



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# NÁVRH VÝMĚNÍKU PRO REGENERACI TEPLA Z ODPADNÍHO VZDUCHU

HEAT EXCHANGER DESIGN FOR WASTE AIR HEAT RECOVERY

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Helena Valentová

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2022



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Studentka:	<b>Bc. Helena Valentová</b>
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Návrh výměníku pro regeneraci tepla z odpadního vzduchu

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřená na výběr výměníku pro využívání odpadního tepla z odpadního vzduchu při větrání víceúčelové haly. Práce se bude zabývat návrhy dvou typů výměníků (regenerační a rekuperační) a výběrem vhodnějšího řešení. Bude třeba provést rešerši současných konstrukčních řešení. Práce bude obsahovat tepelný výpočet, konstrukční návrh a výkresovou dokumentaci.

#### Cíle diplomové práce:

- rešerše problematiky využívání tepla ze vzduchu při větrání,
- návrh regeneračního výměníku,
- návrh rekuperačního výměníku,
- posouzení variant,
- výkresová dokumentace.

#### Seznam doporučené literatury:

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5769-7.

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 0-8247-9787-6.

HEWITT, Geoffrey Frederick: Heat Exchanger Design Handbook 2008, Begell House, New York, 2008. ISBN: 978-1-56700-259-1

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Diplomová práce se zabývá zpětným získáváním tepla z odpadního vzduchu v multifunkční hale. Jejím obsahem je rešeršní část, která uvádí požadované parametry vnitřního prostředí, složení vzduchotechnické jednotky a popis jednotlivých výměníků vhodných pro tento účel. Následuje návrhový výpočet rotačního a deskového výměníku. Součástí výpočtu je geometrie, přenos tepla a tlaková ztráta. Výměníky jsou poté porovnány a je vybrán vhodnější typ pro tuto aplikaci. K práci náleží i výkresová dokumentace obou výměníků.

### **Klíčová slova**

Rotační výměník, regenerační výměník, deskový výměník, deskový žebrovaný výměník, rekuperační výměník, návrh výměníku, vzduchotechnika, zpětné získávání tepla

## **ABSTRACT**

The master's thesis deals with heat recovery from waste air in a multifunctional hall. The thesis contains a theoretical part that shows required parameters of an indoor environment, a composition of an air handling unit and a description of its individual parts suitable for this purpose. Subsequently a design calculation of a rotary heat exchanger and a plate heat exchanger is made. The calculation contains geometry, heat transfer and pressure drop. Then the heat exchangers are compared and a more suitable option for this application is chosen. Further the thesis includes drawing documentation of both types of heat exchangers.

### **Key words**

Rotary heat exchanger, regenerative heat exchanger, plate heat exchanger, plate-fin heat exchanger, recuperative heat exchanger, heat exchanger design, air-handling system, heat recovery

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

VALENTOVÁ, Helena. *Návrh výměníku pro regeneraci tepla z odpadního vzduchu*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139579>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Návrh výměníku pro regeneraci tepla z odpadního vzduchu** vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....  
Datum

\_\_\_\_\_  
Jméno a příjmení

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto doc. Ing. Marku Balášovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.



## OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Vnitřní prostředí .....	12
1.1 Legislativa.....	12
1.2 Základní koncepce haly .....	13
2 Vzduchotechnické systémy .....	14
2.1 Centrální vzduchotechnický systém .....	14
2.2 Decentrální vzduchotechnický systém.....	14
2.3 Vzduchotechnická jednotka .....	15
2.3.1 Klapky .....	16
2.3.2 Filtry .....	16
2.3.3 Zařízení pro zpětné získávání tepla .....	17
2.3.4 Směšovací komora .....	17
2.3.5 Ohřívač .....	17
2.3.6 Chladič .....	18
2.3.7 Ventilátor.....	18
2.3.8 Zvlhčovač .....	19
3 Posuzování zpětného získávání tepla .....	20
3.1 Účinnost regeneračních výměníků.....	20
3.2 Účinnost rekuperačních výměníků .....	21
3.3 Tepelná a vlhkostní bilance zpětného získávání tepla .....	21
4 Typy výměníků pro zpětné získávání tepla .....	22
4.1 Regenerační výměníky .....	22
4.1.1 Rotační výměník .....	22
4.1.2 Přepínací výměník.....	22
4.2 Rekuperační výměníky .....	23
4.2.1 Kapalinový okruh .....	23
4.2.2 Tepelná trubice .....	24
4.2.3 Tepelné (ventilační) čerpadlo .....	24
4.2.4 Deskový rekuperátor .....	25
4.2.5 Trubkový výměník .....	25
5 Výměníky pro vzduchotechnická zařízení .....	27
5.1 Rotační výměníky .....	27
5.1.1 Rotor.....	27
5.1.2 Skříň výměníku .....	27
5.1.3 Úniky a těsnění.....	28
5.1.4 Vyplachovací komora .....	28
5.1.5 Pohon.....	28
5.1.6 Protimrazová ochrana.....	29
5.1.7 Čištění.....	29
5.1.8 Změna stavu vzduchu.....	29
5.2 Deskový výměník (žebrový).....	30

