

Metody a zařízení na zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice

Bakalářská práce

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Strojní inženýrství

Autor práce:

Vojtěch Kracík

Vedoucí práce:

Ing. Luděk Jančík

Katedra energetických zařízení





Zadání bakalářské práce

Metody a zařízení na zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice

Jméno a příjmení: **Vojtěch Kracík**
Osobní číslo: S17000292
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávací katedra: Katedra energetických zařízení
Akademický rok: **2020/2021**

Zásady pro vypracování:

Anotace:

Cílem práce je sestavení přehledu známých metod pro zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice a vysvětlení jejich fyzikálních principů, včetně příkladů dostupných zařízení a vzorového výpočtu energetické bilance pro vybranou aplikaci.

Zásady pro vypracování:

1. Uveďte přehled metod pro zpětné získávání tepla ve vzduchotechnických zařízeních a proveďte jejich rozbor z hlediska oblastí použitelnosti, výhod a nevýhod.
2. Uveďte vysvětlení fyzikálních principů jejich fungování včetně základních vztahů pro jejich popis.
3. Uveďte přehled dostupných zařízení na zpětné získávání tepla a příklady aplikací.
4. Proveďte vzorový výpočet energetické bilance pro vybrané zařízení.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy: 30
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: Čeština



Seznam odborné literatury:

1. SZÉKYOVÁ, Marta, Karol FERSTL, Richard NOVÝ a Zdeňka TICHÁ. *Větrání a klimatizace*. Bratislava: Jaga, 2006. ASB. ISBN 80-8076-037-3.
2. GEBAUER, Günter, Olga RUBINOVÁ a Helena HORKÁ. *Vzduchotechnika*. 2. vyd. Brno: ERA, 2007. Technická knihovna. ISBN 978-80-7366-091-8.
3. BYSTRICKÝ, Václav a Antonín POKORNÝ. *Technická zařízení budov – B*. Praha: ČVUT, 1994.
4. Podklady od vedoucího práce – technické listy zařízení.

Vedoucí práce: Ing. Luděk Jančík
Katedra energetických zařízení

Datum zadání práce: 1. listopadu 2020

Předpokládaný termín odevzdání: 30. dubna 2022

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.
vedoucí katedry

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

1. července 2021

Vojtěch Kracík

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Luděkovi Jančíkovi za odborné rady, které mi během konzultací poskytl a věnovaný čas. Nemalý dík patří také mé rodině a přátelům, jež mě podporovali při psaní této bakalářské práce a také po dobu mého studia. Velmi si toho vážím.

ANOTACE

V bakalářské práci je zpracovaný přehled rekuperačních a regeneračních výměníků zpětného získávání tepla. Dále je zde popsán způsob šíření tepla, tlakové ztráty a teplotně-vlhkostní stavy vzduchu. Ke konci bakalářské práce je podle předchozí teorie uveden vzorový výpočet energetické bilance pro výměníky zpětného získávání tepla.

KLÍČOVÁ SLOVA

zpětné získávání tepla, vzduchotechnika, přenos tepla

ANNOTATION

This bachelor thesis contains summary of recuperative and regenerative heat recovery exchangers. Heat transfer, pressure losses, temperature and humidity conditions of air are also described here. Finally, there is an example of energy balance calculation according to the previous theory for heat exchangers.

KEY WORDS

heat recovery, air conditioning, heat transfer

OBSAH

ÚVOD	11
1 POPISNÁ ČÁST	12
1.1 Úvod do vzduchotechniky	12
1.1 Vzduchotechnická zařízení.....	13
1.1.1 Čistota vzduchu	13
1.1.2 Teplota vzduchu.....	14
1.1.3 Vlhkost vzduchu.....	15
1.1.4 Rychlost proudění	15
1.1.5 Množství vzduchu.....	16
1.2 Zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice.....	17
1.2.1 Účinnost ZZT.....	19
1.2.2 Rekuperační výměníky.....	20
1.2.2.1 Deskové výměníky	21
1.2.2.2 Trubkové výměníky.....	22
1.2.2.3 Tepelné trubice.....	23
1.2.2.4 Systémy s kapalinovým okruhem	24
1.2.3 Regenerační výměníky	25
1.2.3.1 Rotační výměníky	25
1.2.3.2 Přepínací výměníky	26
2 ŠÍŘENÍ TEPLA.....	28
2.1 Tepelné vlastnosti látek.....	29
2.2 Přenos tepla konvekcí	33
2.2.1 Reynoldsovo číslo	34
2.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí.....	34
2.2.3 Kritéria podobnosti a kritériální rovnice.....	35
2.3 Přestup tepla při nuceném proudění tekutin	36
2.3.1 Přestup tepla v potrubí	36
2.3.1.1 Přestup tepla při laminárním proudění	37
2.3.1.2 Přestup tepla při turbulentním proudění.....	38
2.3.2 Přestup tepla při obtékání těles	40
2.3.2.1 Přestup tepla při obtékání rovinných desek	40
2.3.2.2 Přestup tepla při příčném obtékání válce.....	40
2.3.2.3 Přestup tepla při příčném obtékání svazku trubek.....	41

3	TLAKOVÉ ZTRÁTY.....	43
3.1	Ztráty třením.....	43
3.2	Ztráty místními odpory.....	45
3.3	Celková tlaková ztráta.....	46
4	ÚPRAVY VZDUCHU.....	47
4.1	Ohřev vzduchu.....	47
4.2	Chlazení vzduchu.....	48
4.3	Vlhčení vzduchu.....	49
4.4	Mísení vzduchu	49
5	VZOROVÝ VÝPOČET ENERGETICKÉ BILANCE.....	51
5.1	Výpočet vzduchového výkonu	51
5.1.1	Intenzita výměny vzduchu.....	51
5.1.2	Přívod čerstvého vzduchu.....	52
5.2	Řešení bez rekuperace tepla.....	52
5.2.1	Topný výkon	52
5.2.2	Topný výkon při tlumeném provozu.....	53
5.3	Řešení s rekuperací tepla.....	54
5.3.1	Teplota přiváděného vzduchu za výměníkem.....	54
5.3.2	Topný výkon	55
5.3.3	Topný výkon při tlumeném provozu.....	55
5.4	Rozbor výsledků	56
	ZÁVĚR.....	58
	POUŽITÉ ZDROJE.....	59

SEZNAM OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ

Obrázky

Obrázek 1: Vzduchotechnická jednotka [4]	13
Obrázek 2: Princip zpětného získávání tepla [1]	18
Obrázek 3: Deska z rozebíratelného deskového výměníku [8]	20
Obrázek 4: Přenosové prvky rekuperačních výměníků pro ZZT typu vzduch – vzduch [5]	21
Obrázek 5: Schéma základního provedení deskového výměníku a jeho osazení do jednotky [1]	21
Obrázek 6: Funkční schéma protiproudého rekuperačního výměníku [9]	22
Obrázek 7: Funkční schéma tepelné trubice [2]	23
Obrázek 8: Schéma vertikálního a vodorovného výměníku z tepelných trubic [1]	23
Obrázek 9: Lamelový výměník s nuceným oběhem kapaliny (vzduch – kapalina – vzduch) [2]	24
Obrázek 10: Rotační výměník [1]	25
Obrázek 11: Rotační regenerační výměník společnosti Atrea [12]	26
Obrázek 12: Schéma přepínacího výměníku [1]	27
Obrázek 13: Typy jednotlivých přenosů tepla [14]	28
Obrázek 14: Laminární a turbulentní proudění v potrubí [16]	33
Obrázek 15: Průběh součinitele přestupu tepla konvekcí α_k na úseku tepelné stabilizace [5]	36
Obrázek 16: Rychlostní pole při laminárním proudění tekutiny v potrubí [5]	37
Obrázek 17: Rychlostní pole při turbulentním proudění tekutiny v potrubí [5]	38
Obrázek 18: Uspořádání trubek ve svazku při jejich příčném obtékání tekutinou [5]	41
Obrázek 19: Ohřev vzduchu [1]	47
Obrázek 20: Obecné možnosti chlazení vzduchu [1]	48
Obrázek 21: Chlazení vzduchu [1]	48
Obrázek 22: Vlhčení vzduchu vodou a vodní parou [1]	49
Obrázek 23: Směšovací komora [1]	50
Obrázek 24: Mísení vzduchu [1]	50

Tabulky

Tabulka 1: Doporučené rychlosti proudění ve vzduchovodech [7].....	15
Tabulka 2: Doporučená intenzita výměny vzduchu a minimální dávky čerstvého vzduchu v některých místnostech obytných a občanských staveb [2]	17
Tabulka 3: Informativní rozmezí hodnot součinitele přestupu tepla konvekcí [17].....	35
Tabulka 4: Kritéria podobnosti tepelné konvekce [5].....	35
Tabulka 5: Hodnoty dosazované do rovnice 37	41
Tabulka 6: Hodnoty dosazované do rovnice 38	42
Tabulka 7: Korekční součinitel z rovnice 38.....	42
Tabulka 8: Orientační hodnoty absolutní drsnosti vzduchovodů [5].....	45
Tabulka 9: Hodnoty součinitele místního tření pro jednotlivé místní odpory [18].....	45
Tabulka 10: Zvolené výměníky pro výpočet a jejich účinnosti	54
Tabulka 11: Výsledné teploty přiváděného vzduchu po rekuperaci	55
Tabulka 12: Topné výkony bez tlumeného provozu a s tlumeným provozem po rekuperaci.....	56
Tabulka 13: Celkové srovnání topných výkonů pro ohřev větracího vzduchu bez výměníku a s jednotlivými typy výměníků	56

Grafy

Graf 1: Oblast tepelné pohody v závislosti na teplotě a relativní vlhkosti [5]	14
Graf 2: Závislost procenta nespokojených uživatelů na průměrné rychlosti proudění vzduchu [5]	16

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A OZNAČENÍ

Zkratky

<i>VZT</i>	vzduchotechnika, vzduchotechnický
<i>VV</i>	vlhký vzduch
<i>CO₂</i>	oxid uhličitý
<i>ZZT</i>	zpětné získávání tepla
<i>OpV</i>	odpadní vzduch
<i>TZB</i>	technická zařízení budov

Označení

t_v	teplota vdechovaného vzduchu [°C]
φ	relativní vlhkost [%]
h	měrná entalpie [J/(kg·K)]
x	měrná vlhkost [g/kg _{sv}]
w	rychlost proudění vzduchu [m/s]
\dot{V}	objemový průtok vzduchu [m ³ /h]
t_i	interní teplota [°C]
\dot{Q}	tepelný tok [W]
\dot{V}_p	objemový průtok přiváděného vzduchu [m ³ /h]
\dot{V}_z	objemový průtok znehodnoceného vzduchu [m ³ /h]
\dot{V}_e	objemový průtok vnějšího vzduchu [m ³ /h]
t_p	teplota přiváděného vzduchu [°C]
Re	Reynoldsovo číslo [-]

ÚVOD

V této bakalářské práci se budu zabývat metodami a zařízeními pro zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice, poněvadž pomáhají šetřit energii. V současné době narůstají ceny energií, což se odráží na zájmu veřejnosti ohledně energetiky, zvláště pak ohledně zpětného získávání tepla ve vzduchotechnice. V první části budu zmiňovat faktory, podle nichž se zařízení navrhuje a následně budou popsána jednotlivá zařízení na zpětné získávání tepla.

Druhá část bude pojednávat o základních fyzikálních veličinách a dějích, jež nastávají ve výměnících na zpětné získávání tepla. Práce bude obsahovat vzorce, podle kterých lze spočítat, jaké parametry bude výměník mít.

Poslední částí by měl být vzorový výpočet energetické bilance. Příklad bude navržen pro konkrétní budovu, kde budeme ověřovat, zdali rekuperace tepla opravdu ušetří více energie než tlumený provoz vzduchotechnických jednotek.

1 POPISNÁ ČÁST

1.1 Úvod do vzduchotechniky

Vzduchotechnika (dále VZT) je technický obor, který se zabývá tvorbou vnitřního prostředí tedy interního mikroklimatu budov. Pro vytvoření žádané úrovně vnitřního prostředí musíme vyměnit vzduch z místnosti vzduchem již upraveným na požadovaný stav. Pro VZT systémy je vzduch základním prostředkem pro přenos tepla a látek. Úpravy vzduchu nám zajistí především systémy, které se nazývají větrání, teplovzdušné vytápění a klimatizace.

Větráním lze rozumět výměnu znehodnoceného vzduchu za vzduch čerstvý, vlivem tlakového spádu. Čerstvý vzduch je vzduch, který může být venkovní či z jiných vnitřních prostor, kde vzduch není znehodnocený. Rozlišujeme dva způsoby větrání, přirozené větrání a nucené (mechanické) větrání [1]. U přirozeného větrání k výměně vzduchu využíváme přirozeného pohybu, který je dán vlivem tlakového rozdílu. Tlakový rozdíl se vytvoří jako důsledek rozdílných teplot uvnitř místnosti a vně budovy [2]. Toto větrání se odvíjí od klimatických podmínek. Při nuceném větrání vytváříme tlakový rozdíl za pomoci ventilátoru, tudíž k pohybu vzduchu nutíme mechanicky. Nevýhodou nuceného větrání oproti přirozenému větrání je, že se zde vždy spotřebovává energie. Výhodou naopak je nezávislost na vnějších klimatických podmínkách.

Teplovzdušné vytápění je VZT systém, který dodává vzduch do místnosti o teplotě vyšší, než je teplota uvnitř místnosti. Tento systém doprovází zároveň i výměna znehodnoceného vzduchu.

Klimatizaci lze charakterizovat jako úpravu vzduchu spojenou s výměnou znehodnoceného vzduchu, kdy vzduch přiváděný, čerstvý, je před přivedením do místnosti upraven (ohříván, chlazen, vlhčen, sušen, filtrován). Klimatizace nám zajišťuje všechny parametry vnitřního mikroklimatu [1].

1.1 Vzduchotechnická zařízení

Vzduchotechnická zařízení jsou technické prostředky, které nám umožňují dopravovat vzduch na určené místo. V mnohých případech jej upravují na požadovaný stav a udržují nezávisle vůči vnějšímu prostředí. Pro dosažení této přepravy musíme uvést vzduch do pohybu. Lze toho docílit rozdílem měrných hustot vzduchu, působením větru nebo může být pohyb podnícen ventilátorem [2]. Ventilátor slouží jako pohonná jednotka a je zpravidla součástí vzduchotechnické jednotky (viz. obr. 1), která se skládá z dalších částí, kde nám jednotlivé části zajišťují rozdílný proces úpravy vzduchu [3].



Obrázek 1: Vzduchotechnická jednotka [4]

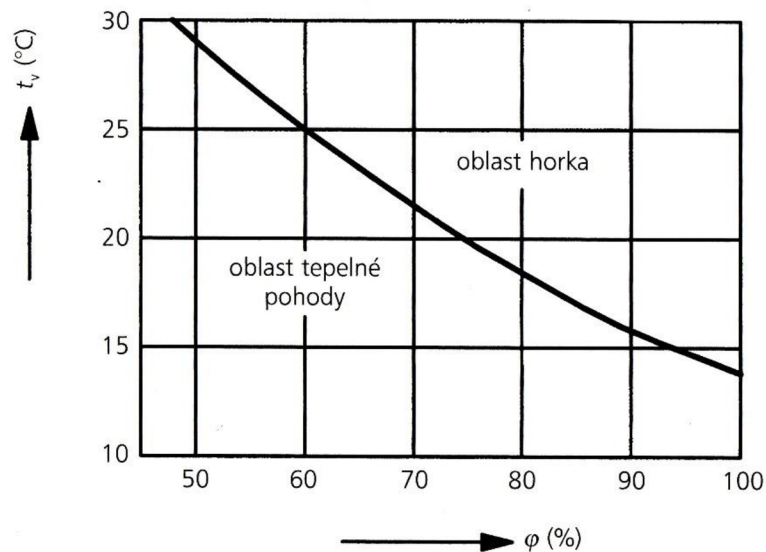
Pro zhodnocení, zda nám VZT jednotka splňuje účel, zavádíme výkonové parametry pro jednotlivá vzduchotechnická zařízení. Z našeho hlediska nás bude nejvíce zajímat vzduch a jeho vlastnosti [2].

1.1.1 Čistota vzduchu

Vnitřní vzduch nesmí obsahovat škodliviny (prach, plyn, aerosoly, zápachy). Abychom tomuto zabránili, musíme najít vhodnou polohu míst, kde se nasává čerstvý vzduch [2]. Ve vzduchotechnických zařízeních máme důležité součásti, která nám zachytávají nechtěné částice a nazýváme je vzduchové filtry. Díky filtrům dopravujeme čistý a čerstvý vzduch dovnitř místnosti, což je důležitý faktor zejména pro osoby s alergiemi. S ohledem na skutečnost, že se jedná o vzduch, který následně lidé dýchají, musíme zařízení navrhovat šetrně, aby nedošlo k negativním dopadům na lidské zdraví kvůli nadměrnému rozmnožení choroboplodných mikroorganismů. Proto je zde nutné provádět pravidelnou údržbu jak VZT jednotky, tak i jednotlivých částí, které slouží pro rozvod [3]. Místa, kde je dbáno na vyšší čistotu vzduchu jsou např. nemocnice (operační sály), lakýrny, elektrotechnický průmysl [5].

