého média
$T_{h,i}$	K	vstupní teplota horkého média
$T_{h,o}$	K	výstupní teplota horkého média
ΔT_{lm}	K	střední logaritmický teplotní spád
T_s	K	teplota pevného povrchu
T_{sat}	K	teplota varu (nasycení)
t	$^{\circ}C$	teplota
t_d	$^{\circ}C$	teplota rosného bodu
t_{fi}	$^{\circ}C$	teplota na vstupu do vláken
t_{fo}	$^{\circ}C$	teplota na výstupu z vláken
t_{si}	$^{\circ}C$	teplota na vstupu do pláště
t_{so}	$^{\circ}C$	teplota na výstupu z pláště
u	$W/(m^2 \cdot K)$	součinitel prostupu tepla
v	m/s	rychlost
W	g/kg	absolutní vlhkost vzduchu

Symbole řecké abecedy

α	$W/(m^2 \cdot K)$	součinitel přestupu tepla
α_c	$W/(m^2 \cdot K)$	součinitel přestupu tepla studeného média
α_h	$W/(m^2 \cdot K)$	součinitel přestupu tepla horkého média
δ	m	tloušťka mezní vrstvy
ε	–	tepelná účinnost
η_{abs}	–	absolutní účinnost odvlhčení
η_{rel}	–	relativní účinnost odvlhčení
λ	$W/(m \cdot K)$	tepelná vodivost
λ_l	$W/(m \cdot K)$	tepelná vodivost kapaliny
λ_w	$W/(m \cdot K)$	tepelná vodivost teplosměnné plochy
μ_l	$kg/(m \cdot s)$	dynamická viskozita kapaliny
μ_s	$kg/(m \cdot s)$	dynamická viskozita páry
ν	m^2/s	kinematická viskozita
ρ	kg/m^3	hustota
ρ_l	kg/m^3	hustota kapalné fáze
ρ_v	kg/m^3	hustota plynné fáze
ρ_m	m	osový poloměr křivosti
ρ_t	m	obvodový poloměr křivosti
σ	N/m	povrchové napětí
σ_m	N/m	osové napětí
σ_t	N/m	obvodové napětí
τ	m	tloušťka stěny

Bezrozměrná čísla

Bo	Bondovo číslo
Gz	Graetzovo číslo
Ja	Jakobovo číslo
Nu	Nusseltovo číslo
Po	Poiseuilleovo číslo
Pr	Prandtlovo číslo
Re	Reynoldsovo číslo

Dolní indexy s a f v případě bezrozměrných čísel vždy odkazují na platnost uvnitř pláště (s) či vláken (f).

Seznam obrázků

1.1	Schéma dvoutrubkového výměníku.	14
1.2	Schéma kotlového výměníku.	14
1.3	Schéma trubkového spirálového výměníku.	15
1.4	Schéma deskového výměníku.	15
1.5	Schéma deskového spirálového výměníku.	15
1.6	Dělení tepelných výměníků podle vzájemného proudění médií.	16
1.7	Dělení výměníků tepla podle průměru kanálů. (Upraveno podle [4].)	17
1.8	Teplotní profil souproudého a protiproudého výměníku tepla.	19
4.1	Srovnání smáčivosti v závislosti na kontaktním úhlu.	28
4.2	Znázornění principu Wilhelmyho testu.	29
4.3	Typický průběh Wilhelmyho testu.	31
4.4	Dynamický kontaktní úhel pro polypropylen měřený ve vodě v jednotlivých cyklech.	31
4.5	Dynamické kontaktní úhly vzorků ve vodě.	33
4.6	Dynamické kontaktní úhly vzorků v ethylenglykolu.	33
4.7	Dynamické kontaktní úhly vzorků v glycerolu.	34
4.8	Fotografie vláken pořízené mikroskopem s kapkami vody na jejich povrchu, PA+plazma (vlevo), PC+plazma (vpravo).	35
5.1	Prototypy polymerních výměníků tepla z dutých vláken.	36
5.2	Schéma zapojení při měření v režimu voda-voda.	38
5.3	Experimentální stand během měření.	38
5.4	Závislost tepelného výkonu na průtoku uvnitř vláken.	39
5.5	Závislost tepelné účinnosti a tlakových ztrát uvnitř vláken na průtoku uvnitř vláken.	40
5.6	Reynoldsovo a Nusseltovo číslo v závislosti na průtoku uvnitř vláken.	40
6.1	Režimy kondenzace. a) Film. b) Kondenzace po kapkách. c) Homogenní kondenzace nebo vytváření mlhy vlivem poklesu tlaku. d) Kondenzace vlivem přímého kontaktu. (Upraveno podle [11].)	44
6.2	Kondenzace laminárního filmu na povrchu svislé desky bez zjednodušení (vlevo) a se zjednodušeními (vpravo). (Upraveno podle [11].)	45