5.2.1	Geometrie .....	30
5.2.2	Materiál .....	31
5.2.3	Provozní parametry .....	31
5.2.4	Změna stavu vzduchu .....	32
6	Výpočet .....	33
6.1	Popis objektu .....	33
6.2	Regenerační výměník .....	34
6.2.1	Geometrie výměníku .....	34
6.2.2	Zimní provoz .....	36
6.2.3	Letní provoz .....	41
6.2.4	Shrnutí hodnot .....	45
6.3	Rekuperační výměník .....	47
6.3.1	Geometrie výměníku .....	47
6.3.2	Zimní provoz .....	49
6.3.3	Letní provoz .....	54
6.3.4	Shrnutí a srovnání geometrií .....	59
6.3.5	Srovnání zjednodušeného výpočtu .....	63
	DISKUSE .....	64
	ZÁVĚR .....	66
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	67
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....	70
	SEZNAM OBRÁZKŮ .....	74
	SEZNAM TABULEK .....	75
	SEZNAM PŘÍLOH .....	76

## ÚVOD

Je důležité zajistit komfortní vnitřní prostředí budov pro osoby pohybující se v těchto prostorách. U menších staveb jako jsou rodinné domy, se tento problém řeší větráním. Tento způsob bohužel nelze plně aplikovat na větší objekty jako jsou haly, divadla, administrativní budovy atd. Do těchto budov se běžným větráním nedostane požadované množství čerstvého vzduchu a příliš intenzivní větrání také způsobuje obtěžování průvanem, což vede ke snížení pohody v daném prostředí. Proto se vzduchotechnické systémy staly nezbytnou složkou rozsáhlejších staveb. Pomocí vzduchotechniky se přivádí čerstvý vzduch, jehož úlohou je snížení množství znečišťujících látek, zajistit optimální vlhkost, ale také plní funkci chlazení a vytápění.

Momentální snahou společnosti je spotřebovávat co nejmenší množství energie a zároveň dosáhnout potřebných výkonů. Proto jsou součástí vzduchotechnických jednotek výměníky tepla. Umožňují přenos tepla, případně chladu z vnitřního odpadního vzduchu na přivodní čerstvý vzduch, čímž se snižují následné nároky na jeho další ohřev či chlazení.

Nejčastěji se zpětné získávání tepla v budovách realizuje přes deskové a rotační výměníky tepla, které jsou součástí vzduchotechnické jednotky. Oba typy se běžně v jednotkách užívají a nelze jednoznačně určit, který je lepší volbou. Proto je tato práce zaměřena primárně na ně, obsahuje jejich detailní popis a možnosti provedení. Mimo ně jsou však uvedeny i další méně běžné alternativy.

Stěžejním bodem práce je návrh rotačního a deskového výměníku pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu multifunkční haly. Návrh se skládá z výpočtu základních geometrických vztahů, přenosu tepla pomocí metody  $\epsilon$ -NTU a tlakové ztráty. Výpočet byl proveden pro dva režimy – letní a zimní. V letním režimu je hlavní snahou udržet chladný vzduch uvnitř haly a naopak v zimním režimu je cílem uchovat teplo. Během zimního provozu se pracuje s větším tepelným spádem mezi vnitřním a vnějším prostředím.

Po provedení výpočtu následuje porovnání podstatných vlastností obou výměníků a vyhodnotí se, který je vhodnější variantou pro tuto konkrétní aplikaci.