1.1.2 Teplota vzduchu

Teplota vzduchu je výraznějším faktorem pro splnění hygienických podmínek a přispívá nám společně s relativní vlhkostí k vytvoření tepelné pohody (viz. graf 1), což je takový stav prostředí, kdy člověk nepociťuje chlad ani nadměrné teplo. Obecně je tepelná pohoda důležitá pro nastavení optimálních pracovních podmínek. Na grafu, který je níže, si můžeme povšimnout závislosti teploty vdechovaného vzduchu na relativní vlhkosti obsažené ve vzduchu.



Graf 1: Oblast tepelné pohody v závislosti na teplotě a relativní vlhkosti [5]

V zimním období se optimální teplota vzduchu uvnitř budovy pro člověka, který je v klidu, uvádí mezi 18–22 °C. V letním období je vhodná teplota 23–25 °C s odůvodněním, že člověk má na sobě méně oblečení, tudíž by měla být vyšší [5]. Teplota vzduchu je zajišťována vytápěním, chlazením či větráním. Při vytápění přivádíme do místnosti vzduch, který má vyšší teplotu než vzduch uvnitř místnosti, avšak optimální teplota přiváděného vzduchu by měla být maximálně o 4 K vyšší, než je teplota uvnitř místnosti. Při nutnosti zvýšení teploty za krátký časový okamžik je možné přivádět vzduch až o teplotě 45 °C. Vyšší teplotu přiváděného vzduchu se již nedoporučuje používat z důvodu porušení tepelné pohody. Dalším důvodem, proč se nedoporučuje přivádět vzduch teplejší než 45 °C, je efekt rozdílných měrných hustot vzduchu, kdy čím vyšší je teplota přiváděného vzduchu, tím více nám vzduch vstoupá vzhůru ke stropu, kde nám nezlepší tepelnou pohodu pociťovanou lidmi. Chlazením naopak přivádíme studenější vzduch do místnosti s teplejším vzduchem [3]. Tento faktor je důležitý pro mnoho průmyslů od textilního průmyslu přes farmaceutický průmysl nebo potravinářský průmysl, kde by v případě změny teploty došlo k změně vlastností materiálu závisajících na teplotě [5].

1.1.3 Vlhkost vzduchu

Vlhkost vzduchu je v oblasti klimatizace velmi významná. Nejčastěji používáme v technické praxi relativní vlhkost vzduchu φ , která vyjadřuje v procentech nasycení vzduchu vodní parou. Změny stavu ve vlhkém vzduchu (dále VV) při izobarických dějích sledujeme v $h-x$ diagramu. Tento diagram se také často nazývá Mollierovým diagramem. Zobrazuje nám stavové veličiny, což jsou veličiny, které popisují fyzikální vlastnosti termodynamického stavu VV. Tepelnou pohodu nám ovlivňuje také vlhkost (viz graf 1) a z hygienického hlediska mohou nastat dva případy, kdy dojde k porušení tepelné pohody člověka. Uvažujeme zde operativní teplotu 20 °C. První případ nastane při příliš nízké vlhkosti, o druhý případ se jedná tehdy, když je naopak vlhkost příliš vysoká. První případ nastává zejména v chladných zimních dnech, kdy kvůli malému parciálnímu tlaku vodních par a nízké absolutní vlhkosti je vzduch suchý, což má za následek zvýšenou tvorbu prachu a dopad na dýchací cesty člověka. Druhý příklad většinou znamená zhoršení dýchání v podobě dusna. Vyšší vlhkost způsobuje, že v zimě máme větší pocit chladu a v létě naopak máme větší pocit tepla [5]. Optimální vlhkost se udává mezi 60 až 65 % [2], avšak člověk v místnosti s teplotou 20 °C téměř nepozná rozdíl mezi 35–70 % vlhkosti [5].

1.1.4 Rychlost proudění

Rychlost proudění vzduchu má vliv na vytvoření pohody prostředí [5]. Rozlišujeme zde, zda vzduch proudí v potrubí (viz tab. 1) nebo v uzavřeném prostoru, kde se vyskytují lidé.

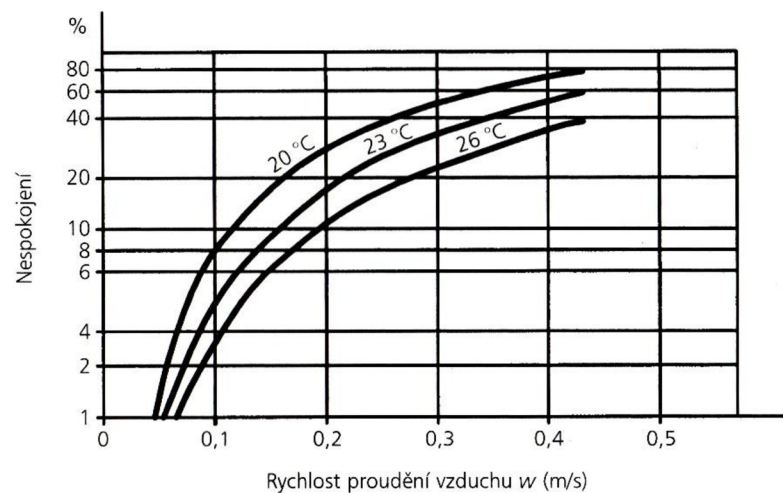
Tabulka 1: Doporučené rychlosti proudění ve vzduchovodech [7]

Druh zařízení		Větrání nebo nízkotlaká klimatizace						Vysokotlaká klimatizace	
		obytná		veřejná		průmyslová			
Druh budovy		obytná		veřejná		průmyslová			
Doporučená rychlost [m/s]		střední	maxim.	střední	maxim.	střední	maxim.	střední	maxim.
Druh úseku									
potrubí	za ventilátorem (za tlumičem hluku)	5	8,5	7,5	11	10	14	12	20-25
	hlavní stoupačky	3,5-4,5	6	5-6,5	8	6-9	11	8-12	20-25 +)
	odbočky rozvodu v podlaží	3	5	3-4,5	6,5	4-5	9	8-10	12-18 ++)
	přípojky koncových jednotek +++)							2,5-3,5	4-6
	odvod vzduchu	3,5	4,5	4	5,5	5	9	8	17 x)

+) Platí pro provoz 12 h/den, při celodenním provozu 10-17 m/s
 ++) Na konci větví max. 10 m/s
 ++++) Průměr shodný s přípojovacím rozměrem jednotky, rychlost podle průtoku
 x) Odvod vzduchu je obvykle nízkotlaký, pak jsou rychlosti podstatně nižší

V tabulce si můžeme povšimnout, že běžná rychlost proudění vzduchu v potrubí obytných budov je okolo 5 m/s. Rychlost proudění vzduchu může v krajních případech (velké haly, mrakodrapy) dosáhnout rychlosti až 30 m/s z důvodu přivedení dostatečného množství vzduchu přes velkou přenosovou vzdálenost a často omezeným průřezem potrubí. Vysoká rychlost způsobuje ovšem vysoké tlakové ztráty a je třeba s tím počítat [2]. Kvůli nižším tlakovým ztrátám volíme raději větší jednotky a větší průřez potrubí s menší rychlostí proudění vzduchu než menší jednotky s menším průřezem potrubí s vyšší rychlostí proudění vzduchu.

Lidé jsou na pohyb vzduchu citliví (viz graf 2), proto by vzduch v uzavřeném prostoru neměl překročit rychlost proudění vzduchu 0,2 m/s [3]. Při proudění chladnějšího vzduchu, než je operativní teplota 20 °C, je z hygienického hlediska přípustná rychlost proudění vzduchu 0,1–0,15 m/s. Naopak při teplotě vyšší, než je teplota operativní, může rychlost proudění vzduchu z důvodu ochlazování člověka dosáhnout hodnot k 0,4 m/s. Tento způsob ochlazování používáme, pokud nemůžeme ovlivnit teplotu přiváděného vzduchu. Stoupne-li rychlost proudění vzduchu nad 0,5 m/s, hovoříme o tomto proudění jako o průvanu [5].



Graf 2: Závislost procenta nespokojených uživatelů na průměrné rychlosti proudění vzduchu [5]

1.1.5 Množství vzduchu

Množství vzduchu musí být dostačující, aby se vzduch v místnosti adekvátně obnovoval, stačil dopravovat nebo odvádět potřebné teplo, eventuálně stačil odvádět škodliviny. Potřebné množství vzduchu určujeme pomocí vzduchového výkonu, což je množství vzduchu, které je dopravované VZT zařízením. Jedná se o objemový průtok vzduchu \dot{V} stanovený podle jednotlivých kritérií. Daná kritéria se vypočítají, následně porovnají a vybírá se kritérium s největším potřebným vzduchovým výkonem. Intenzita výměny vzduchu je jedním z kritérií udávajícím, kolikrát se objem prostoru má vyměnit za hodinu. Toto kritérium je orientační

[2], používané např. pokud neznáme běžné množství lidí pobývajících v místnosti [5]. Udávaná minimální hodnota je 20 % objemu místnosti za hodinu. Dalším z kritérií, již více komplexnějším, je množství čerstvého vzduchu. Stanovuje se na základě množství lidí nebo zvířat pobývajících v místnosti, případně škodlivin obsažených v prostoru [2]. Množství čerstvého vzduchu nutného k přivedení do místnosti, aby se vzduch zregeneroval, se vypočítává dle hygienických předpisů [5]. V tab. 2 si můžeme povšimnout obou těchto kritérií, kde z značí násobek, kolikrát se vzduchu musí v daném objemu vyměnit a minimální dávka značí, jaké minimální množství čerstvého vzduchu musíme do místnosti přivádět. Uvedené číselné hodnoty platí pro dané interní teploty [2].

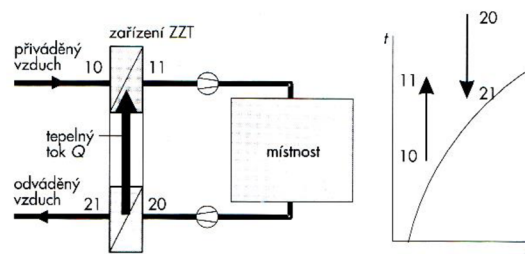
Tabulka 2: Doporučená intenzita výměny vzduchu a minimální dávky čerstvého vzduchu v některých místnostech obytných a občanských staveb [2]

Druh objektu	Výměna z/h		Minimální dávka [m ³ /h]	Teplota t_i [°C]
	minimální	maximální		
obytné místnosti	1	6	20–60	20–22
kanceláře	3	15	30–60	18–22
posluchárny, kina, divadla	4	20	20–50	20–22
shromažďovací prostory	4	15	20–50	18–20
obchodní domy, prodejny	2	6	20–40	12–20
restaurace, hotely	3	10	30–70	20–22
chodby, haly	1	10	20–30	15–20
šatny, převlékárny	2	8	20–30	18–23
sprchy, umývárny	4	10	20–40	18–25
záchody	2	20	20–40	18
závodní a velké kuchyně	10	60	20–100	18
plovárny, vanové lázně	3	6	–	22–25
mlékárny	5	30	–	18
garáže	3	20	–	10
chemické laboratoře	6	30	30–100	20–22
nemocnice – lůžková část	3	6	40–60	22–24
nemocnice	6	10	–	20–25

1.2 Zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice

V současné době se lidé začínají více zajímat o úspory energie a kvalitu vnitřního prostředí. S tím souvisí právě zpětné získávání tepla (dále ZZT), které dle definice uvedené ve směrnici VDI 2071 zní: „Zpětné získávání tepla je opatření pro využití entalpie objemového proudění opouštějícího budovu nebo proces.“ Lze to jinými slovy popsat jako využití energie obsažené v odpadním, znečištěném vzduchu, který je odváděn ze VZT zařízení ven z budovy [8]. Můžeme využívat i vzduch odváděný od technologických zařízení.

Setkáme se zde s pojmy jako je odpadní či získané teplo. Odpadním teplem rozumíme teplo zahrnuté v odváděném vzduchu ze VZT soustavy pryč z budovy[2]. Získané teplo je teplo, získané skrz výměník od tepla odpadního. Jedná se tedy o část odpadního tepla, vstupující do VZT soustavy. Čím vyšší je účinnost zařízení ZZT, tím větší bude získané teplo [2]. Systémy ZZT nemusí být nutně součástí VZT jednotek, ale zpravidla součástí bývají [5]. Pokud je systém ZZT součástí VZT jednotky, pak se umísťuje tak, aby byl mezi začátkem, kde nám přichází z vnějšku čerstvý vzduch a koncem, kde nám odpadní vzduch odchází. Právě na konci měříme odpadní teplo. Odpadní teplo dělíme na dvě složky, složku citelnou a složku vázanou. Citelná složka udává změny teplot, vázaná složka slouží k vyjádření změny měrné vlhkosti vzduchu x . Zajímají nás především změny teploty, změny vlhkosti jsou pro nás vedlejší [2]. Zařízení ZZT, které přenáší obě složky nazýváme entalpickými výměníky [8]. Na obr. 2 vidíme princip ZZT doplněný o graf z Mollierova diagramu.



Obrázek 2: Princip zpětného získávání tepla [1]

Volbu vhodného typu zařízení ZZT je nutné před pořízením posoudit, zda se vzhledem k energetickým úsporám vyplatí pořídit. Tento aspekt je závislý na ceně energie a lze tedy odhadovat, že s ohledem na neustále rostoucí cenu za energii bude zařízení ZZT postupně patřit k neodmyslitelným zařízením ve VZT.

Zařízení ZZT dělíme do tří základních skupin. Rekuperační výměníky, regenerační výměníky a tepelná čerpadla, která jsou nad rámec této bakalářské práce a zabývat se zde s nimi nebudeme [2]. Oba druhy výměníků jsou založeny na principu přenosu tepla konvekcí [1]. U rekuperačních výměníků je přiváděný vzduch a odpadní vzduch oddělen tuhou stěnou. Mohou tedy přenášet převážně citelné teplo. V ojedinělých případech díky poréznosti stěny můžeme přenášet i teplo vázané [5]. Regenerační výměníky obsahují akumulární hmotu. Nejdříve se odpadní teplo předá akumulární látce a poté akumulární látka předá své teplo přiváděnému vzduchu [2]. Tyto výměníky mohou přenášet jak citelné teplo, tak i teplo vázané, které zde přeneseme snadněji než přes výměníky rekuperační [5].

1.2.1 Účinnost ZZT

Cílem konstruování zařízení ZZT je, aby byla účinnost co nejvyšší. S rostoucí účinností nám totiž rostou vyšší úspory energie a s tím spojené i menší finanční náklady [8]. Legislativou je dáno, že za určitých podmínek musí výměník splňovat účinnost nejméně 60 % [1]. Účinnost značíme koeficientem teplotní účinnosti η a můžeme ji spočítat dvěma způsoby. První způsob vyjadřuje účinnost výměníku, který závisí na provozu zařízení. Počítá se zde teplota za výměníkem (viz rovnice 1) [8].

$$\eta = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{i1} - t_{e1}} \quad (1)$$

kde

η – koeficient teplotní účinnosti [-],

t_{e1} – teplota přiváděného vzduchu před výměníkem [°C],

t_{e2} – teplota přiváděného vzduchu za výměníkem [°C],

t_{i1} – teplota odváděného vzduchu před výměníkem [°C].

Druhý způsob výpočtu účinnosti energetické je možný buď přes tepelné přínosy, kde \dot{Q} nám značí citelný tepelný tok (viz rovnice 2), nebo přes energetické přínosy, kde \dot{Q} nám značí celkový tepelný tok (viz rovnice 3).

$$\dot{Q}_{\text{citelný}} = \dot{V}_z \cdot c \cdot \rho \cdot (t_i - t_e) \cdot \eta \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{\text{celkový}} = \dot{V}_z \cdot \rho \cdot (h_i - h_e) \cdot \eta \quad (3)$$

kde

$\dot{Q}_{\text{citelný}}$ – citelný tepelný tok [W],

\dot{V}_z – objemový průtok odpadního vzduchu [m³/s],

c – měrná tepelná kapacita vzduchu [J/(kg·K)],

ρ – hustota vzduchu [kg/m³],

t_i – teplota odváděného vzduchu [°C],

t_e – teplota přiváděného vzduchu [°C],

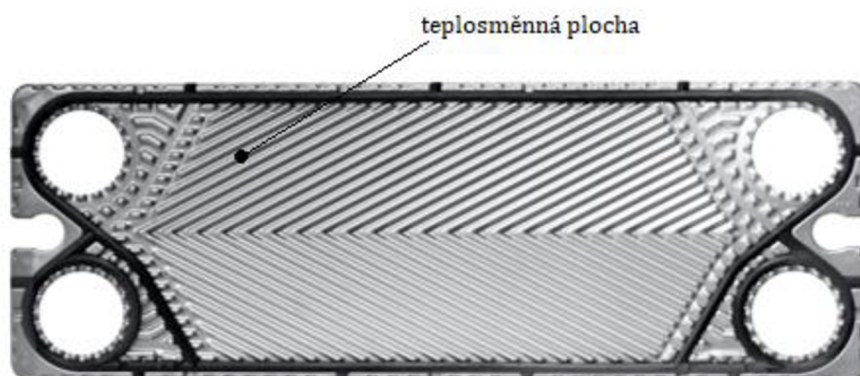
η – koeficient teplotní účinnosti [-],

$\dot{Q}_{\text{celkový}}$ – celkový tepelný tok [W],

h_i – měrná entalpie odváděného vzduchu [J/kg],

h_e – měrná entalpie přiváděného vzduchu [J/kg].