6.3	Kondenzace na povrchu radiálního tělesa a jeho možné stékání. (Upraveno podle [11].)	46
7.1	Prototyp HE6 pro měření v režimu voda-pára.	47
7.2	Schéma zapojení standu pro měření kondenzace vodní páry.	49
7.3	Stand pro měření kondenzace vodní páry.	49
7.4	Maximální průtok ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).	50
7.5	Tlakové ztráty v plášti při maximálním průtoku s ohledem na teplotní limity prototypu.	51
7.6	Součinitel prostupu tepla při maximálním průtoku vody.	51
7.7	NTU při maximálním průtoku vody ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).	52
7.8	Tepelný výkon při maximálním průtoku vody ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).	52
7.9	Maximální průtok ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).	53
7.10	Tlakové ztráty v plášti při maximálním průtoku s ohledem na teplotní limity prototypu.	53
7.11	Termovizní snímky pořízené během měření výměníku HE5. Horizontální poloha – ohřev na 65 °C (vlevo), vertikální poloha – ohřev na 80 °C (vpravo).	54
7.12	Součinitel prostupu tepla při maximálním průtoku vody.	55
7.13	NTU při maximálním průtoku vody ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).	55
7.14	Tepelný výkon při maximálním průtoku vody ve vláknech, který byl výměník schopen ohřát na požadovanou teplotu (65 °C, 80 °C).	56
8.1	Prototyp, který se skládá z PA vláken před testem.	57
8.2	Schéma větrného tunelu osazeného měřicími sondami.	58
8.3	Řez větrným tunelem s pozicemi jednotlivých Pt100 snímačů teplotního pole za výměníky a směrem gravitace pro případ polohy vertikální a 45°.	59
8.4	Větrný tunel uvnitř kalorimetrické komory během experimentu v poloze 45°.	60
8.5	Větrný tunel uvnitř kalorimetrické komory během experimentu v poloze svisle.	60
8.6	Větrný tunel uvnitř kalorimetrické komory během experimentu v poloze vodorovně.	61

8.7	Kontaktní plocha mezi kondenzátem a vláknem.	61
8.8	Vlákna PA výměníku v průběhu experimentu s rychlostí 3 m/s a 50 % relativní vlhkost, vertikální poloha (vlevo), 45° (uprostřed), horizontální poloha (vpravo).	62
8.9	Vlákna PP výměníku s 6 vrstvami po 8 mm v průběhu experimentu s rychlostí 3 m/s a 50 % relativní vlhkost, vertikální poloha (vlevo), 45° (uprostřed), horizontální poloha (vpravo).	64
8.10	Vlákna PP výměníku z 6 vrstev a 3 mm mezer v průběhu experimentu s rychlostí 1 m/s a 50 % relativní vlhkost, vertikální poloha (vlevo), 45° (uprostřed), horizontální poloha (vpravo).	65
8.11	Vlákna PP výměníku z 20 vrstev v průběhu experimentu s rychlostí 3 m/s a 50 % relativní vlhkost, vertikální poloha (vlevo), 45° (uprostřed), horizontální poloha (vpravo).	67
9.1	Svazek skládající se z kadeřených vláken (vlevo), svazek složený z rovných vláken (vpravo).	73
9.2	Schéma zapojení standu pro cyklické tlakové zkoušky.	74
9.3	Průběh tlaku během testu (jsou znázorněny i stavy vstupního (V1) a výstupního (V2) ventilu).	75
9.4	Zanesený svazek po ukončení testu.	76