## 1 Vnitřní prostředí

Lidé většinu svého času tráví ve vnitřních prostorech, a proto je snaha zajistit co největší možný komfort v tomto prostředí. Důležitými parametry jsou čistota, teplota a vlhkost vzduchu. Aby tyto požadavky byly splněny, využívá se větracích a klimatizačních zařízení.

Větrací zařízení slouží pouze k výměně vnitřního odpadního vzduchu za vzduch čerstvý. Klimatizační zařízení kromě výměny vzduchu provádí i úpravu vlhkosti a teploty.

Požadavky na úpravu vzduchu jsou stanoveny normami z mnoha různých důvodů. Jedná se o důvody **hygienické**, které upravují maximální hladinu znečišťujících látek v objektu. **Technologické**, sloužící k zajištění správného výrobního nebo pracovního postupu či následného uskladnění produktů. **Biologické** pro chov zemědělských zvířat a nakládání se zemědělskými produkty. **Mikrobiologické** upravují přípustné meze kvality vzduchu ve zdravotnictví a farmacii. **Bezpečnostní** slouží k bezpečné práci a nakládání s hořlavými a výbušnými látkami. **Požární** požadavky kladou nároky na ochranu před šířením požáru skrze vzduchotechnická zařízení a pro odvod kouře a tepla v případě požáru.

Práce se zaměřuje na regeneraci tepla ve víceúčelové hale. V této situaci jsou prioritní požadavky hygienické a požární.[1]

### 1.1 Legislativa

Podmínky vnitřního prostředí upravuje několik norem a vyhlášek, z nichž stěžejní pro výpočet výměníku pro zpětné získávání tepla (ZZT) z odpadního vzduchu jsou:

- ČSN 73 0540-3 Tepelná ochrana budov – Část 3: Návrhové hodnoty veličin  
Norma určuje návrhové hodnoty vnitřní teploty a relativní vlhkosti vzduchu pro tělocvičny a sportovní haly.[2]

Typ budovy/prostoru	Návrhová vnitřní teplota v zimním období $t_i$ [°C]	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu $\phi_i$ [%]
Tělocvičny a haly	15	70

- Vyhláška č. 343/2009 Sb., o hygienických požadavcích na prostory a provoz zařízení a provozoven pro výchovu a vzdělávání dětí a mladistvých  
Vyhláška udává množství přiváděného čerstvého vzduchu, teploty, rychlost proudění a relativní vlhkost v daném typu prostoru.[3]

Typ budovy/prostoru	Množství vzduchu na 1 žáka	Min. teplota	Optimální teplota	Max. teplota	Rychlost proudění	Relativní vlhkost
	$V_{e,os}$ [m <sup>3</sup> /h]	$t_{min}$ [°C]	$t_{opt}$ [°C]	$t_{max}$ [°C]	$v_a$ [m/s]	$\phi$ [%]
Tělocvičny	20-90	18	20±2	28	0,1-0,2	30-65

- Vyhláška č. 6/2003 Sb., o hygienických limitech chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí obytných místností některých staveb  
Vyhláška udává teplotu, rychlost proudění, relativní vlhkost pro teplé a chladné období roku.[4]

Typ budovy/ prostoru	Výsledná teplota $t_g$ [°C]		Rychlost proudění $v_a$ [m/s]		Relativní vlhkost $\phi$ [%]	
	Teplé	Chladné	Teplé	Chladné	Teplé	Chladné
Haly	24,5±1,5	22±2	0,16-0,25	0,13-0,2	max. 65	min. 30

- Vyhláška č. 268/2009 Sb., o technických požadavcích na stavby  
Obsahuje informace o množství vyměňovaného venkovního vzduchu, minimální intenzitu větrání a koncentrace oxidu uhličitého pro pobytové místnosti.[5]

Typ budovy/prostoru	Min. množství vyměň. vzduchu $V_{e,os}$ [m <sup>3</sup> /h]	Min. intenzita větrání $I_{min}$ [1/h]	Max. koncentrace CO <sub>2</sub> [ppm]
Místnost	25	0,5	1500

- ČSN 73 0540-2 Tepelná ochrana budov – část 2: Požadavky  
V této normě jsou uvedeny požadavky na minimální přívod čerstvého vzduchu 15 m<sup>3</sup>/h na osobu v klidové aktivitě s produkcí metabolického tepla do 80 W/m<sup>2</sup>, pokud je výdej v klidu větší než 80 W/m<sup>2</sup>, je nutné zajistit alespoň 25 m<sup>3</sup>/h.[6]