Účinnost ZZT závisí na dimenzování a provozu zařízení. Nejedná se o konstantní hodnotu, i když je výrobcem podávána jako jedno číslo při testovacích podmínkách [9]. Základním parametrem pro výměníky obecně je teplosměnná plocha [8]. Jak název napovídá, jedná se o plochu, mezi kterou střídavě proudí přiváděný a odváděný vzduch [1]. Na obrázku 3 vidíme teplosměnnou plochu, která je napříč ku přiváděnému a odváděnému vzduchu.



Obrázek 3: Deska z rozebíratelného deskového výměníku [8]

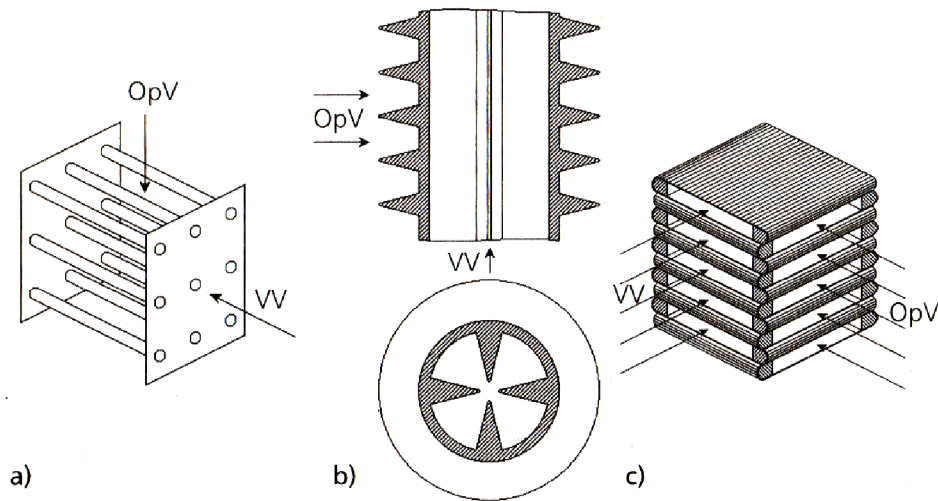
Použijeme-li pro malý průtok velký výměník, stoupá nám výkon a snižují se tlakové ztráty. To samé platí i naopak. Jednotková účinnost výměníku se zvyšuje s rychlostí proudění vzduchu okolo teplosměnných ploch. Další způsob zvýšení účinnosti je přes kondenzaci vlhkosti z odváděného vzduchu. Vyšší vlhkost znamená i vyšší entalpii (energii). Roste nám teplota rosného bodu a do tepelné výměny přispěje i větší výparné teplo.

Prodejci zařízení ZZT těchto způsobů někdy zneužívají a uvádí maximální účinnosti zařízení ZZT, ke kterým lze dospět pouze za velmi příznivých podmínek (vysoká vlhkost odváděného vzduchu, menší rychlost přiváděného vzduchu než odváděného nebo malý průtok vzduchu výměníkem) [8]. Tyto podmínky však neodpovídají podmínkám při běžném provozu a účinnost udávaná se může lišit o 5–7 % [9].

1.2.2 Rekuperační výměníky

U rekuperačních výměníků předává teplo ve většině případů vzduch odpadní vzduchu přiváděnému přes nepropustnou stěnu [2]. Rozeznáváme zde tři případy, které můžeme vidět na obrázku 4. Ve výměníku z hladkých trubek (viz obr. 4a) proudí venkovní vzduch (na obrázku označen jako VV) trubkami a odpadní vzduch trubky obtéká, čímž dojde k přenosu tepla. Nečistoty na vnějším povrchu trubek se snadno dají očistit. Na obrázku 4b je výměník z trubek se žebrovaným profilem vnitřním a vnějším, kde dochází ke kompaktnějšímu předávání tepla, avšak údržba je zde složitější než u výměníku z hladkých trubek.

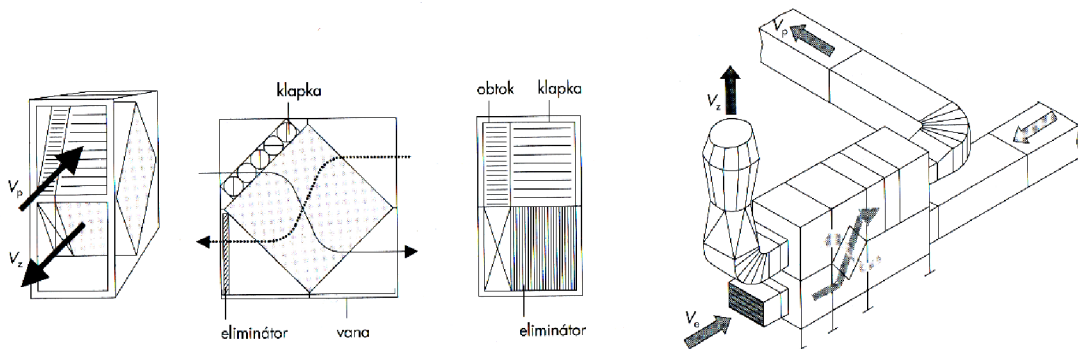
Posledním výměníkem je deskový výměník (viz obr. 4c), kde vzduch proudí střídavě mezi rovnoběžnými deskami, přeloženými vůči sobě o 90° a uzavřenými po bocích [5].



Obrázek 4: Přenosové prvky rekuperačních výměníků pro ZZT typu vzduch – vzduch [5]

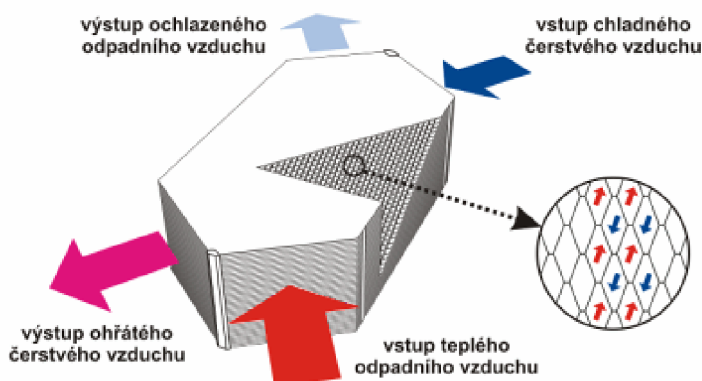
1.2.2.1 Deskové výměníky

Jedná se o nejpoužívanější typ výměníku [1], který tvoří různě tvarované desky z důvodu zvýšení součinitele přestupu tepla, odděleny od sebe 2–6 mm [2]. Ačkoliv je vzduch odváděný a vzduch přiváděný dopravován do stejného místa, jsou od sebe tyto vzduchy odděleny deskami, a tudíž se tento typ výměníku může používat i tam, kde potřebujeme odvést škodliviny [1]. Používá se převážně pro malé průtoky, poněvadž pro větší průtoky musí být větší teplosměnná plocha neboli velikost výměníku, což se nám odráží na ceně celého výměníku. Jako materiál se volí převážně nerez, ocel, hliník, plasty [8]. V případě chtěné vázané složky tepla vzduchu se může zvolit mikroporézní materiál, jenž nedovoluje prostup pachům ani bakteriím, pouze vodní páře [1]. Tvar deskových výměníků se postupem času měnil. Ze začátku byly deskové výměníky čtvercové (viz obr. 5), též nazývané křížové, kde se proudy vzduchu křížily kolmo [8]. Kvůli tomuto křížení proudů výměník v jednoduchém provedení dosahoval účinnosti pouze 45–55 % v závislosti na průtoku, dvojitý až účinnost 80 % [1].



Obrázek 5: Schéma základního provedení deskového výměníku a jeho osazení do jednotky [1]

V dnešní době jsou už spíše používány výměníky šestiúhelníkové s vnitřními kanálky (viz obr. 6), kde dochází k protiproudému proudění vzduchu. Zvýšením turbulence proudění a snížením tlakových ztrát, dosahují tyto výměníky účinnosti až 95 % [9].



Obrázek 6: Funkční schéma protiproudého rekuperačního výměníku [9]

Účinnost deskových výměníků závisí na vlhkosti odpadního vzduchu, která je v tomto případě pozitivní. Může zvýšit účinnost až o 20 %. Vzhledem k vylučování vlhkosti a následné kondenzaci je třeba počítat s vytvořením kondenzační vany [1]. Účinnost nám roste i při řazení několika výměníků za sebou díky zvětšování přestupní plochy, ale zároveň nám stoupají tlakové ztráty [8].

Výhodou deskových výměníků je jejich jednoduchost na výrobu, nízké náklady [9] nebo absence mechanických pohyblivých částí [8], a tedy snížení poruchovosti. Naopak nevýhodou je špatná čistitelnost [1] či horší možnost vypnutí a regulace. V letním období, kdy chceme přivádět vzduch do místnosti chladnější, než je uvnitř, se nahrazuje možnost vypnutí bypassem. Přiváděný vzduch není přiveden skrz výměník, ale za pomoci uzavírací klapky (viz obr. 5) je vzduch přiveden jinou cestou, aby nedocházelo k jeho ohřevu [8].

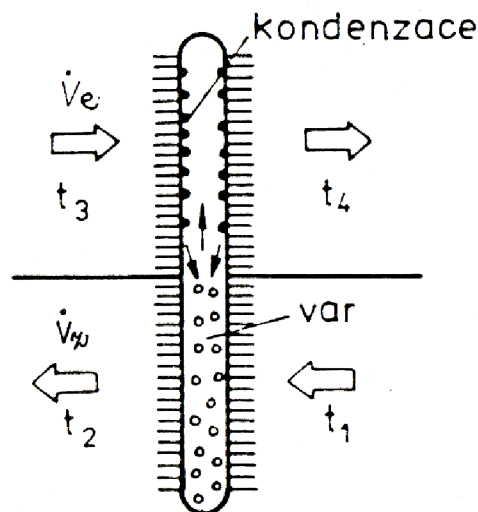
1.2.2.2 Trubkové výměníky

Trubkové výměníky (viz obr. 4a, 4b) jsou velmi podobné deskovým výměníkům, ale jejich výskyt je v podstatné míře menší [2]. Teplosměnnou plochu tvoří trubky, ve kterých většinou protéká vzduch přiváděný a vzduch odpadní je kolmo obtéká. Používají se pro speciální případy, na které narazíme nejčastěji v technologických provozech, kde odvádíme znečištěný odpadní vzduch. V případě trubkového výměníku je čištění výrazně snazší než u výměníku deskového, kde je to velmi složité a někdy i v případě svaření nemožné.

Výhodou trubkových výměníků je již zmíněná snadnější údržba a vyšší pevnost trubek. To nám umožňuje používat i lacinější materiály pro dodržení podobné bezpečnosti konstrukce jako u rekuperátorů deskových. Nevýhodou je menší teplosměnná plocha. To má za následek i menší účinnost, pohybující se mezi 30–50 % [11].

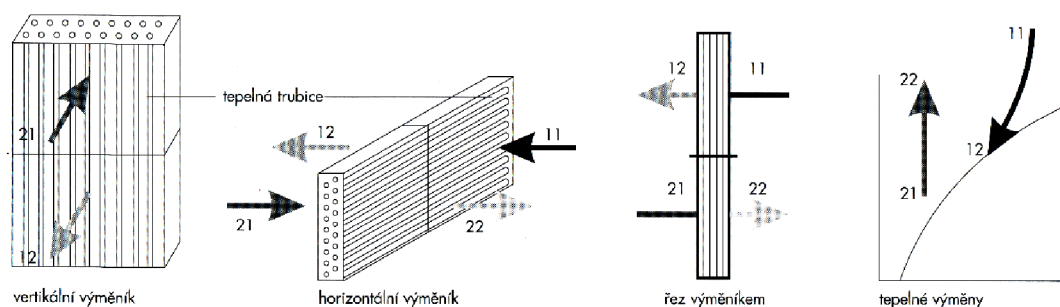
1.2.2.3 Tepelné trubice

Tento typ výměníku je v základu tvořen uzavřenou tepelnou trubicí (viz obr. 7), jinak nazývanou termosifon. Uvnitř trubice je náplň – chladivo, které většinou tvoří čpavek či freony [9]. Náplň nám umožňuje za pomoci skupenských změn přenos tepla. Odehrává se zde vypařování a následně kondenzace [1]. Dolní polovina trubice je obtékána odpadním vzduchem, jenž předává své teplo chladivu. Chladivo se začne vařit a vypařovat se směrem vzhůru, kde předá v horní polovině trubice své kondenzační teplo vzduchu přiváděnému. Po ochlazení par chladivo kondenzuje a vlivem kapilární či gravitační sil stéká dolů. Celý proces se poté opakuje. Odváděný vzduch se tedy ochlazuje a vzduch přiváděný se ohřívá [9]. Druh chladiva a výparný tlak je nutné volit vzhledem k teplotám vzduchu [11]. Rozdíl teplot mezi protějšími konci tepelné trubice může být menší než 1 K [5]. Pro zvýšení intenzity přenosu tepla využíváme žeber na vnějším povrchu tepelné trubice [11].



Obrázek 7: Funkční schéma tepelné trubice [2]

Svislý či nakloněný typ tepelné trubice využívá k dopravě kondenzátu gravitační síly, ale můžeme mít i vodorovné provedení tepelné trubice, kde využíváme kapilárních sil (viz obr. 8). Nejčastěji voleným materiálem je měď či hliník [1]. Účinnost je udávána až 65 % [9].

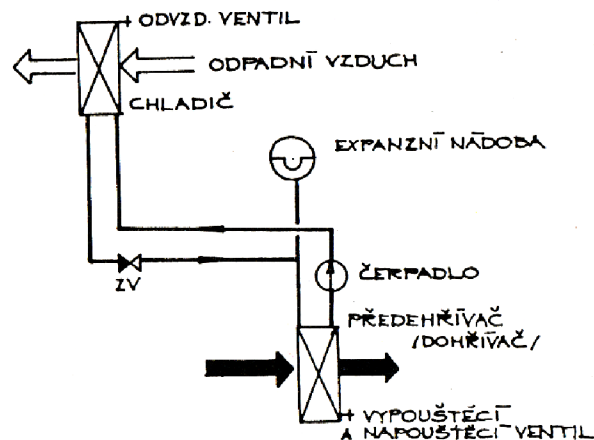


Obrázek 8: Schéma vertikálního a vodorovného výměníku z tepelných trubice [1]

Výhodami tepelných trubíc jsou malé prostorové nároky, schopnost přenášet velké toky tepla [5], možnost odvodu škodlivin [11] a snazší čištění oproti deskovým výměníkům [1]. Mezi další výhody se řadí nepřítomnost pohonu [9] a v letních teplých dnech nemusíme řešit bypass jako u deskových výměníků, neboť trubice je navržena pro konkrétní teploty a mimo ně se stává neaktivní [1]. Nevýhodou je problematická oblast okolo těsnění [9] nebo v porovnání s ostatními výměníky nízká účinnost.

1.2.2.4 Systémy s kapalinovým okruhem

Systém je formovaný dvěma výměníky, kterými jsou nejčastěji výměníky lamelové, napojené na kapalinový okruh (viz obr. 9). Jedná se o přenos typu vzduch – kapalina – vzduch [9]. Tento typ ZZT se převážně využívá tam, kde nelze využít přenos typu vzduch – vzduch [1]. Jinými slovy to znamená, že přiváděný vzduch a odpadní vzduch se nemusí přivádět do stejného místa, aby došlo k přenosu tepla. Princip tohoto ZZT je založený na kapalině, jež představuje akumulární hmotu a obíhá mezi výměníky. Výměník, kde se odebírá teplo odpadnímu vzduchu a předává se kapalině neboli teponosné látce, se nazývá chladič. Teponosná látka pak za pomoci čerpadla, expanzní nádoby a regulace dodá teplo druhému výměníku – předehřívací (dohřívací), kde se čerstvý přiváděný vzduch ohřeje [2].