Seznam tabulek

3.1	Srovnání velikosti teplosměnné plochy pro dosažení stejného tepelného výkonu při průtoku 5,7 l/min	26
4.1	Přehled testovaných vzorků polymerních dutých vláken.	30
4.2	Naměřené dynamické kontaktní úhly	32
5.1	Parametry polymerních výměníků z dutých vláken pro měření v režimu voda-voda	37
5.2	Parametry měření pro jednotlivé výměníky.	39
5.3	Srovnání NTU, součinitele prostupu tepla (HTC), tlakových ztrát v plášti a tepelného výkonu pro jednotlivé výměníky na hranici 50 kPa a 100 kPa tlakových ztrát uvnitř vláken.	41
7.1	Parametry polymerních výměníků z dutých vláken pro měření v režimu voda-pára.	48
7.2	Výsledky pro výměníky HE5 a HE6 v režimu voda-voda pro průtok 2000 l/h uvnitř vláken a 1000 l/h v plášti.	48
8.1	Parametry prototypů pro měření kondenzace vzdušné vlhkosti.	58
8.2	Výsledky pro výměník s PA vlákny.	63
8.3	Rozložení teploty během experimentů pro PA výměník.	63
8.4	Výsledky pro výměník s PP vlákny tvořeného 6 vrstvami s 8 mm mezerami.	64
8.5	Rozložení teploty během experimentů pro PP výměník tvořeného 6 vrstvami s 8 mm mezerami.	65
8.6	Výsledky pro výměník s PP vlákny tvořeného 6 vrstvami a 3 mm mezer.	66
8.7	Rozložení teploty během experimentů pro PP výměník tvořeného 6 vrstvami a 3 mm mezer.	66
8.8	Výsledky pro výměník s PP vlákny tvořeného 20 vrstvami a 3 mm mezer.	67
8.9	Rozložení teploty během experimentů pro PP výměník tvořeného 20 vrstvami a 3 mm mezer.	68
8.10	Procentuální pokles tlakových ztrát pro svislou polohu vláken vlivem rozestupu jednotlivých vrstev o 8 mm.	71

9.1	Přehled maximálních přípustných tlaků uvnitř polymerních vláken, s vnějším průměrem 0,8 mm a tloušťkou stěny 10 %, v závislosti na materiálu.	73
9.2	Přehled testovaných kadeřených svazků.	76
A.1	Hodnoty konstant konstanty C , m pro výpočet Nusseltova čísla. . . .	102

Seznam příloh

A	Vztahy použité pro analýzu dat při měření voda-voda	100
B	Vztahy použité pro analýzu dat naměřených při kondenzaci páry	103
C	Vztahy použité pro analýzu dat naměřených při kondenzaci vzdušné vlhkosti	105

PŘÍLOHA **A**

Vztahy použité pro analýzu dat při měření voda-voda

A.1 | Fyzikální vlastnosti vody

Dynamická viskozita

$$\mu_l[kg/(m \cdot s)] = \exp\{A + B \cdot t[^\circ C] + C \cdot t^2[^\circ C] + D \cdot t^3[^\circ C]\}, \quad \text{kde} \quad (\text{A.1})$$
$$A = -6.358, \quad B = -2.88E - 02, \quad C = 1.31E - 04, \quad D = -2.58E - 07$$

Měrná tepelná kapacita

$$c_p[kJ/(kg \cdot K)] = \frac{1}{1000} (0.00000000134 \cdot t^6[^\circ C] - 0.00000049506 \cdot t^5[^\circ C] + 0.0000709647 \cdot t^4[^\circ C] - 0.00486456928 \cdot t^3[^\circ C] + 0.1675985094 \cdot t^2[^\circ C] - 2.81027645351 \cdot t[^\circ C] + 4201.37207505393) \quad (\text{A.2})$$

Tepelná vodivost

$$\lambda[kW/(m \cdot K)] = A + B \cdot t[^\circ C] + C \cdot t^2[^\circ C] + D \cdot t^3[^\circ C], \quad \text{kde} \quad (\text{A.3})$$
$$A = 5.76E - 04, \quad B = 1.77E - 06, \quad C = -6.37E - 09, \quad D = 0.00E + 00$$

Entalpie

$$h_f[kJ/kg] = A + B \cdot t[^\circ C] + C \cdot t^2[^\circ C] + D \cdot t^3[^\circ C], \quad \text{kde} \quad (\text{A.4})$$
$$A = -0.07749, \quad B = 4.21, \quad C = -0.0006566, \quad D = 0.000004562$$