## 1.2 Základní koncepce haly

Pro základní koncepci je třeba znát požadované parametry vnitřního prostředí, z nichž nejvýznamnější jsou teplota, relativní vlhkost a čistota vzduchu. Důležitými faktory jsou vnitřní zdroje tepla, vlhkosti a škodlivin. Ty představují předpokládaný počet osob v místnosti, příkon strojů a dalších zařízeních včetně osvětlení. Dále je nutno vzít v potaz vlastnosti budovy (dispozice) a stav venkovního prostředí – teplota, relativní vlhkost, rychlost a směr větru a další faktory.[1]

Sportovní haly a tělocvičny často slouží jako víceúčelové haly. Provozují se v nich jak letní, tak zimní sporty, koncerty, divadelní a filmová představení, shromáždění atd. V těchto prostorách se očekává nárazové shromáždění velkého počtu osob, které představuje hlavní tepelnou zátěž. Záleží tedy na počtu osob, ten je většinou určen kapacitou objektu, a na jejich fyzické aktivitě. Předpokládá se zde rozdílná aktivita osob např. sportovci a diváci. Je tedy vhodné rozdělit klimatizaci pro hlediště a pro sportovní plochu. Pokud se v zimě vyskytuje v takovém prostoru nízký počet osob, je nutné vzduch i vlhčit. Pro haly je důležitým aspektem regulace, jelikož množství osob se bude měnit. Vzduch může být přiváděn pod sedadly, většinou je tímto způsobem dostačujících 50 m<sup>3</sup>/h (z toho 25 m<sup>3</sup>/h čerstvého) vzduchu. Pokud je prostor klimatizován, může postačit 20-40 m<sup>3</sup>/h (z toho 50 % čerstvého) vzduchu. Lze přivádět i nižší hodnoty, a to za předpokladu pouze občasného zaplnění maximálním počtem osob. U diváků by maximální rychlost neměla přesáhnout 0,2 m/s. Z mřížek přívodního vzduchu nacházejících se pod sedadly nesmí být rychlost vzduchu vyšší než 0,5 m/s. Alespoň část odsávání je nutno umístit na strop, kde se přirozeně teplý lehčí vzduch shromáždí.[7]

## 2 Vzduchotechnické systémy

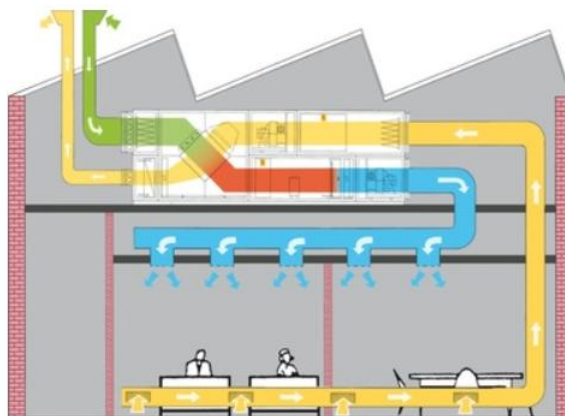
Regenerační a rekuperační výměníky pro zpětné získávání tepla jsou součástí větších vzduchotechnických (VZT) jednotek. VZT jednotky společně s dalšími prvky tvoří vzduchotechnické systémy, které se dělí na centrální a decentralizované.

### 2.1 Centrální vzduchotechnický systém

Centrální vzduchotechnický systém se skládá z jedné centrální jednotky, která obstarává regeneraci vzduchu. Přívod čerstvého venkovního vzduchu a odvod odpadního vnitřního vzduchu je zajištěn pomocí rozvodů po celé hale.

Výhody tohoto typu systému jsou zajištění vysoké účinnosti, krátké připojení otopné soustavy (napojení ohřívače, chladiče a zvlhčovače – tyto komponenty jsou detailněji popsány v kapitole 2.3) – přívod je nutno zajistit pouze do centrální jednotky.