Obrázek 9: Lamelový výměník s nuceným oběhem kapaliny (vzduch – kapalina – vzduch) [2]

S ohledem na využití při nízkých teplotách používáme jako teponosnou látku roztoky glykolu a etylalkoholu. Vždy se jedná o nucenou cirkulaci teponosné látky [1]. Účinnost běžného systému je 30–50 %, avšak použijeme-li víceřadé systémy, můžeme dosáhnout účinnosti cca 80 %. V přechodných obdobích, kdy rozdíl teplot přiváděného vzduchu a vzduchu odváděného je malý, účinnost bude dosahovat nižších hodnot.

Výhodou tohoto ZZT je maximální bezpečnost i přes havárii, neboť zde nemůže dojít ke směšování proudů vzduchu [11]. Proudů vzduchů mohou být od sebe vzdáleny a je zde možnost zapojení více jednotek do oběhu [1]. Nevýhodou je nutnost dodávání energie čerpadlu [9].

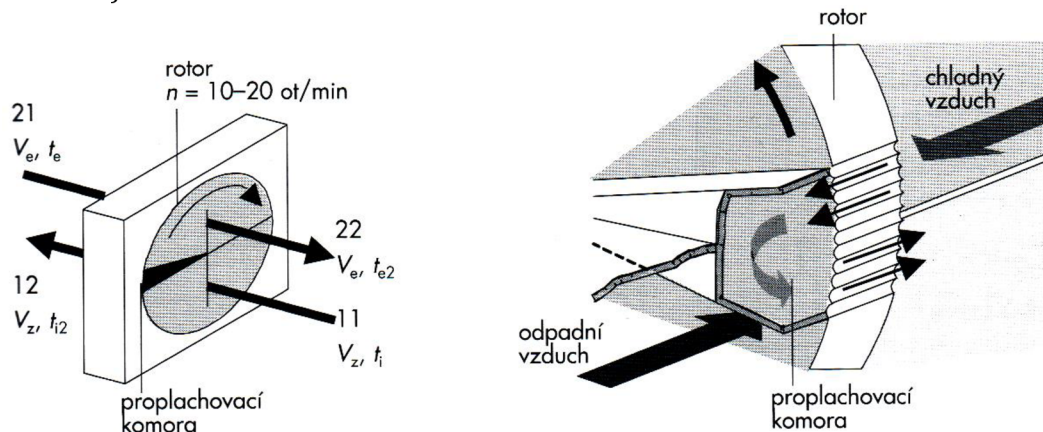
1.2.3 Regenerační výměníky

Regenerační výměník přenáší teplo z odpadního vzduchu do vzduchu přiváděného přes akumulaci hmoty [2]. Akumulační hmotou střídavě proudí teplý a studený proud vzduchu. Teplý odpadní proud vzduchu své teplo odevzdává, předává ho akumulaci hmotě a ta ho následně předá čerstvému přiváděnému studenému vzduchu. Pokud je akumulaci hmota schopna přijmout vlhkost, předává se i vázané teplo [5]. Díky přenosu citelného, ale především vázaného tepla mohou regenerační výměníky dosáhnout maximální účinnosti.

Podle polohy hmoty dělíme regenerační výměníky na dva typy. Prvním z nich je rotační regenerační výměník, jenž se vyznačuje neměnným směrem proudění vzduchu a změnou polohy akumulaci hmoty. U přepínacích regeneračních výměníků je tomu naopak. Účinnost u regeneračních výměníků dosahuje nejvyšších hodnot, neboť mají největší teplosměnnou plochu vytvořenou systémem kanálků, kde probíhá turbulentní proudění [1].

1.2.3.1 Rotační výměníky

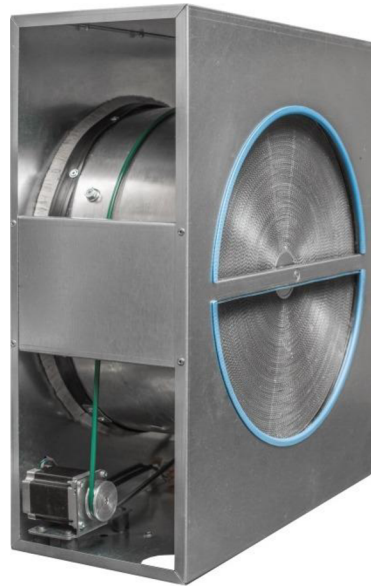
Rotační regenerační výměník je tvořen otáčejícím se kotoučem, jež tvoří rotor, osazený do kovového rámu a poháněn elektromotorem [11]. Kotouč, primárně z hliníkového vlnitého plechu, představuje teplosměnnou akumulaci hmotu, navinutou kolem středu otáčení (viz obr. 10).



Obrázek 10: Rotační výměník [1]

Pokud je akumulaci hmota opatřena hygroskopickou látkou, což je látka schopná vázat vlhkost, dochází i k přenosu vázaného tepla [1]. Nejčastěji používanými látkami jsou silikagely [9]. Rotor je rozdělen svisle nebo vodorovně na dvě části. Ve spodní části prochází odpadní vzduch kanálky [1] o průměru kolem 3 mm [2] a odevzdává své teplo. Naopak v horní části se přiváděný čerstvý vzduch skrz kanálky ohřívá. Od sebe jsou tyto části odděleny kartáčovým těsněním. Aby nedocházelo ke znečišťování přiváděného vzduchu, je většinou tento typ výměníku doplněn o vyplachovací komoru (viz obr. 10) [1], kde se

kanálky vyplachují čistým vzduchem, aby se omezil přenos nečistot ze vzduchu odpadního [11].



Obrázek 11: Rotační regenerační výměník společnosti Atrea [12]

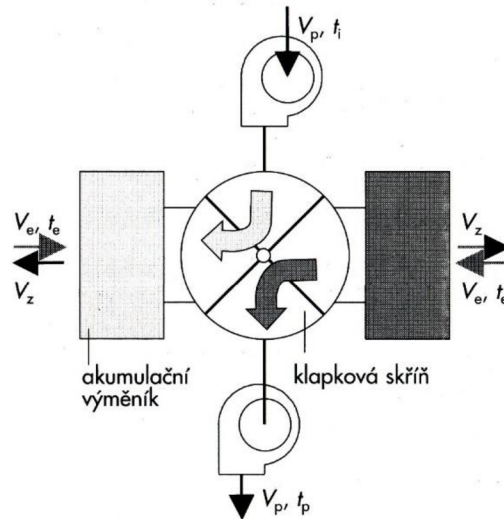
Účinnost těchto výměníků je relativně vysoká z důvodu velké teplosměnné plochy [1]. Tepelná účinnost se pohybuje mezi 60–80 % a vlhkostní účinnost by měla být okolo 10–20 %. U rotačních regeneračních výměníků doplněných o vrstvu hygroskopické látky může vlhkostní účinnost dosáhnout i 70 % [11]. Závisí to na rychlosti otáčení rotoru, rychlosti proudění vzduchu, druhu materiálu rotoru či tvaru a počtu kanálků [1].

Výhodami rotačního regeneračního výměníku je již zmíněná vysoká účinnost, relativně malé rozměry a možnost snadného přenosu vázaného tepla. Přínosem je i to, že za pomoci otáček můžeme tento typ výměníků regulovat. Nevýhodou je například spotřeba energie elektromotorem nebo velmi nízká bezpečnost z důvodu snadného přenosu škodlivin v případě havárie. Dochází zde i k omezené možnosti použití i vzhledem k relativní vlhkosti. Za předpokladu, že by skrz výměník proudil vzduch s vysokou relativní vlhkostí, může dojít ke kondenzaci a při nízkých teplotách i k námraze, jež by mohla znamenat poškození ložisek, v horším případě poškození celého rotoru, což je nejdražší část tohoto výměníku [11].

1.2.3.2 Přepínací výměníky

Jedná se o regenerační výměníky, které jsou konstruovány tak, že mají dvě na sobě nezávislé akumulární komory, kde za pomoci přepínacích klapek se střídá přívod teplého odpadního vzduchu se vzduchem chladným, přiváděným (viz obr. 12) [2]. Na rozdíl od rotačních regeneračních výměníků je zde akumulární hmota, přes níž se přenáší teplo, stále na stejném místě [11]. Směr šíření proudění vzduchu je zajišťován, již zmíněnými, přepínacími

klapkami, jež jsou ovládány automaticky na základě teplotních poměrů [1]. Udává se, že 5–10 % objemu vzduchu se v důsledku tohoto přepínání dostane z akumulární hmoty zpět do klapkové části [9]. Tento přesun znamená částečné smíšení obou proudů vzduchu. Vzduch přiváděný je smíšen s částí vzduchu znehodnoceného, odpadního. Nelze tedy tento typ výměníků aplikovat pro případ, že vzduch odváděný nám obsahuje vyšší množství škodlivin [2].



Obrázek 12: Schéma přepínacího výměníku [1]

Výhodou je vysoká účinnost, kde teplotní účinnost 60–90 % a vlhkostní účinnost dle podmínek může být 50–70 %. Naopak nevýhodou kromě směšování vzduchu je poměrně složitá konstrukce a větší rozměry [11].

2 ŠÍŘENÍ TEPLA

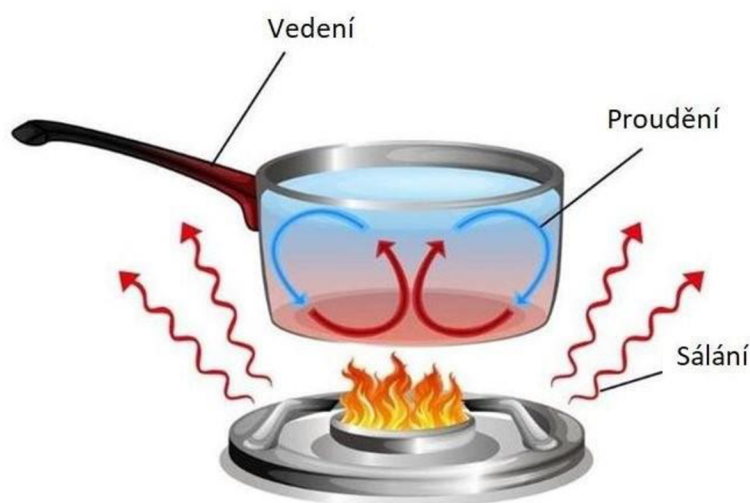
Poznatky z teoretické oblasti přenosu tepla a látky jsou nutností pro zdařilou konstrukci a projektování technických zařízení budov (dále TZB), obzvláště pak ZZT. Rozlišujeme přenos tepla vedením (kondukcí), prouděním (konvekci), sáláním (radiací).

Šíření tepla vedením probíhá na meziatomární či mezimolekulární úrovni, kde se předává energie mezi částicemi s různou energií, uspořádanými vedle sebe. Nedochozí zde k pohybu částic, pouze k předávání energie mezi sebou. Vedení tepla v kovech obstarávají volné elektrony. Záleží na fyzikálních vlastnostech látky, na geometrickém tvaru, rozměrech a rozdílu teplot mezi jednotlivými oblastmi [5].

Šíření tepla prouděním je založeno na principu nepřetržitého pohybu částic, jenž vede k proudění hmoty (plynu, kapaliny) o různé teplotě. Částice s vyšší energií (o vyšší teplotě) obvykle stoupají vzhůru z důvodu klesající hustoty. Tento typ přenosu tepla trvá tak dlouho, dokud se energie všech částic hmoty nevyrovnají [13]. Rozlišujeme volnou a nucenou konvekci [5].

Šíření tepla sáláním neboli radiací je fyzikální proces, při němž dochází šíření tepla skrze elektromagnetické záření. Protože tento přenos nepotřebuje k šíření tepla hmotu, jako jediný přenáší teplo i ve vakuu [13].

Vzhledem k tomu, že u typů výměníků ZZT ve vzduchotechnice popsaných výše se z největší části předá teplo za pomoci konvekce a pouze malá část tepla se přenesou vedením či sáláním, nebudeme ty druhy šíření tepla v BP podrobněji rozebírat.



Obrázek 13: Typy jednotlivých přenosů tepla [14]

2.1 Tepelné vlastnosti látek

Nosiče energie označujeme jako pracovní látky, jež jsou především vzduch, voda, vodní pára, chladiwa (viz tepelná trubice) a roztoky glykolů (viz systémy s kapalinovým okruhem). Popisují je následující fyzikální veličiny:

Hustota ρ [kg/m³] – vyjadřuje hmotnost 1 m³ látky. Pro suchý vzduch ji vypočítáme z rovnice 4, pro vodní páru z rovnice 5 a pro vodu z rovnice 6 [5].

$$p_V \cdot V = m_V \cdot r_V \cdot T \quad (4)$$

kde

p_V – parciální tlak suchého vzduchu [Pa],

V – objem [m³],

m_V – hmotnost suchého vzduchu [kg],

r_V – měrná plynová konstanta suchého vzduchu [J/(kg·K)],

T – termodynamická teplota [K].

$$p_P \cdot V = m_P \cdot r_P \cdot T \quad (5)$$

kde

p_P – parciální tlak vodní páry [Pa],

V – objem [m³],

m_P – hmotnost vodní páry [kg],

r_P – měrná plynová konstanta vodní páry [J/(kg·K)],

T – termodynamická teplota [K].

$$\rho_W = 1000 - (t - 4) \cdot [0,097 + 0,0036 \cdot (t - 4)] \quad (6)$$

kde

ρ_W – hustota vody [kg/m³],

t – teplota vody [°C].

Teplotní objemová roztažnost β [1/K] – potřebná pro přenos tepla volnou konvekcí, kde změnu hustoty pracovní látky způsobuje změna teploty. Změnu teploty společně s teplotní objemovou roztažností nám popisuje rovnice 7. Pro plyny (i vzduch) se určuje z rovnice 8, pro vodu z rovnice 9 [5].

$$\frac{\rho - \rho_0}{\rho_0} = \beta \cdot (t_0 - t) = \beta \cdot \Delta t \quad (7)$$

kde

ρ – hustota po teplotní změně [kg/m³],

ρ_0 – počáteční hustota [kg/m³],

β – teplotní objemová roztažnost [1/K],

t_0 – počáteční teplota [°C],

t – teplota po teplotní změně [°C],

Δt – rozdíl teplot [°C].

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (8)$$

kde

β – teplotní objemová roztažnost [1/K],

T – termodynamická teplota [K].

$$\beta_W = (114 \cdot \ln(T) - 0,27711 \cdot T - 564,511) \cdot 10^{-4} \quad (9)$$

kde

β_W – teplotní objemová roztažnost pro vodu [1/K],

T – termodynamická teplota [K].

Měrná tepelná kapacita c [J/(kg·K)] – vyjadřuje množství tepla potřebné ke změně teploty 1 kg látky o 1 K. Při izobarických úpravách vlhkého vzduchu se vždy počítá s měrnou tepelnou kapacitou při konstantním tlaku c_p . Pro suchý vzduch v intervalu teplot -20–500 °C se určuje z rovnice 10 [5].

$$c_{pV} = 1010 + 0,12 \cdot t \quad (10)$$

kde

c_{pV} – měrná tepelná kapacita suchého vzduchu při konstantním tlaku [J/(kg·K)],

t – teplota suchého vzduchu [°C].

Po součinu měrné tepelné kapacity hmotnostním tokem \dot{m} (kg/s) dostáváme tepelnou kapacitu tekutiny (pracovní látky) \dot{C} (W/K).

Tepelná vodivost λ [W/(m·K)] – definuje tepelný tok, jenž je látka schopna předat vedením v ustáleném tvaru izotermickou plochou 1 m² vrstvou tlustou 1 m při rozdílu 1 K na obou stranách vrstvy. Tepelná vodivost závisí na látce a jejích vlastnostech (struktura, hustotě, teplotě a vlhkosti). Pro suchý vzduch v rozmezí teplot -20–200 °C platí rovnice 11, pro vodní páru v rozmezí tlaků 0–100 kPa platí rovnice 12 a pro vodu rovnice 13 [5].

$$\lambda_V = 2,27 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T^{1,5}}{160 + T} \quad (11)$$

kde

λ_V – tepelná vodivost suchého vzduchu [W/(m·K)],

T – termodynamická teplota [K].

$$\lambda_P = 3,43718 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T^{1,5}}{673 + T} \quad (12)$$

kde

λ_P – tepelná vodivost vodní páry [W/(m·K)],

T – termodynamická teplota [K].

$$\lambda_W = (58,206 + 16,633 \cdot 10^{-2} \cdot t - 6,24 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 + 1,0463 \cdot 10^{-7} \cdot t^3) \cdot 10^{-2} \quad (13)$$

kde

λ_W – tepelná vodivost vody [W/(m·K)],

t – teplota vody [°C].

Teplotní vodivost a [m²/s] – určuje rychlost změny teploty látky při jejím ohřevu nebo chlazení. Pro plyny se vypočítá z definiční rovnice 14, pro vodu z rovnice 15 [5].