A.2 | Analýza dat

$$q_f[kW] = \dot{Q}_f[l/h]/3600 \cdot c_p[kJ/(kg \cdot K)] \cdot (t_{fo} - t_{fi})[^\circ C] \quad (\text{A.5})$$

$$q_s[kW] = \dot{Q}_s[l/h]/3600 \cdot c_p[kJ/(kg \cdot K)] \cdot (t_{si} - t_{so})[^\circ C] \quad (\text{A.6})$$

$$q_{h-f}[kW] = \frac{(h_{f-fo}[kJ/kg] - h_{f-fi}[kJ/kg]) \cdot \dot{Q}_f[l/h]}{3600} \quad (\text{A.7})$$

$$q_{h-s}[kW] = \frac{(h_{f-si}[kJ/kg] - h_{f-so}[kJ/kg]) \cdot \dot{Q}_s[l/h]}{3600} \quad (\text{A.8})$$

$$DT1[^\circ C] = t_{si}[^\circ C] - t_{fo}[^\circ C]; \quad DT2[^\circ C] = t_{so}[^\circ C] - t_{fi}[^\circ C] \quad (\text{A.9})$$

$$\Delta T_{lm}[K] = \Delta t_{lm}[^\circ C] = \frac{DT1[^\circ C] - DT2[^\circ C]}{\ln\left(\frac{DT1[^\circ C]}{DT2[^\circ C]}\right)} \quad (\text{A.10})$$

$$u[W/(m^2 K)] = \frac{q[kW] \cdot 1000}{A[m^2] \cdot \Delta t_{lm}[^\circ C]} \quad (\text{A.11})$$

$$\varepsilon[\%] = \frac{t_{fo}[^\circ C] - t_{fi}[^\circ C]}{t_{si}[^\circ C] - t_{fi}[^\circ C]} \quad (\text{A.12})$$

A.2.1 | Vztahy platné uvnitř vláken

$$Pr_f[-] = \frac{c_{p-f}[kJ/(kg K)] \cdot \mu_l[kg/(m s)]}{\lambda_f[kW/(m K)]} \quad (\text{A.13})$$

$$\dot{m}_f[kg/s] = \frac{\dot{Q}_f[l/h]}{3600} \quad (\text{A.14})$$

$$Re_f[-] = \frac{\dot{m}_f[kg/s] \cdot D_h[m]}{A_c[m^2] \cdot \mu_f[kg/(m s)]} \quad (\text{A.15})$$

$$Nu_f[-] = 3.66 + \frac{0.0668Gz}{1 + 0.04Gz^{2/3}} \quad (\text{A.16})$$

$$Gz = \frac{d_i}{L} Re Pr \quad (\text{A.17})$$

$$u_f[W/(m^2 K)] = \frac{Nu_f[-] \cdot \lambda_f[kW/(m K)] \cdot 1000}{D_{h-f}[m]} \quad (\text{A.18})$$

A.2.2 | Vztahy platné v plášti

$$Pr_s[-] = \frac{c_{p-s}[kJ/(kg K)] \cdot \mu_l[kg/(m s)]}{\lambda_s[kW/(m K)]} \quad (\text{A.19})$$

$$\dot{m}_s[kg/s] = \frac{\dot{Q}_s[l/h]}{3600} \quad (\text{A.20})$$

$$Re_s[-] = \frac{\dot{m}_s[kg/s] \cdot D_{h-s}[m]}{A_s[m^2] \cdot \mu_s[kg/(m \cdot s)]} \quad (A.21)$$

$$Nu_s[-] = C \cdot Re_s^m[-] \cdot Pr_s^{1/3}[-] \quad (A.22)$$

kde konstanty C , m jsou dány tabulkou A.1

Tabulka A.1: Hodnoty konstant konstanty C , m pro výpočet Nusseltova čísla.