Mezi nevýhody patří malá flexibilita provozu a dlouhé vzduchovody, v nichž dochází k poklesu tlaku, zvýšení ztrát a je nutné zajistit jejich čištění.[8]



Obrázek 1 – Centrální vzduchotechnická jednotka [8]

### 2.2 Decentrální vzduchotechnický systém

Nástřešní decentrální vzduchotechnický systém se skládá z více menších jednotek obstarávajících regeneraci vzduchu. Jejich počet se odvíjí podle uspořádání konkrétní haly. Tyto jednotky mohou navíc obsahovat i plynový kondenzační kotel.

Mezi přednosti tohoto systému patří absence vzduchovodů, flexibilita (je možné přidávat další zařízení i později podle potřeby), dobrá regulace a kompaktnost.

Mínusem je dlouhé a komplikované napojení otopné soustavy. Je nutné zajistit rozvody ke každé jednotce.[8]



Obrázek 2 – Decentrální vzduchotechnický nástřešní systém [8]

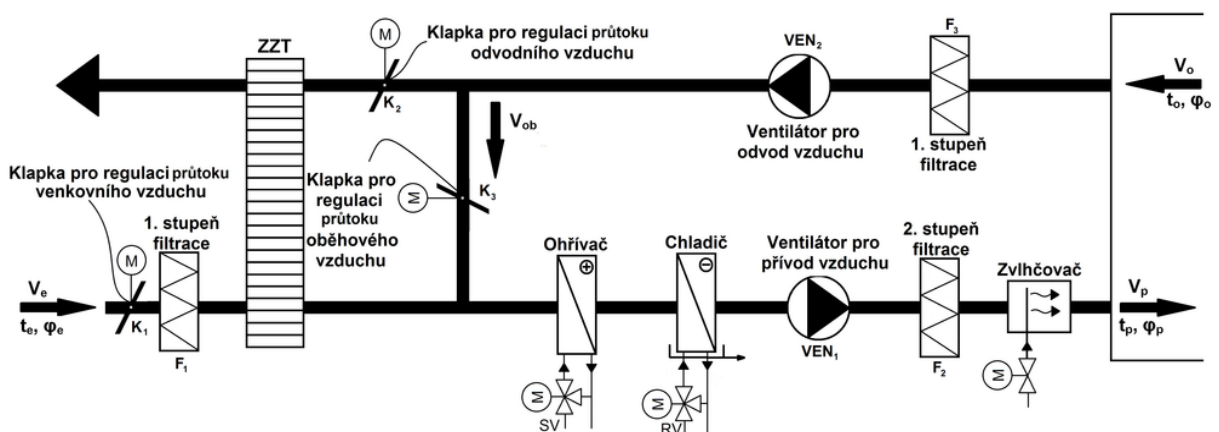
Z pohledu nákladů jsou oba typy jednotek poměrně vyrovnané. Rozdíly jsou patrné především ve složení investičních nákladů. Při volbě centrálního systému tvoří dodatečné náklady na instalaci vyšší podíl, jelikož zahrnují i montáž vzduchovodů.[8]