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c} \quad (14)$$

kde

a – teplotní vodivost pro plyny [m²/s],

ρ – hustota plynu [kg/m³],

c – měrná tepelná kapacita plynu [J/(kg·K)].

$$a_W = (0,131 + 0,58 \cdot 10^{-3} \cdot t - 2 \cdot 10^{-6} \cdot t^2) \cdot 10^{-6} \quad (15)$$

kde

a_W – teplotní vodivost pro vodu [m²/s],

t – teplota vody [kg/m³].

Dynamická viskozita η [Pa·s] – mezi vrstvami tekutiny, jež se stýkají a pohybují rozdílnou rychlostí, vzniká třecí síla zpomalující pohyb rychlejší vrstvy a urychlující pohyb pomalejší vrstvy [5]. Závisí to především na přitažlivých silách mezi částicemi. Větší přitažlivé síly znamenají vyšší viskozitu a tím i větší tření, tudíž menší rychlost [15]. Tangenciální napětí τ charakterizované podílem třecí síly F_t a styčné plochy S , je přímo úměrné gradientu rychlosti dw/dn ve směru normály n ke směru proudění tekutiny w (viz rovnice 16) [5].

$$\tau = \frac{F_t}{S} = \eta \cdot \frac{dw}{dn} \quad (16)$$

Součinitelem úměrnosti je dynamická viskozita η . U kapalin nezáleží na tlaku a s narůstající teplotou se její hodnoty snižují. Pro suchý vzduch mezi teplotami -20–200 °C se vypočítá z rovnice 17, pro vodní páru v rozpětí tlaků 0–150 kPa platí rovnice 18 a pro vodu rovnice 19 [5].

$$\eta_V = 1,4645 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^{1,5}}{114 + T} \quad (17)$$

kde

η_V – dynamická viskozita pro suchý vzduch [Pa·s],

T – termodynamická teplota [K].

$$\eta_P = 1,8558 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{T^{1,5}}{673 + T} \quad (18)$$

kde

η_P – dynamická viskozita pro vodní páru [Pa·s],

T – termodynamická teplota [K].

$$\eta_W = 10^{-6} \cdot \exp(7,455 - 3,0636 \cdot 10^{-2} \cdot t + 1,853 \cdot 10^{-4} \cdot t^2 - 7,7189 \cdot 10^{-7} \cdot t^3 + 1,8236 \cdot 10^{-9} \cdot t^4 - 1,7938 \cdot 10^{-12} \cdot t^5) \quad (19)$$

kde

η_W – dynamická viskozita pro vodu [Pa·s],

t – teplota vody [°C].

Kinematická viskozita ν [m²/s] – vyjadřuje podíl dynamické viskozity η a hustoty kapaliny ρ . Pro plyny se určuje z definiční rovnice 20, pro vodu z rovnice 21 [5].

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (20)$$

kde

ν – kinematická viskozita [m²/s],

η – dynamická viskozita [Pa·s],

ρ – hustota kapaliny [kg/m³].

$$\nu_W = \left(\frac{50,9}{t + 26,83} - 0,106 \right) \cdot 10^{-6} \quad (21)$$

kde

ν_W – kinematická viskozita vody [m²/s],

t – teplota vody [°C].

Prandtlovo číslo Pr [-] – udává podobnost fyzikálních vlastností tekutin v podobných soustavách. Pro plyny se určuje z definiční rovnice 22, pro vodu v rozpětí 0–130 °C se určuje pomocí rovnice 23 [5].

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad (22)$$

kde

Pr – Prandtlovo číslo [-],

ν – kinematická viskozita [m^2/s],

a – teplotní vodivost [m^2/s].

$$Pr_W = 0,1706 \cdot \exp(0,228 + 2,02 \cdot 10^{-3} \cdot t)^{-1} \quad (23)$$

kde

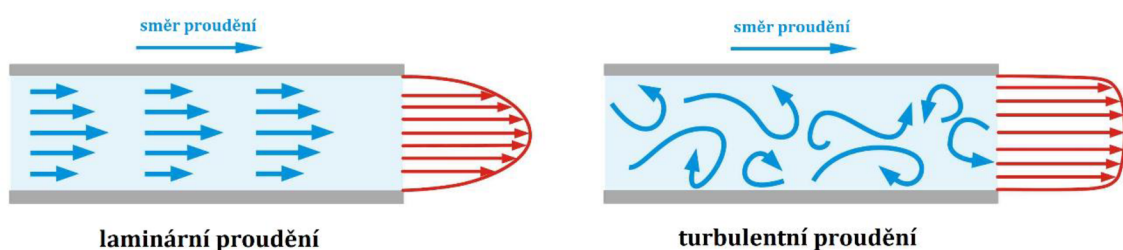
Pr_W – Prandtlovo číslo pro vodu [-],

t – teplota vody [°C].

2.2 Přenos tepla konvekcí

Podle vzniku proudění tekutiny rozeznáváme dva typy konvekce. Nucenou, jež je vytvořena uměle ventilátorem, čerpadlem nebo kompresorem a přirozenou (volnou), která se vytváří přirozeně – rozdílnou hustotou tekutiny v prostoru vytvořenou různými teplotami či lišící se koncentrací látky.

Rozlišujeme dva typy proudění. Proudění laminární a proudění turbulentní (viz obr. 14). Při laminárním (vrstevnatém) proudění konají částice tekutiny pohyb po vzájemně rovnoběžných proudnicích, jež kopírují obrys tělesa a mají stejný směr jako celý proudící objem tekutiny. U turbulentního (vířivého) proudění dochází k neustálému promíchávání vrstev tekutin [5].



Obrázek 14: Laminární a turbulentní proudění v potrubí [16]

2.2.1 Reynoldsovo číslo

O jaký typ proudění se jedná, zjišťujeme pomocí hodnoty Reynoldsova čísla. Tu nám udává rovnice 24.

$$Re = \frac{\bar{w} \cdot D}{\nu} \quad (24)$$

kde

Re – Reynoldsovo číslo [-],

\bar{w} – střední rychlost tekutiny v kanálu [m/s],

D – vnitřní průměr trubky s kruhovým profilem [m],

ν – kinematická viskozita [m²/s].

Pokud se nejedná o proudění tekutiny v kruhovém profilu, musí se dopočítat hydraulický průměr D_h (viz rovnice 25).

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{O} \quad (25)$$

kde

D_h – hydraulický průměr [m],

A – plocha průtokového průřezu kanálu [m²],

O – omočený obvod kanálu [m].

Hodnoty $Re \leq 2300$ říkají, že se jedná o proudění laminární. Interval hodnot $Re \in < 2300; 10^4 >$ vyjadřuje turbulentní proudění, označované jako proudění vířivé. Od hodnoty $Re \geq 10^4$ hovoříme čistě o turbulentním proudění [5].

2.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí

Rovnice 26, nazývaná jako Newtonův zákon pro přestup tepla, vyjadřuje přestup tepla konvekcí.

$$\dot{q} = \alpha_k \cdot \Delta t \quad (26)$$

kde

\dot{q} – plošná hustota tepelného toku [W/m²],

α_k – součinitel přestupu tepla konvekcí [W/m²·K],

$\Delta t = |t_s - t_t|$ – absolutní hodnota rozdílu teplot povrchu stěny a tekutiny [K].

Veličina α_k je pro přenos tepla konvekcí zcela zásadní a závisí na mnoha faktorech. Nejvíce nám ji ovlivňuje rychlost proudění w a teplota t . Nelze ji určit obecně a musíme ji pro

konkrétní příklad vypočítat, avšak lze stanovit informativní rozmezí hodnot, ve kterých se bude tato veličina pro daný typ konvekce pohybovat (viz tab. 3) [1].

Tabulka 3: Informativní rozmezí hodnot součinitele přestupu tepla konvekcí [17]

Druh látky	Konvekce	Rozmezí hodnot [W/m ² ·K]
vzduch	přirozená	2,5–25
vzduch	nucená	10–500
tekutiny	nucená	100–15 000
tekutiny ve stavu varu	-	2 500–25 000
kondenzující vodní pára	-	5 000–100 000

Podle typu konvekce, druhu látky a stavu, ve kterém se látka nachází, se nám mění řádově rozmezí hodnot, což je klíčové pro návrh ZZT.

2.2.3 Kritéria podobnosti a kritériální rovnice

Pro zjednodušení výpočtu byly experimentálně, na základě teorie podobnosti, vytvořeny kritériální rovnice obsahující kritéria podobnosti (viz tab. 4). Kritéria podobnosti jsou bezrozměrné veličiny, které vyjadřují poměry mezi fyzikálními či geometrickými parametry určující jednotlivé přenosové jevy. Můžeme je dělit na kritéria určující, jenž obsahují nezávisle proměnné fyzikální nebo geometrické veličiny, nebo kritéria určované, které obsahují jednu nezávisle proměnnou, a to součinitel přestupu tepla konvekcí α_k . Hlavní určované kritérium pro náš případ se jmenuje Nusseltovo a představuje základní kritérium pro jednotlivé případy přenosu tepla konvekcí [5].

Tabulka 4: Kritéria podobnosti tepelné konvekce [5]

Název kritéria	Tvar	Vyjadřuje, případně charakterizuje
Eulerovo	$Eu = \frac{p}{\rho \cdot w^2} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot w^2}$	poměr tlakových a setrvačných sil proudu, případně poměr poklesu statického tlaku při proudění tekutin a dynamického tlaku proudu
Froudovo	$Fr = \frac{g \cdot L}{w^2}$	poměr gravitačních a setrvačných sil proudu
Reynoldsovo	$Re = \frac{g \cdot w \cdot L}{\eta} = \frac{w \cdot L}{\nu}$	poměr setrvačných sil a sil molekulárního tření proudu tekutiny
Fourierovo	$Fo = \frac{a \cdot \tau}{L^2}$	vztah mezi rychlostí změny teplotního pole, fyzikálními parametry a rozměry tělesa
Nusseltovo	$Nu = \frac{\alpha_k \cdot L}{\lambda} = \frac{L/\lambda}{1/\alpha_k}$	poměr tepelných odporů při přenosu tepla vedením a prouděním v mezní vrstvě tekutiny na povrchu tělesa
Pecletovo	$Nu = \frac{w \cdot L}{a} = \frac{w \cdot c \cdot \rho \cdot L \cdot \vartheta}{\lambda \cdot \vartheta}$	vztah mezi přestupem tepla nucenou konvekcí a vedením tepla v tekutině (ϑ je rozdíl teplot povrchu stěny a tekutiny)
Prandtlovo	$Pr = \frac{Pe}{Re} = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}$	podobnost fyzikálních vlastností tekutin v podobných soustavách
Galileovo	$Ga = Fr \cdot Re^2 = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2}$	vztah mezi gravitačními silami a silami molekulárního tření
Archimedovo	$Ar = Ga \cdot \frac{\Delta p}{\rho_0} = \frac{g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\Delta p}{\rho_0}$	vliv přirozeného proudění tekutiny na konvektivní přestup tepla ($\Delta p = \rho - \rho_0$, kde ρ a ρ_0 jsou hustoty tekutiny ve dvou místech)
Grashofovo	$Gr = Ga \cdot \beta \cdot \Delta t = \frac{\beta \cdot g \cdot L^3}{\nu^2} \cdot \Delta t$	vztah mezi vztlakovými silami a silami molekulárního tření v tekutině
Rayleighovo	$Ra = Gr \cdot Pr = \frac{\beta \cdot g \cdot L^3}{\nu \cdot a} \cdot \Delta t$	vztah mezi prostupem tepla volnou konvekcí a vedením tepla v tekutině

Kritériální rovnice prostřednictvím matematiky udávají závislost mezi určujícími kritérii a kritérii určenými. Volba vhodné kritériální rovnice se odvíjí zejména na základě typu konvekce a hodnoty Reynoldsova čísla.

2.3 Přestup tepla při nuceném proudění tekutin

Vzhledem k tomu, že u ZZT počítáme zejména s prouděním nuceným, aby nás neomezovaly klimatické podmínky, budeme i v této BP rozebírat pouze přestup tepla při nuceném proudění.

2.3.1 Přestup tepla v potrubí

Na vstupním průřezu má tekutina v celém průřezu stejnou rychlost. Rychlost se poté postupně snižuje od středu trubky, kde je nejvyšší, směrem k vnitřní straně. Po úseku, jenž je nazýván úsek dynamické stabilizace L_{ds} , dojde k ustálenému, stabilizovanému proudění (viz rovnice 27) [5].

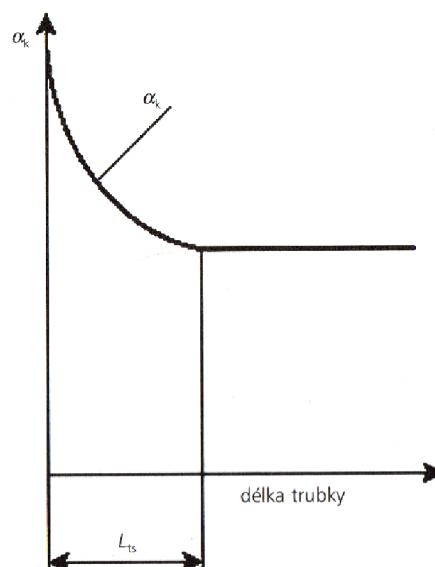
$$L_{ds} \cong 50 \cdot D_1 \quad (27)$$

kde

L_{ds} – úsek dynamické stabilizace [m],

D_1 – vnitřní průměr potrubí [m].

Při přestupu tepla dochází k obdobnému jevu, který se jmenuje tepelná stabilizace. Součinitel přestupu tepla konvekcí α_k nejprve prudce klesá a poté se ustálí na konstantní hodnotu (viz obr.15) [5].



Obrázek 15: Průběh součinitele přestupu tepla konvekcí α_k na úseku tepelné stabilizace [5]

Úsek tepelné stabilizace L_{ts} pro laminární proudění při dynamicky stabilizovaném proudění se vypočítá z rovnice 28. U turbulentního proudění je úsek tepelné stabilizace kratší vlivem oscilace rychlosti kolmé na osu proudění, vypočítá se z rovnice 29 [5].

$$(L_{ts}/D_1)_{lam} = 0,055 \cdot Pe \quad (28)$$

kde

L_{ts} – úsek tepelné stabilizace [m],

D_1 – vnitřní průměr potrubí [m],

Pe – Pecletovo číslo [-].

$$(L_{ts}/D_1)_{turb} \cong 10 \div 15 \quad (29)$$

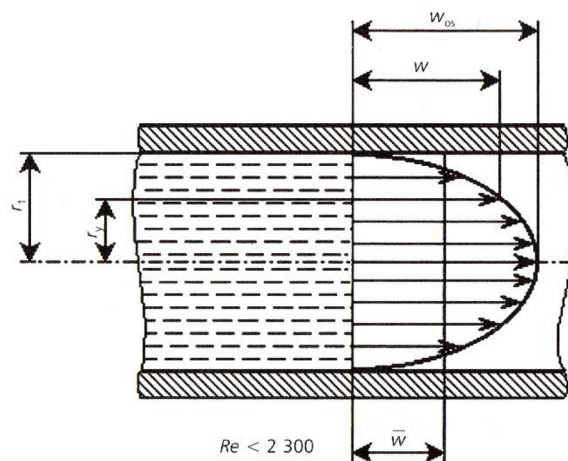
kde

L_{ts} – úsek tepelné stabilizace [m],

D_1 – vnitřní průměr potrubí [m].

2.3.1.1 Přestup tepla při laminárním proudění

U laminárního proudění je v průtokovém průřezu profil rychlosti parabolicky rozložen (viz obr. 16), kde w_{os} je maximální rychlost tekutiny. Střední rychlost tekutiny se pak vypočítá jako $\bar{w} = 0,5 \cdot w_{os}$ [5].



Obrázek 16: Rychlostní pole při laminárním proudění tekutiny v potrubí [5]

Pro laminární proudění v potrubí platí v rozmezí hodnot $Re < 2300$ a $10^{-1} < Pe \cdot \frac{D_1}{L} < 10^4$ kritériální rovnice 30 dle Hausena, ze které se následně vypočítá střední součinitel přestupu tepla konvekci. U plynů uvažujeme $\eta_t/\eta_s = 1$. V případě, že se člen $Pe \cdot \frac{D_1}{L}$ nenachází v rozmezí hodnot, je nutno pro správnost výsledku vyhledat jinou příslušnou rovnici [5].

$$Nu_t = \left(3,65 + \frac{0,0668 \cdot Pe_t \cdot \frac{D_1}{L}}{1 + 0,045 \cdot \left(Pe_t \cdot \frac{D_1}{L} \right)^{2/3}} \right)_t \cdot \left(\frac{\eta_t}{\eta_s} \right)^{0,14} \quad (30)$$

kde

Nu_t – Nusseltovo číslo při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Pe_t – Pecletovo číslo při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

D_1 – vnitřní průměr potrubí [m],

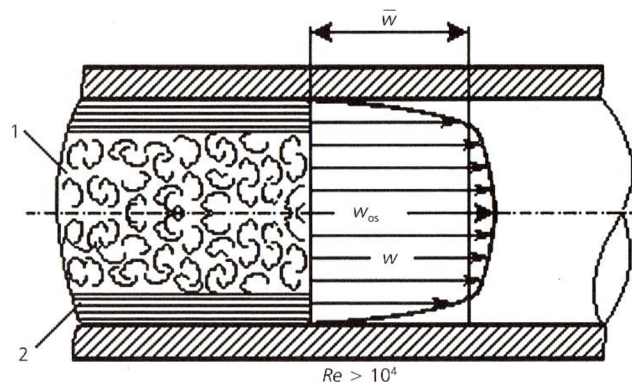
L – délka potrubí [m],

η_t – dynamická viskozita při střední teplotě v trubce [Pa·s],

η_s – dynamická viskozita při střední povrchové teplotě trubky [Pa·s].