Re_{shell}	C	m
10-100	0.9	0.4
100-1000	0.683	0.466
1000-200000	0.4	0.6

$$u_s[W/(m^2 \cdot K)] = \frac{Nu_s[-] \cdot \lambda_s[kW/(m \cdot K)] \cdot 1000}{D_{h-s}[m]} \quad (A.23)$$

PŘÍLOHA B

Vztahy použité pro analýzu dat naměřených při kondenzaci páry

B.1 | Fyzikální vlastnosti páry

Dynamická viskozita

$$\begin{aligned} \mu[kg/(m \cdot s)] &= A + B \cdot (t[^\circ C] + 273.15) + C \cdot (t[^\circ C] + 273.15)^2 \quad \text{where} \\ A &= -0.000003189, \quad B = 4.15E - 08, \quad C = -8.27E - 13 \end{aligned} \quad (\text{B.1})$$

Měrná tepelná kapacita

$$\begin{aligned} c_p[kJ/(kgK)] &= A + B \cdot t[^\circ C] + C \cdot t^2[^\circ C] \quad \text{where} \\ A &= 1.91981, \quad B = -0.0025844, \quad C = 3.26E - 05 \end{aligned} \quad (\text{B.2})$$

Tepelná vodivost

$$\begin{aligned} \lambda[kW/(m \cdot K)] &= A + B \cdot t[^\circ C] + C \cdot t^2[^\circ C] \quad \text{where} \\ A &= 0.00001587, \quad B = 7.38E - 08, \quad C = 6.45E - 11 \end{aligned} \quad (\text{B.3})$$

Entalpie

$$\begin{aligned} h_f[kJ/kg] &= 4.21 \cdot t[^\circ C] - 0.0006566 \cdot t^2[^\circ C] + 0.000004562 \cdot t^3[^\circ C] \\ h_{fg}[kJ/kg] &= A + B \cdot t[^\circ C] + C \cdot t^2[^\circ C] \quad \text{where} \\ &A = 2448.76387, \quad B = -1.30349, \quad C = -0.00622 \\ h_g[kJ/kg] &= A + B \cdot t[^\circ C] + C \cdot t^2[^\circ C] \quad \text{where} \\ &A = 2448.76387, \quad B = 2.907, \quad C = -0.0069 \end{aligned} \quad (\text{B.4})$$

B.2 | Fyzikální vlastnosti vody

Fyzikální vlastnosti vody byly určeny analogicky s postupem v příloze A.

B.3 | Analýza dat

$$Q_f[kW] = \dot{Q}_f[l/h]/3600 \cdot c_p[kJ/(kg \ K)] \cdot (t_{fo} - t_{fi})[^\circ C] \quad (B.5)$$

$$q_{h-f}[kW] = \frac{(h_{f-fo}[kJ/kg] - h_{f-fi}[kJ/kg]) \cdot \dot{Q}_f[l/h]}{3600} \quad (B.6)$$

$$q_{h-s}[kW] = \frac{(h_{g-si}[kJ/kg] - h_{f-so}[kJ/kg]) \cdot \dot{Q}_{st}[kg/h]}{3600} \quad (B.7)$$

$$DT1[^\circ C] = t_{si}[^\circ C] - t_{fo}[^\circ C]; \quad DT2[^\circ C] = t_{so}[^\circ C] - t_{fi}[^\circ C] \quad (B.8)$$

$$\Delta T_{lm}[K] = \Delta t_{lm}[^\circ C] = \frac{DT1[^\circ C] - DT2[^\circ C]}{\ln\left(\frac{DT1[^\circ C]}{DT2[^\circ C]}\right)} \quad (B.9)$$

$$u[W/(m \ K)] = \frac{q[kW] \cdot 1000}{A[m^2] \cdot \Delta t_{lm}[^\circ C]} \quad (B.10)$$

$$\varepsilon[\%] = \frac{t_{fo}[^\circ C] - t_{fi}[^\circ C]}{t_{si}[^\circ C] - t_{fi}[^\circ C]} \quad (B.11)$$

B.3.1 | Vztahy platné uvnitř vláken

Vztahy platné uvnitř vláken se shodují se vztahy použitými v příloze A.

B.3.2 | Vztahy platné v plášti

$$Pr_s[-] = \frac{c_{p-s}[kJ/(kg \ K)] \cdot \mu_s[kg/(m \ s)]}{\lambda_s[kW/(m \ K)]} \quad (B.12)$$

$$\dot{m}_s[kg/s] = \frac{\dot{Q}_{st}[kg/h]}{3600} \quad (B.13)$$

$$Re_s[-] = \frac{\dot{m}_s[kg/s] \cdot D_{h-s}[m]}{A_s[m^2] \cdot \mu_s[kg/(m \ s)]} \quad (B.14)$$

$$Nu_s[-] = 0.023 \cdot \left(Re_s^{0.8}[-] \cdot Pr_s^{1/3}[-] \right) \quad (B.15)$$

$$Nu_s[-] = C \cdot Re_s^m[-] \cdot Pr_s^{1/3}[-] \quad (B.16)$$

kde konstanty C , m jsou dány tabulkou A.1

$$u_s[W/(m^2 \ K)] = \frac{Nu_s[-] \cdot \lambda_s[kW/(m \ K)] \cdot 1000}{D_{h-s}[m]} \quad (B.17)$$

PŘÍLOHA C

Vztahy použité pro analýzu dat naměřených při kondenzaci vzdušné vlhkosti

Absolutní teplota

$$T[K] = t[^\circ C] + 273,15 \quad (C.1)$$

Tlak nasycení (Saturation pressure)

$$\begin{aligned} \ln(p_{ws}[kPa]) = & C_1/T[K] + C_2 + C_3T[K] + C_4(T[K])^2 + C_5(T[K])^3 \\ & + C_6(T[K])^4 + C_7 \ln(T[K]) \\ C_1 = & -7511,52 \\ C_2 = & 89,63121 \\ C_3 = & 0,02399897 \\ C_4 = & -1,16546E - 05 \\ C_5 = & -1,28103E - 08 \\ C_6 = & 2,09984E - 11 \\ C_7 = & -12,1508 \end{aligned} \quad (C.2)$$

Teplota rosného bodu

$$t_d[^\circ C] = \frac{237,3 \left(\frac{\ln(RH[-])}{17,27} + \frac{t[^\circ C]}{237,3+t[^\circ C]} \right)}{1 - \left(\frac{\ln(RH[-])}{17,27} + \frac{t[^\circ C]}{237,3+t[^\circ C]} \right)} \quad (C.3)$$

Tlak nasycených vodních par (Water vapor pressure)

$$p_w[kPa] = p_{ws}[kPa]RH[-] \quad (C.4)$$

Absolutní vlhkost

$$W[gkg^{-1}] = \frac{0,62198p_{ws}[kPa]}{p_{atm}[kPa] - p_{ws}[kPa]} \quad (C.5)$$

Entalpie vlhkého vzduchu

$$h[kJkg^{-1}K^{-1}] = 1,006t[^\circ C] + W[gkg^{-1}](2501 + 1,775t[^\circ C]) \quad (C.6)$$

Hustota

$$\varrho[kgm^{-3}] = \frac{p_{atm}[kPa] - 0,378p_w[kPa]}{0,2871T[K]} \quad (C.7)$$

Měrná tepelná kapacita

$$\begin{aligned} c_p[kJkg^{-1}K^{-1}] &= c_{pa}[kJkg^{-1}K^{-1}] + \frac{c_{pv}[kJkg^{-1}K^{-1}] * x}{1000} \\ c_{pv}[kJkg^{-1}K^{-1}] &= 1,8684 + 9,5E - 05t[^\circ C] + 3,73E - 07([^\circ C])^2 \\ c_{pa}[kJkg^{-1}K^{-1}] &= 1,005 + 1,35E - 08(t[^\circ C] + 30)^2 \end{aligned} \quad (C.8)$$

Tepelný výkon

$$P[kW] = (h_{in}[kJkg^{-1}] - h_{out}[kJkg^{-1}])Q[m^3s^{-1}]\varrho[kgm^{-3}] \quad (C.9)$$

Absolutní účinnost odvlhčení

$$\eta_{abs}[-] = \frac{(W_{in}[gkg^{-1}] - W_{out}[gkg^{-1}])\varrho_{in}[kgm^{-3}]}{(W_{out}[gkg^{-1}])\varrho_{out}[kgm^{-3}]} \quad (C.10)$$

Relativní účinnost odvlhčení

$$\eta_{rel}[-] = \frac{(W_{in}[gkg^{-1}] - W_{out}[gkg^{-1}])\varrho_{in}[kgm^{-3}]}{(W_{in}[gkg^{-1}] - W_{10^\circ C}[gkg^{-1}])\varrho_{10^\circ C}[kgm^{-3}]} \quad (C.11)$$