2.3.1.2 Přestup tepla při turbulentním proudění

Stabilizované turbulentní proudění charakterizuje obrázek 17. Rychlostní profil proudění představuje deformovaná parabola. Jak si můžeme z obrázku povšimnout, tak rychlost v oblasti 1 je neměnná, ale v oblasti 2 se nám rychlost mění z důvodu vytvoření laminární vrstvy podél stěny trubky. Střední rychlost tekutiny se poté vypočítá jako $\bar{w} = \dot{V}/A$, kde \dot{V} vyjadřuje objemový tok tekutiny a A je plocha vnitřního průřezu [5].



Obrázek 17: Rychlostní pole při turbulentním proudění tekutiny v potrubí [5]

Pro turbulentní proudění v rovných hladkých trubkách za předpokladu, že $10^4 \leq Re_t \leq 5 \cdot 10^6$, $0,5 \leq Pr_t \leq 2500$ a $L/D_1 > 50$, platí kriteriální rovnice 31. Pokud je $L/D_1 < 50$, pak se musí kriteriální rovnice vynásobit korekčním součinitelem ϵ_L (viz rovnice 32), který se určuje pomocí rovnice 33 [5].

$$Nu_t = 0,021 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_t}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (31)$$

kde

Nu_t – Nusseltovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Re_t – Reynoldsovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Pr_t – Prandtlovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Pr_s – Prandtlovo číslo při střední teplotě povrchu stěny [-].

$$Nu_t = 0,021 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_t}{Pr_s}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_L \quad (32)$$

kde

Nu_t – Nusseltovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],
 Re_t – Reynoldsovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],
 Pr_t – Prandtlovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],
 Pr_s – Prandtlovo číslo při střední teplotě povrchu stěny [-],
 ε_L – korekční součinitel [-].

$$\varepsilon_L = f_1(Re) \cdot \left(\frac{D_1}{L}\right)^{f_2(Re)} \quad (33)$$

$$f_1(Re) = 1,065 + \frac{38,946}{Re^{0,455}}$$

$$f_2(Re) = 0,0139 + \frac{4,199}{Re^{0,390}}$$

kde

ε_L – korekční součinitel [-],
 D_1 – vnitřní průměr potrubí [m],
 L – délka potrubí [m].

Jelikož kritériální rovnice 32 nebo 33 platí když $Re \geq 10^4$, znamená to, že pro přechodovou oblast, označovanou též jako oblast vířivého proudění, musíme zvolit jinou rovnici. Je-li $2300 < Re_t < 10^6$, současně $0,6 \leq Pr_t \leq 500$ a $L/D_1 = 1 \div \infty$, pak platí rovnice 34 [5].

$$Nu_t = 0,0235 \cdot (Re_t^{0,8} - 230) \cdot (1,8 \cdot Pr_t^{0,3} - 0,8) \cdot \left[1 + \left(\frac{D_1}{L}\right)^{2/3}\right] \cdot \left(\frac{\eta_t}{\eta_s}\right)^{0,14} \quad (34)$$

kde

Nu_t – Nusseltovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],
 Re_t – Reynoldsovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],
 Pr_t – Prandtlovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],
 D_1 – vnitřní průměr potrubí [m],
 L – délka potrubí [m],
 η_t – dynamická viskozita při střední teplotě v trubce [Pa·s],
 η_s – dynamická viskozita při střední povrchové teplotě trubky [Pa·s].

2.3.2 Přestup tepla při obtékání těles

2.3.2.1 Přestup tepla při obtékání rovinných desek

Pro obtékání jedné strany desky za splnění podmínky, že $Re_t \leq 5 \cdot 10^5$, použijeme kritériální rovnici 35. Pro $Re_t > 5 \cdot 10^5$ platí pak kritériální rovnice 36. Jedná-li se o proudění kapalin, je nutno pravou část rovnice vynásobit členem $(Pr_t/Pr_s)^{0,25}$ [5].

$$Nu_t = 0,664 \cdot Re_t^{1/2} \cdot Pr_t^{1/3} \quad (35)$$

kde

Nu_t – Nusseltovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Re_t – Reynoldsovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Pr_t – Prandtlovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-].

$$Nu_t = 0,035 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{1/3} \quad (36)$$

kde

Nu_t – Nusseltovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Re_t – Reynoldsovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Pr_t – Prandtlovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-].

2.3.2.2 Přestup tepla při příčném obtékání válce

V případě, že jde o obtékání válce (trubky, tyče) v příčném směru, používá se kritériální rovnice 37. Jedná-li se o proudění kapalin, je nutno pravou část rovnice vynásobit členem $(Pr_t/Pr_s)^{0,25}$ [5].

$$Nu_t = C \cdot Re_t^m \cdot Pr_t^n \quad (37)$$

kde

Nu_t – Nusseltovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

C – konstanta [-],

Re_t – Reynoldsovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Pr_t – Prandtlovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-].

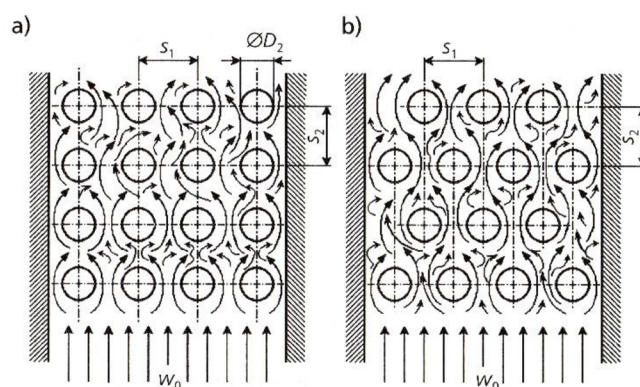
Konstantu C , exponenty m a n určujeme dle tabulky 5.

Tabulka 5: Hodnoty dosazované do rovnice 37

Rozmezí Reynoldsova čísla	Konstanta C	Exponent m	Exponent n
$5 < Re_t \leq 10^3$	0,5	0,5	0,38
$10^3 < Re_t \leq 2 \cdot 10^5$	0,25	0,6	0,38
$Re_t = 3 \cdot 10^5 \div 2 \cdot 10^6$	0,023	0,8	0,37

2.3.2.3 Přestup tepla při příčném obtékání svazku trubek

Rozlišujeme, zdali se jedná o příčné obtékání trubek uspořádaných za sebou – v zákrytu (viz obr. 18a) či zda se jedná o obtékání trubek uspořádaných šachovnicově (viz obr. 18b), kde D_2 je průměr trubky, s_1 a s_2 jsou rozestupy mezi trubkami nebo mezi řadami a w_0 představuje rychlost nabíhajícího proudu tekutiny [5].



Obrázek 18: Uspořádání trubek ve svazku při jejich příčném obtékání tekutinou [5]

Pokud je již před nátokem na trubky proudění turbulentní, je poté turbulentní i v celém svazku trubek. U laminárního proudění záleží na hodnotě Reynoldsova čísla. Laminární proudění nastane v celém svazku pokud $Re < 10^3$. Pokud je hodnota vyšší, pak se postupně změní na turbulentní. Ve výměnících tepla se zpravidla vyskytuje proudění turbulentní, jenž vzniká při $Re \approx 10^5$.

Následující případ platí pro $Re \in < 10^3; 10^5 >$, což znamená smíšený režim proudění. Charakter obtékání trubek první řady nezávisí na rozmístění trubek, avšak u dalších řad toto tvrzení již neplatí. Důvodem jsou přibývající přídavná víření tekutiny s každou další řadou, která zvyšují hodnotu Reynoldsova čísla, a to má za následek zvýšení hodnoty Nusseltova čísla, tedy i součinitele přestupu tepla konvekcí α_k . Z toho plyne, že součinitel přestupu tepla na trubkách druhé řady je vyšší než na trubkách řady první a součinitel přestupu tepla na trubkách třetí řady je vyšší než u řady druhé. Od třetí řady se součinitel přestupu tepla téměř stabilizuje a vznikne nám z toho kritériální rovnice 38. Jelikož je zde člen $(Pr_t/Pr_s)^{0,25}$, jedná se o kritériální rovnici pro kapaliny [5].

$$Nu_{t,r3} = C \cdot Re_t^m \cdot Pr_t^{1/3} \cdot \left(\frac{Pr_t}{Pr_s}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_s \quad (38)$$

kde

$Nu_{t,r3}$ – Nusseltovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny ve svazku trubek pro třetí řadu a výše [-],

C – konstanta [-],

Re_t – Reynoldsovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Pr_t – Prandtlovo číslo tekutiny při střední teplotě tekutiny v trubce [-],

Pr_s – Prandtlovo číslo při střední teplotě povrchu stěny [-],

ε_s – korekční součinitel [-].

Konstantu C a exponent m určujeme dle tabulky 6.

Tabulka 6: Hodnoty dosazované do rovnice 38

Uspořádání	Konstanta C	Exponent m
trubky v zákrytu	0,26	0,65
šachovnicové	0,41	0,6

Korekční součinitel ε_s vyjadřuje závislost přestupu tepla ve svazku na poměrném rozestupu trubek a určuje se dle tabulky 7.

Tabulka 7: Korekční součinitel z rovnice 38

Uspořádání		Korekční součinitel ε_s
trubky v zákrytu	-	$\varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{D_2}\right)^{-0,15}$
šachovnicové	$s_1/s_2 < 2$	$\varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{s_2}\right)^{1/6}$
	$s_1/s_2 \geq 2$	$\varepsilon_s = 1,12$

3 TLAKOVÉ ZTRÁTY

Při proudění tekutin kanálem vzniká tření, což znamená částečnou přeměnu mechanické energie na teplo. Tlakové ztráty se zde projeví jako úbytek statického tlaku. Úbytek tlaku lze rozdělit jako ztráty třením a ztráty místními (vřazenými) odpory. Ztráty třením uvažujeme v celém objemu proudících tekutin (v celém průtokovém průřezu a po celé délce kanálu), avšak ztráty místními odpory nastávají pouze tam, kde dochází k deformaci proudu [5].

3.1 Ztráty třením

Tlakové ztráty třením nám vyjadřuje rovnice 39.

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{O}{4 \cdot S} \cdot L \cdot \frac{w_s^2}{2} \cdot \rho \quad (39)$$

kde

Δp_t – tlaková ztráta třením [Pa],

λ – součinitel tření [-],

O – obvod průtokového průřezu [m],

S – průtokový průřez kanálu [m²],

L – délka kanálu [m],

w_s^2 – střední rychlost proudění [m/s],

ρ – hustota proudící tekutiny [kg/m³].

Pro proudění tekutin v kruhovém průřezu lze rovnici upravit na tvar rovnice 40.

$$\Delta p_t = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{w_s^2}{2} \cdot \rho \quad (40)$$

kde

Δp_t – tlaková ztráta třením [Pa],

λ – součinitel tření [-],

L – délka kanálu [m],

d – průměr průtokového průřezu [m],

w_s^2 – střední rychlost proudění [m/s],

ρ – hustota proudící tekutiny [kg/m³].

U laminárního proudění nemá drsnost kanálu vliv na tlakové ztráty třením, proto závisí pouze na Reynoldsově čísle Re viz rovnice 41 nebo 42.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (41)$$

kde

λ – součinitel tření [-],

Re – Reynoldsovo číslo [-].

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = \frac{Re \cdot \sqrt{\lambda}}{64} \quad (42)$$

kde

λ – součinitel tření [-],

Re – Reynoldsovo číslo [-].

U turbulentního proudění musíme rozlišovat, zda se jedná o proudění v hydraulicky hladkém potrubí a drsnost kanálu zde není či zda se jedná o proudění v hydraulicky drsném potrubí, kde drsnost kanálu figuruje. Za hydraulicky hladké potrubí považujeme potrubí, jenž splňuje nerovnici 43 [5].

$$\varepsilon = \frac{k}{d} \leq \frac{30}{Re^{0,875}} \quad (43)$$

kde

ε – relativní drsnost potrubí [-],

k – absolutní drsnost stěn kanálu [m],

d – průměr průtokového průřezu [m],

Re – Reynoldsovo číslo [-].

Vztah pro výpočet součinitele tření u hydraulicky hladkého potrubí nalezneme v rovnici 44, jež závisí pouze na Reynoldsově čísle. Pro hydraulicky drsné potrubí, což znamená, že podmínku z nerovnice 43 nesplňuje, platí vztah pro výpočet součinitele tření z rovnice 45 a záleží naopak pouze na poměrné drsnosti potrubí ε (viz tab. 8) [5].

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log(Re \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (44)$$

kde

λ – součinitel tření [-],

Re – Reynoldsovo číslo [-].

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,14 - 2 \cdot \log(\varepsilon) \quad (45)$$

kde

λ – součinitel tření [-],

ε – relativní drsnost potrubí [-].

Tabulka 8: Orientační hodnoty absolutní drsnosti vzduchovodů [5]

Druh vzduchovodu		Drsnost k [mm]
vzduchovody z ocelového potrubí	válcovaný plech	0,04–0,10
	galvanizované	0,01–0,05
	po delším provozu	1–2
zděné a betonové vzduchovody	zděné s hlazenou omítkou	0,3–0,8
	zděné s drsnou omítkou	1–3
	betonové hladké	0,1–0,2
	betonové drsné	0,2–0,8

3.2 Ztráty místními odpory

Jak už bylo zmíněno výše, tlakové ztráty místními odpory vznikají v částech kanálu, kde se proud deformuje. Jedná se např. o tvarovky typu T, kolena, spojky, redukce, rozdělovače, ventily apod. (viz tab. 9). Pro výpočet tlakových ztrát místními odpory slouží rovnice 46 [5].

$$\Delta p_{\xi} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (46)$$

kde

Δp_{ξ} – tlaková ztráta místními odpory [Pa],

ξ – součinitel místního odporu [-],

w – rychlost proudícího vzduchu [m/s],

ρ – hustota vzduchu [kg/m³].

Tabulka 9: Hodnoty součinitele místního tření pro jednotlivé místní odpory [18]

Místní odpor	Součinitel místního odporu ξ	Poznámka
T – kus	0,5–3	rozdělení
T – kus	1–3	spojení
zúžení plynulé	0,1	
zúžení náhlé	1	
koleno	0,5–2	podle světlosti
rozšíření plynulé	0,3–0,8	
rozšíření náhlé	1	
šoupátko	0,3–0,7	

Součinitel místního odporu ξ závisí zejména na tvaru odporové části a pouze v malém měřítku na Reynoldsově čísle, jenž charakterizuje proudění pro daný příklad. V naprosté většině případů se hodnota součinitele ξ určuje experimentálně a je uváděna výrobcem. Analytické řešení můžeme uplatnit pouze, dochází-li k náhlému rozšíření, zúžení průřezu potrubí nebo dochází-li k dělení, spojování proudů. Pak platí tzv. Bordův vztah (viz rovnice 47) [5].

$$\Delta p_{\xi} = \frac{(v_1 - v_2)^2}{2} \cdot \rho \quad (47)$$

kde

Δp_{ξ} – tlaková ztráta místními odpory [Pa],

v_1 – průřezová rychlost v oblasti 1 [m/s],

v_2 – průřezová rychlost v oblasti 2 [m/s],

ρ – hustota vzduchu [kg/m³].

3.3 Celková tlaková ztráta

Celková tlaková ztráta pro daný úsek vzduchovodního kanálu se vypočítá jako součet tlakových ztrát třením a ztrát místními odpory (viz rovnice 48).

$$\Delta p_z = \Delta p_t + \Delta p_{\xi} = \left(\lambda \cdot \frac{L}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (48)$$

kde

Δp_z – tlaková ztráta celková [Pa],

Δp_t – tlaková ztráta třením [Pa],

Δp_{ξ} – tlaková ztráta místními odpory [Pa],

λ – součinitel tření [-],

L – délka kanálu [m],

d – průměr průtokového průřezu [m],

ξ – součinitel místního odporu [-],

w – rychlost proudícího vzduchu [m/s],

ρ – hustota vzduchu [kg/m³].

Součinitele místních odporů se algebraicky sečtou a změní-li se rychlost nebo průřez, musí se přepočítat.

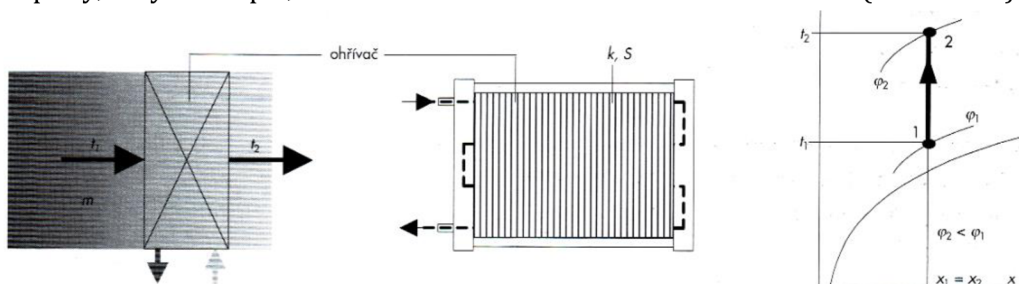
4 ÚPRAVY VZDUCHU

Ve vzduchotechnice je základní teplonosnou látkou vzduch, který se při reálných podmínkách vyskytuje jako vlhký, tvořený směsí suchého vzduchu a vodní páry. Teplotně–vlhkostní stav, v němž se právě vzduch nachází nám popisují stavové veličiny. Základní stavové veličiny se nazývají tlak, teplota, entalpie, vodní obsah a relativní vlhkost vzduchu. Všechny tyto veličiny jsou obsaženy v $h-x$ diagramu, jenž se také často označuje jako Mollierův diagram [1].

Pro vytvoření žádaného mikroklimatu uvnitř místnosti je za potřebí tepelně a vlhkostně přivodní vzduch upravit na daný stav. Tohoto stavu vzduchu lze dosáhnout čtyřmi termodynamickými funkcemi. Řadí se mezi ně ohřev, chlazení, vlhčení a mísení. Požadovaného teplotně–vlhkostního stavu vzduchu docílíme pouze kombinací těchto funkcí. Jelikož děje ve vzduchotechnice, při kterých se mění stavy vzduchu, probíhají za podmínek podobných atmosférickému tlaku, můžeme tyto podmínky zjednodušit na podmínky při izobarickém ději a dále uvažujeme, že vzduch se chová jako ideální plyn [1].

4.1 Ohřev vzduchu

Základní ohřev vzduchu probíhá bez změny vodního obsahu ve vzduchu. Dochází zde k zvýšení teploty, tedy i entalpie, což má za následek snížení relativní vlhkosti (viz obr. 19).



Obrázek 19: Ohřev vzduchu [1]

Tepelný výkon ohřevu se pak spočítá podle rovnice 49.

$$Q = m \cdot c \cdot (t_2 - t_1) = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_2 - t_1) \quad (49)$$

kde

Q – tepelný výkon [W],

m – hmotnost vzduchu [kg],

c – měrná tepelná kapacita vzduchu [J/(kg·K)],

t_2 – výstupní teplota [°C],

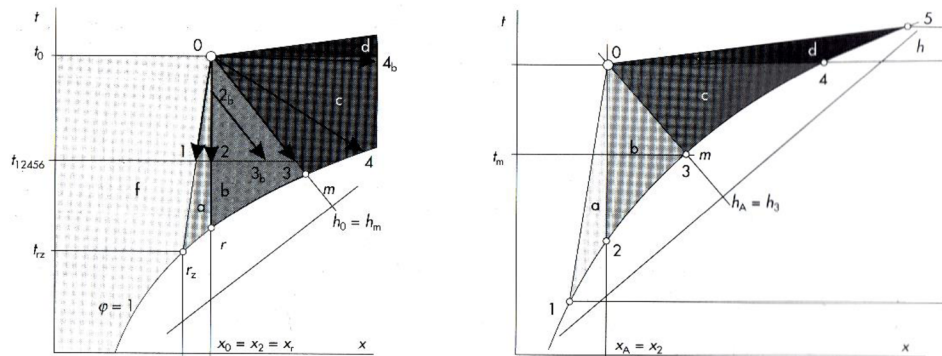
t_1 – vstupní teplota [°C],

\dot{V} – objemový průtok vzduchu [m³/h],

ρ – hustota vzduchu [kg/m³].

4.2 Chlazení vzduchu

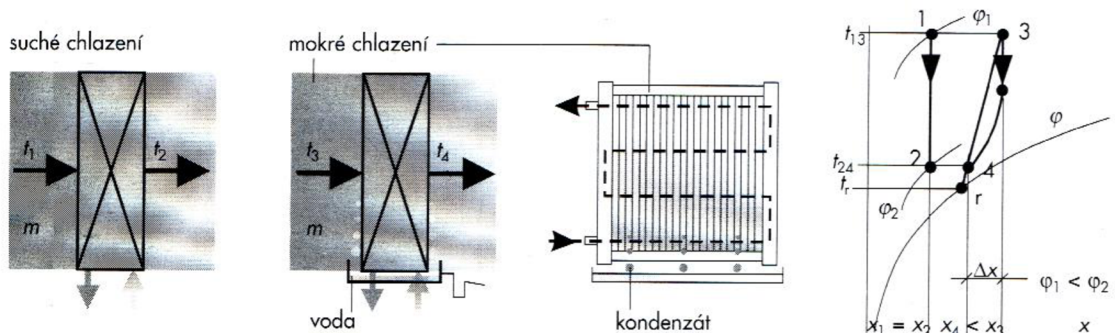
Ve vzduchotechnice se chlazením rozumí snížení teploty vzduchu beze změny vodního obsahu nebo s jeho zmenšením. Na obrázku 20 jsou vyobrazeny možné způsoby ochlazování ze stavu 0.



Obrázek 20: Obecné možnosti chlazení vzduchu [1]

Úprav dosáhneme pomocí chladiče, chladiče a zvlhčovače nebo i pouze samotným zvlhčovačem s adiabatickým nebo polytropickým režimem provozu. Chlazení 0-1 označujeme jako chlazení mokré, 0-2 pak označujeme jako chlazení suché. Lze uvažovat i kombinaci 0-2b-3b, což je chlazení společně s vlhčením. Za speciálních podmínek lze chladit i adiabatickým vlhčením viz 0-3 [1].

Výměníky pro ochlazování nazýváme rekuperačními výměníky nebo i jako chladiče vzduchu [1]. Chlazení, kdy je povrchová teplota výměníku vyšší než teplota rosného bodu upravovaného vzduchu, nazýváme chlazením suchým, jenž probíhá beze změny vodního obsahu. Na obrázku 21 je to děj 1-2. V praxi se s ním setkáme jen výjimečně. Je to způsobeno tím, že je většina zdrojů chladu konstruována na teplotu mezi 6-12 °C. Střední povrchová teplota výměníku je poté 9 °C. O mokré chlazení mluvíme tehdy, když je povrchová teplota výměníku nižší, než je teplota rosného bodu upravovaného vzduchu. To má za následek kondenzaci vodní páry obsažené v přiváděném vzduchu, proto se toto chlazení nazývá chlazení mokré [19]. Tento děj nám je popsán na obrázku 21 jako 3-4.



Obrázek 21: Chlazení vzduchu [1]

Rozlišujeme zde citelné teplo neboli chladící výkon, který je využit na snížení teploty vzduchu (viz rovnice 2) a teplo vázané, dané kondenzací vodních par ve vzduchu. Dohromady nám součet těchto veličin dává celkové teplo, jenž udává výkon chladiče (viz rovnice 50) [19].

$$Q = \dot{V} \cdot \rho \cdot (h_2 - h_1) \quad (50)$$

kde

Q – chladící výkon [W],

\dot{V} – objemový průtok vzduchu [m^3/h],

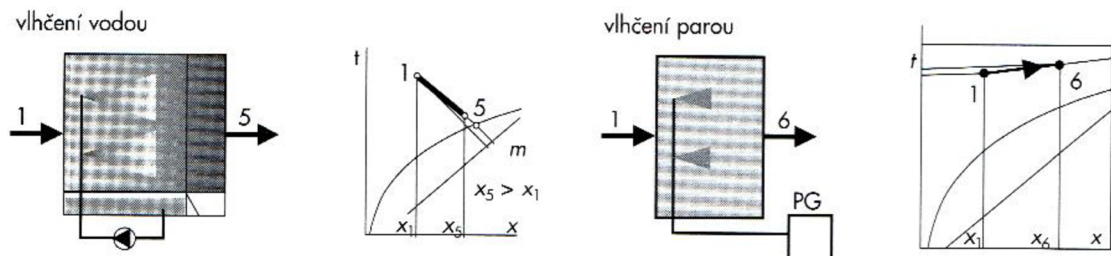
ρ – hustota vzduchu [kg/m^3],

h_2 – měrná entalpie výstupního vzduchu [J/kg],

h_1 – měrná entalpie vstupního vzduchu [J/kg].

4.3 Vlhčení vzduchu

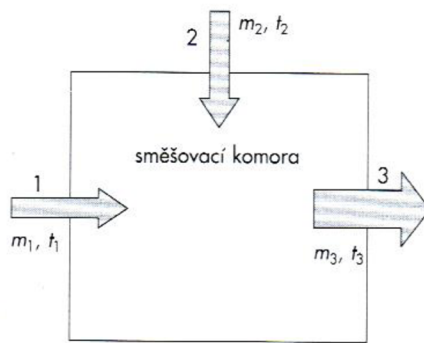
Při této úpravě vzduchu dochází k zvyšování vodního obsahu v upravovaném vzduchu společně se změnou teploty. Oblasti, v nichž dochází k změně vlhkosti vzduchu jsou na obrázku 20 označený písmeny b–d. Vlhčení vodou probíhá při adiabatickém ději, kdy se vytváří mlha, jež vzduch ochlazuje (1–5 viz obr. 22). Vlhčení vodní parou probíhá při polytropickém ději, která naopak vzduch ohřívá (1–6 viz obr. 22) [1].



Obrázek 22: Vlhčení vzduchu vodou a vodní parou [1]

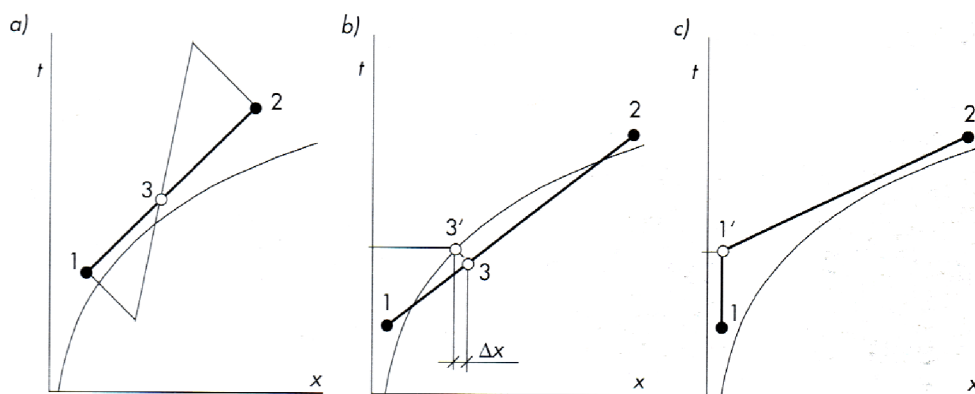
4.4 Mísení vzduchu

Ve vzduchotechnice se setkáme s případy, kdy se mísí dva nebo i více vzduchových proudů s různými hmotnostními průtoky a teplotně–vlhkostními stavy. Dochází k tomu především ve směšovací komorách, jež jsou součástí VZT jednotky (viz obr. 23).



Obrázek 23: Směšovací komora [1]

Na obrázku 24a je znázorněno základní grafické řešení, kdy nedochází ke kondenzaci. Ve variantě b se mísí proudy vzduchu s vyšším vodním obsahem. Stav 3 se nachází pod křivkou $\varphi = 1$, což znamená tvorbu mlhy a následné zkondenzování a ustálení se na stavu 3'. V případě, že by pro nás byla kondenzace nežádoucí, musí se chladnější vzduch přehřát (viz obr. 24c) [1].



Obrázek 24: Mísení vzduchu [1]

5 VZOROVÝ VÝPOČET ENERGETICKÉ BILANCE

Následující zjednodušený výpočet budeme uvažovat pro jednopodlažní budovu průmyslového závodu, která má samostatný vzduchotechnický systém. Počítáme zde s řešením přívodu a odvodu vzduchu pomocí centrální vzduchotechnické strojovny. Rozdíl teplot v různých částech budovy neuvažujeme.

Zadané hodnoty:

délka budovy $L = 40 \text{ m}$,

šířka budovy $B = 20 \text{ m}$,

výška budovy $H = 5 \text{ m}$,

venkovní výpočtová teplota $t_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$,

teplota vzduchu interní $t_i = +20 \text{ }^\circ\text{C}$,

požadovaná intenzita výměny vzduchu $z = 5 \text{ h}^{-1}$,

uvažuje se s tlumeným provozem zařízení od $t_{et} = -5 \text{ }^\circ\text{C}$,

minimální množství čerstvého vzduchu na osobu $\dot{V}_1 = 30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,

počet zaměstnanců na podlaží $n = 100$,

měrná tepelná ztráta objektu $q = 26,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-3}$ (pro $t_e = -15 \text{ }^\circ\text{C}$ a $t_i = +20 \text{ }^\circ\text{C}$).

5.1 Výpočet vzduchového výkonu

Dle kapitoly 1.1.5 víme, že vzduchový výkon lze stanovit dvěma způsoby. Na základě intenzity výměny vzduchu, jež je metoda závislejší pouze na objemu místnosti nebo lze určit vzduchový výkon pomocí nutného množství čerstvého vzduchu, které se odvíjí od počtu lidí uvnitř či od množství vnitřních škodlivin. Vybíráme vždy nejvyšší vzduchový výkon.

5.1.1 Intenzita výměny vzduchu

$$V = L \cdot B \cdot H = 40 \cdot 20 \cdot 5 = 4\,000 \text{ m}^3 \quad (51)$$

kde

V – objem budovy [m^3],

L – délka budovy = 40 m ,

B – šířka budovy = 20 m ,

H – výška budovy = 5 m .

$$\dot{V}_p = V \cdot z = 4\,000 \cdot 5 = 20\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (52)$$

kde

\dot{V}_p – vzduchový výkon [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$],

V – objem budovy = $4\,000 \text{ m}^3$,

z – intenzita výměny vzduchu = 5 h^{-1} .

5.1.2 Přívod čerstvého vzduchu

$$\dot{V}_p = n \cdot \dot{V}_1 = 100 \cdot 30 = 3\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} \quad (53)$$

kde

\dot{V}_p – vzduchový výkon [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$],

n – počet zaměstnanců na podlaží = 100,

\dot{V}_1 – množství čerstvého vzduchu na osobu = $30 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Dále budeme počítat se vzduchovým výkonem spočítaným skrze intenzitu výměny vzduchu, jelikož je tato hodnota vyšší.

5.2 Řešení bez rekuperace tepla

5.2.1 Topný výkon

Topný výkon \dot{Q} je součet tepla pokrývajícího tepelné ztráty \dot{Q}_{vyt} s teplem potřebným pro ohřev větracího vzduchu \dot{Q}_v .

$$\dot{Q}_{vyt} = V \cdot q = 4\,000 \cdot 26,7 = 106\,800 \text{ W} \quad (54)$$

kde

\dot{Q}_{vyt} – množství tepla pro krytí tepelných ztrát [W],

V – objem budovy = $4\,000 \text{ m}^3$,

q – měrná tepelná ztráta objektu = $26,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-3}$.

$$\dot{Q}_v = \dot{V}_p \cdot \rho \cdot c \cdot (t_i - t_e) = \frac{20\,000 \cdot 1,2 \cdot 1\,010 \cdot [20 - (-15)]}{3600} = 235\,667 \text{ W} \quad (55)$$

kde

\dot{Q}_v – množství tepla, potřebné pro ohřev větracího vzduchu [W],

\dot{V}_p – vzduchový výkon = $20\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,

ρ – hustota vzduchu = $1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,

c – měrná tepelná kapacita vzduchu = $1\,010 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$,

t_i – teplota vzduchu interní = $+20 \text{ }^\circ\text{C}$,

t_e – venkovní výpočtová teplota = $-15 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{vyt} + \dot{Q}_v = 106\,800 + 235\,667 = 342\,467 \text{ W} \quad (56)$$

kde

\dot{Q} – topný výkon celkový [W],

\dot{Q}_{vyt} – množství tepla pro krytí tepelných ztrát = $106\,800 \text{ W}$,

\dot{Q}_v – množství tepla, potřebné pro ohřev větracího vzduchu = $235\,667 \text{ W}$.

5.2.2 Topný výkon při tlumeném provozu

Podle dlouhodobých zkušeností je velmi energeticky nevýhodné provozovat vzduchotechnické zařízení na plný výkon se 100 % intenzitou větrání až do $t_e = -15\text{ °C}$, takže se počítá s tzv. tlumeným provozem, kdy se uvažuje externí teplota od $t_{et} = -5\text{ °C}$. Přepočítáme tedy topný výkon pro tento provoz.

$$\dot{Q}_{vyt(-5)} = \frac{\dot{Q}_{vyt}}{(t_i - t_e)} \cdot (t_i - t_{et}) = \frac{106\,800}{[20 - (-15)]} \cdot [20 - (-5)] = 76\,286\text{ W} \quad (57)$$

kde

$\dot{Q}_{vyt(-5)}$ - množství tepla pro krytí tepelných ztrát při tlumeném provozu [W],

\dot{Q}_{vyt} - množství tepla pro krytí tepelných ztrát = 106 800 W,

t_i - teplota vzduchu interní = +20 °C,

t_e - venkovní výpočtová teplota = -15 °C,

t_{et} - venkovní výpočtová teplota pro tlumený provoz = -5 °C.

Tlumený provoz je nouzová varianta a většinou časově omezená. Dodáváme pouze množství vzduchu potřebné pro pobyt osob uvnitř. Jedná se tedy o přívod čerstvého vzduchu.

$$\dot{Q}_{v(-5)} = \dot{V}_p \cdot \rho \cdot c \cdot (t_i - t_{et}) = \frac{3\,000 \cdot 1,2 \cdot 1\,010 \cdot [20 - (-5)]}{3600} = 25\,250\text{ W} \quad (58)$$

kde

$\dot{Q}_{v(-5)}$ - množství tepla, potřebné pro ohřev větracího vzduchu při tlumeném provozu [W],

\dot{V}_p - vzduchový výkon = 3 000 m³ · h⁻¹,

ρ - hustota vzduchu = 1,2 kg · m⁻³,

c - měrná tepelná kapacita vzduchu = 1 010 J · kg⁻¹ · K⁻¹,

t_i - teplota vzduchu interní = +20 °C,

t_{et} - venkovní výpočtová teplota pro tlumený provoz = -5 °C.

$$\dot{Q}_{(-5)} = \dot{Q}_{vyt(-5)} + \dot{Q}_{v(-5)} = 76\,286 + 25\,250 = 101\,536\text{ W} \quad (59)$$

kde

$\dot{Q}_{(-5)}$ - topný výkon celkový při tlumeném provozu [W],

$\dot{Q}_{vyt(-5)}$ - množství tepla pro krytí tepelných ztrát při tlumeném provozu = 76 286 W,

$\dot{Q}_{v(-5)}$ - množství tepla, potřebné pro ohřev větracího vzduchu při tlumeném provozu = 25 250 W.

5.3 Řešení s rekuperací tepla

Předchozí topné výkony jsou řešeny bez zpětného získávání tepla. Znamená to, že odpadní vzduch nám odvádí bez dalšího využití tepla, a tudíž přírodní vzduch musíme znovu ohřívat na požadovanou teplotu. Pro úsporu energií zařadíme do centrální vzduchotechnické strojovny i různé výměníky na zpětné získávání tepla a výpočet pro srovnání znovu provedeme. Výměníky a zvolené účinnosti nalezneme v tabulce 10. Účinnost deskových výměníků jsem převzal z [8], účinnost systémů s kapalinovým okruhem pak z [11].

Tabulka 10: Zvolené výměníky pro výpočet a jejich účinnosti

	účinnost η [-]
systém s kapalinovým okruhem	50 %
deskový křížový výměník	75 %
deskový protiproudý výměník	90 %

5.3.1 Teplota přiváděného vzduchu za výměníkem

Abychom mohli spočítat rovnici energetické bilance pro případ se zpětným získáváním tepla, musíme nejdříve spočítat teplotu přiváděného vzduchu za výměníkem, kterou následně dosadíme do topných výkonů. Vyjdeme z rovnice 1 a budeme provádět výpočet pouze pro systém s kapalinovým okruhem bez tlumeného provozu a s tlumeným provozem. Výsledné hodnoty pro zbylé výměníky, jež se počítají podobně, nalezneme v tabulce 11.

$$t_{e2} = \eta_{SKO} \cdot (t_{i1} - t_e) + t_e = 0,5 \cdot [20 - (-15)] - 15 = +2,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (60)$$

kde

t_{e2} – teplota přiváděného vzduchu za výměníkem [$^\circ\text{C}$],

η_{SKO} – koeficient teplotní účinnosti systému s kapalinovým okruhem = 50%,

t_{i1} – teplota odváděného vzduchu před výměníkem = +20 $^\circ\text{C}$,

t_e – teplota přiváděného vzduchu před výměníkem = -15 $^\circ\text{C}$.

$$t_{e2(-5)} = \eta_{SKO} \cdot (t_{i1} - t_{e(-5)}) + t_{e(-5)} = 0,5 \cdot [20 - (-5)] - 5 = +7,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (61)$$

kde

$t_{e2(-5)}$ – teplota přiváděného vzduchu za výměníkem při tlumeném provozu [$^\circ\text{C}$],

η_{SKO} – koeficient teplotní účinnosti systému s kapalinovým okruhem = 50%,

t_{i1} – teplota odváděného vzduchu před výměníkem = +20 $^\circ\text{C}$,

$t_{e(-5)}$ – teplota přiváděného vzduchu před výměníkem při tlumeném provozu = -5 $^\circ\text{C}$.

Tabulka 11: Výsledné teploty přiváděného vzduchu po rekuperaci

	t_{e2} [°C]	$t_{e2(-5)}$ [°C]
systém s kapalinovým okruhem	2,5	7,5
deskový křížový výměník	11,25	13,75
deskový protiproudý výměník	16,5	17,5

5.3.2 Topný výkon

Pro zadaný příklad spočítáme potřebný výkon pro ohřev čerstvého vzduchu. Opět si ukážeme výpočet pro systém s kapalinovým okruhem bez tlumeného provozu a s tlumeným provozem. V tabulce 12 nalezneme tepelné výkony bez tlumeného provozu a s tlumeným provozem pro jednotlivé případy.

$$\dot{Q}_{v_R} = \dot{V}_p \cdot \rho \cdot c \cdot (t_i - t_{e2}) = \frac{20\,000 \cdot 1,2 \cdot 1\,010 \cdot [20 - 2,5]}{3600} = 117\,833 \text{ W} \quad (62)$$

kde

\dot{Q}_{v_R} - množství tepla, potřebné pro ohřev větracího vzduchu po rekuperaci [W],

\dot{V}_p - vzduchový výkon = $20\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,

ρ - hustota vzduchu = $1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,

c - měrná tepelná kapacita vzduchu = $1\,010 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$,

t_i - teplota vzduchu interní = $+20 \text{ °C}$,

t_{e2} - teplota přiváděného vzduchu za výměníkem = $+2,5 \text{ °C}$.

5.3.3 Topný výkon při tlumeném provozu

$$\dot{Q}_{v(-5)_R} = \dot{V}_p \cdot \rho \cdot c \cdot (t_i - t_{e2(-5)}) = \frac{3\,000 \cdot 1,2 \cdot 1\,010 \cdot [20 - 7,5]}{3600} = 12\,625 \text{ W} \quad (63)$$

kde

$\dot{Q}_{v(-5)_R}$ - množství tepla, potřebné pro ohřev větracího vzduchu při tlumeném provozu po rekuperaci [W],

\dot{V}_p - vzduchový výkon = $3\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$,

ρ - hustota vzduchu = $1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$,

c - měrná tepelná kapacita vzduchu = $1\,010 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$,

t_i - teplota vzduchu interní = $+20 \text{ °C}$,

t_{e2} - teplota přiváděného vzduchu za výměníkem při tlumeném provozu = $+7,5 \text{ °C}$.

Tabulka 12: Topné výkony bez tlumeného provozu a s tlumeným provozem po rekuperaci

	\dot{Q}_{vR} [W]	$\dot{Q}_{v(-5)R}$ [W]
systém s kapalinovým okruhem	117 833	12 625
deskový křížový výměník	58 917	6 313
deskový protiproudý výměník	23 567	2 525

5.4 Rozbor výsledků

V tabulce 13 je uvedeno srovnání topných výkonů s tlumeným provozem a bez tlumeného provozu, nutných k dohřátí čerstvého vzduchu. Je zde uveden případ bez výměníku a s jednotlivými typy výměníků.

Tabulka 13: Celkové srovnání topných výkonů pro ohřev větracího vzduchu bez výměníku a s jednotlivými typy výměníků

	\dot{Q}_v [W]	$\dot{Q}_{v(-5)}$ [W]	absolutní rozdíl [W]		procentuální rozdíl [%]	
			$\Delta\dot{Q}_v$ [W]	$\Delta\dot{Q}_{v(-5)}$ [W]	$\Delta\dot{Q}_v$ [%]	$\Delta\dot{Q}_{v(-5)}$ [%]
bez výměníku	235 667	25 250	-	-	-	-
systém s kapalinovým okruhem	117 833	12 625	117 833	12 625	50 %	50 %
deskový křížový výměník	58 917	6 313	58 917	6 313	75 %	75 %
deskový protiproudý výměník	23 567	2 525	23 567	2 525	90 %	90 %

Jak si můžeme povšimnout, potřebné výkony pro ohřev přírodního čerstvého vzduchu se liší vždy o procentuální účinnost výměníku. Je to dané rovnicí 60 pro běžný provoz a rovnicí 61 pro tlumený provoz, kde se teplota přiváděného vzduchu za výměníkem spočítá skrze účinnost. To zapříčiní snížení potřebného topného výkonu (viz rovnice 62) nebo potřebného topného výkonu při tlumeném provozu (rovnice 63).

Tlumený provoz dle kapitoly 5.2.2 znamená snížení intenzity výměny vzduchu a tím pádem i zhoršení distribuce vzduchu v prostoru, což má za následek zhoršení pracovních podmínek. Oproti rekuperaci tlumený provoz ušetří i méně energie. Bez výměníku je potřebné množství tepla k ohřátí vzduchu 235 667 W, s tlumeným provozem 25 250 W, avšak s deskovým protiproudým výměníkem při běžném provozu, kde je jiný několikanásobně větší vzduchový výkon, je tato hodnota 23 567 W.

Nicméně zde hraje roli cena zařízení na zpětné získávání tepla a zanedbávání otázky vzduchotechniky jako takové, takže se s ním v praxi setkáme poměrně často. Dá se ale odhadovat, že do budoucna cena energií bude neustále růst, a proto lze i předpokládat, že zařízení na zpětné získávání tepla bude neodmyslitelnou částí vzduchotechnických jednotek, což zapříčiní, že se lidé budou o hygienu mikroprostředí a vzduchotechniku obecně více zajímat.

ZÁVĚR

Tématem bakalářské práce byly metody a zařízení na zpětné získávání tepla ve vzduchotechnice.

V rámci první části bakalářské práce byl vytvořen přehled vzduchotechnických zařízení pro zpětné získávání tepla s vysvětlením základních parametrů. Dále byl proveden rozbor jejich výhod a nevýhod a uvedeny příklady jejich aplikací s oblastmi použitelnosti. V následujících částech se práce soustředila na popis jednotlivých metod a fyzikálních principů spojených se zpětným získáváním tepla. V další části byl vypočten příklad energetické bilance, který potvrdil fakt, že zpětné získávání tepla má v oblasti vzduchotechniky velký potenciál.

Vzhledem k rostoucí energetické spotřebě lidstva bude energie vzácný zdroj. Výpočtem jsme dokázali, že lze ušetřit až 90 % při výběru vhodného zařízení a při vhodných podmínkách. Tato hodnota potvrzuje pravdivost o úspoře financí, což je důležitá informace. Stinnou stránkou naopak mohou být již zmíněné pořizovací náklady a neinformovanost veřejnosti ohledně oboru vzduchotechniky. Přesto si dle mého myslím, že se zpětné získávání tepla stane v dohledné době více probíraným tématem.

POUŽITÉ ZDROJE

- [1] GEBAUER, Günter, Olga RUBINOVÁ a Helena HORKÁ. *Vzduchotechnika*. Brno: ERA, 2005, xviii, 262 s. Technická knihovna. ISBN 80-7366-027-X.
- [2] BYSTRICKÝ, Václav a Antonín POKORNÝ. *Technická zařízení budov - B*. Praha: ČVUT, 1994.
- [3] Vzduchotechnická zařízení. *TZB-info: stavitelství, úspory energií a technické zařízení budov* [online]. [cit. 2021-03-01]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vzduchotechnicka-zarizeni>
- [4] Vzduchotechnická zařízení. *JM Klima / klimatizace / vzduchotechnika* [online]. [cit. 2021-03-13]. Dostupné z: <https://www.jmklima.cz/vzduchotechnika/vzduchotechnicka-zarizeni/>
- [5] SZÉKYOVÁ, Marta, Karol FERSTL, Richard NOVÝ a Zdeňka TICHÁ. *Větrání a klimatizace*. Bratislava: Jaga, 2006. ASB. ISBN 80-8076-037-3.
- [6] PETŘÍKOVÁ, Markéta a Pavel KRYŠTŮFEK. *Tabulky a diagramy pro termodynamiku*. Vydání šesté. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2016. ISBN isbn978-80-7494-272-3.
- [7] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. *Větrání a klimatizace*. Brno: Bolit – B press Brno, 1993. 490 s. Technický průvodce, sv. 31. ISBN 80-901574-0-8
- [8] LAIN, Miloš. Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci (I). *TZB-info: stavitelství, úspory energií a technické zařízení budov* [online]. ČVUT – Fakulta Strojní, 6.11.2006 [cit. 2021-03-16]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/3648-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-i>
- [9] ZIKÁN, Zdeněk. Zpětné získávání tepla a větrání objektů. *TZB-info: stavitelství, úspory energií a technické zařízení budov* [online]. 22.3.2010 [cit. 2021-03-29]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/6325-zpetne-ziskavani-tepla-a-vetrani-objektu>
- [10] Deskové rozebíratelné výměníky s těsněním. *Výroba výměníků / TENEZ a.s.* [online]. [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://www.tenez.cz/produkty/rozebiratelne-vymeniky>

- [11] LAIN, Miloš. Zpětné získávání tepla ve větrání a klimatizaci (II). *TZB-info: stavitelství, úspory energií a technické zařízení budov* [online]. ČVUT – Fakulta Strojní, 20.11.2006 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/3688-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-ii>
- [12] Větrací jednotky s rotačním výměníkem DUPLEX 1500–5000 Roto a Roto-N rozšiřují nabídku firmy ATREA. *TZB-info: stavitelství, úspory energií a technické zařízení budov* [online]. ATREA s.r.o., 17.8.2016 [cit. 2021-04-07]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/14569-vetraci-jednotky-s-rotacnim-vymenikem-duplex-1500-5000-roto-a-roto-n-rozsiruji-nabidku-firmy-atrea>
- [13] BLAŽÍČEK, Jan. Varianty konvekčního elektrického vytápění. *TZB-info: stavitelství, úspory energií a technické zařízení budov* [online]. 26.5.2014 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-elekrinou/11256-varianty-konvekcniho-elektrickeho-vytapeni>
- [14] PLŠEK, Václav. Teorie přenosu tepla. *ESL as: Kotelny, výměňkové stanice, regulace* [online]. 18.02.2020 [cit. 2021-04-20]. Dostupné z: <https://www.esl.cz/blog/teorie-prenosu-tepla>
- [15] Kinematická a dynamická viskozita látek. *E-konstrukter.cz* [online]. 9. 9. 2013 [cit. 2021-4-27]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/kinematicka-a-dynamicka-viskozita-latek>
- [16] Representation of the laminar and turbulent flow in the pipe. *US Didactic Engineered for Education - Teaching Lab Equipment* [online]. [cit. 2021-4-28]. Dostupné z: http://www.usdidactic.com/teaching-lab-equipment/i4320_Zeichnung_Einzelheit_1.htm
- [17] KOSKY, P. G. et al. *Exploring engineering: an introduction to engineering and design*. Fourth. San Francisco;New York;San Diego;Singapore;Amsterdam;Tokyo;London;Heidelberg;Oxford;Paris;Sydney;Boston;: Academic Press, Elsevier, 2016. ISBN 0128012420;9780128012420;.
- [18] *Dimenzování potrubních rozvodů* [přednáška]. [cit. 2021-6-6]. Dostupné z: https://www.fce.vutbr.cz/TZB/pocinkova.m/vytapeni_soubory/BT01_P6.pdf. Vysoké učení technické v Brně.

- [19] SCHWARZER, Jan. Teorie vlhkého vzduchu (III): Základní úpravy vlhkého vzduchu. *TZB-info: stavitelství, úspory energií a technické zařízení budov* [online]. 26.6.2006 [cit. 2021-6-11]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/teorie-a-vy-pocty-vetrani-klimatizace/3382-teorie-vlhkeho-vzduchu-iii>
- [20] DRKAL, F., LAIN, M., SCHWARZER, J., ZMRHAL, V. Vzduchotechnika. Přednáškové texty pro předmět pro studijní program Inteligentní budovy. 2009. Dostupné z: <http://www.ib.cvut.cz/>