### 2.3 Vzduchotechnická jednotka

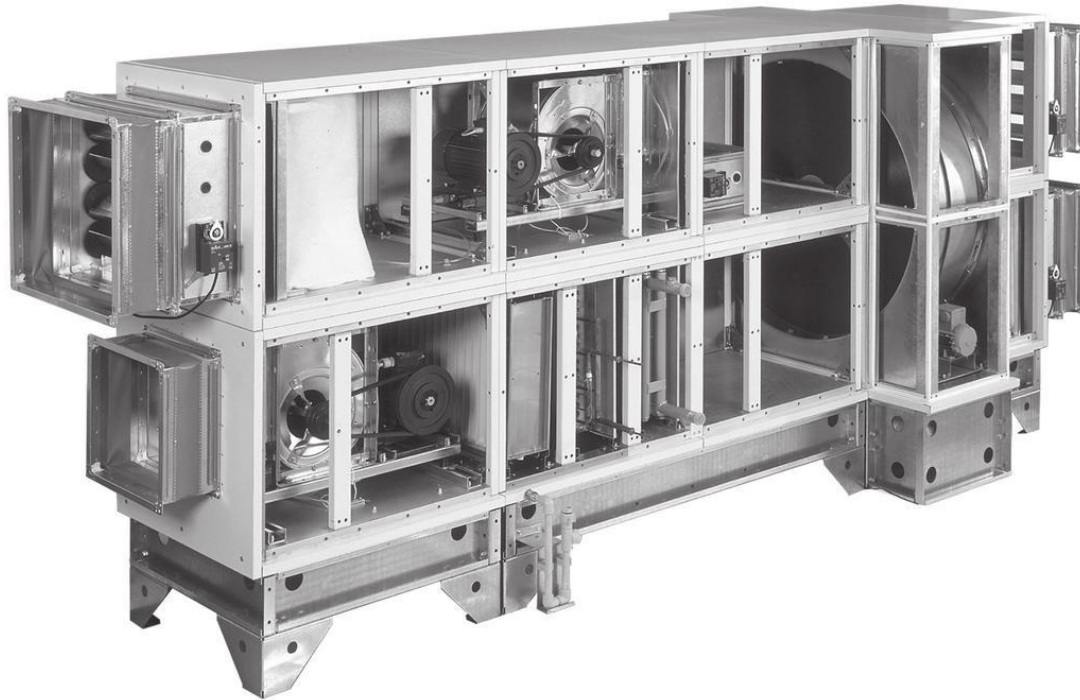
VZT jednotka zajišťuje úpravu vzduchu pomocí ohřevu, ochlazení, směšování, vlhčení a odvlhčování. Na obrázku 3 je vyobrazen model jednokanálové, jednozónové klimatizační jednotky. Jednokanálová jednotka je taková, kde se provádí úprava vzduchu v jednom potrubí. Nedochází k záměrnému mísení vzduchu. Jednozónová znamená, že upravuje vzduch se stejnou tepelnou zátěží a charakterem provozu.[9]

Klimatizační jednotky pro tělocvičny a haly mohou být sestavované (složené z jednotlivých funkčních komor) nebo blokové kompaktní (konstruovány jako jeden celek). Průtoky VZT jednotek se běžně pohybují v rozmezí od 500 do 60 000 m<sup>3</sup>/h. Je možné najít i jednotky, jejichž průtok dosahuje až 150 000 m<sup>3</sup>/h. Pokud se jednotka umísťuje pod strop, jedná se o plochou jednotku a její průtok dosahuje maximálně 4000 m<sup>3</sup>/h. VZT jednotky, nacházející se ve strojvnách nebo na střechách budov, mohou být umístěny horizontálně (převážně) i vertikálně.[11]

Mezi hlavní komponenty jednotky patří ohřivač, chladič, výměník pro ZZT, zvlhčovač, ventilátory, filtry a klapky pro regulaci průtoku. Tato zařízení jsou umístěna do komor.[9]



Obrázek 3 – Vzduchotechnická jednotka – schéma [9]



Obrázek 4 – Vzduchotechnická jednotka REMAK [10]

### 2.3.1 Klapky

Každá VZT jednotka obsahuje klapky pro přívod vzduchu, které se zavřou v případě vypnutí ventilátoru. Další klapky slouží pro regulaci průtoku vzduchu. Klapky jsou složeny z jednoho nebo více listů, které se buď dají ovládat samostatně, anebo centrálně.[9]



Obrázek 5 – Klapky pro regulaci průtoku [12]

### 2.3.2 Filtry

Úkolem filtrů je odstraňovat ze vzduchu znečišťující látky. Ty je potřeba eliminovat jak z vnějšího, tak z vnitřního prostředí jednotky, aby byly dodrženy hygienické limity. Filtry se klasifikují na hrubé (G1-G4), jemné (F5-F9) a s vysokou účinností HEPA a ULPA (H10-H14 a U15-U17). Filtry s vysokou účinností jsou schopné odfiltrovat částice až o velikostech 0,2  $\mu\text{m}$ . Pro běžné větrání, které je potřeba pro halu, stačí filtry typu G1-F9. Ty odlučují částice o velikosti 0,4  $\mu\text{m}$ .



Filtry se podle provedení dělí na pásové a vložkové – viz obr. 6. Na filtrech dochází k zanášení, a tím se zvyšuje tlaková ztráta, proto se na ně instalují senzory tlakové diference. Pokud jsou filtry příliš zanesené, senzor na to upozorní a je třeba zajistit jejich výměnu.[9,11]



Obrázek 6 – Filtr třídy G3 vložkový (vlevo) a F7 kapsový (vpravo) [13]

### 2.3.3 Zařízení pro zpětné získávání tepla

Typy výměníků pro ZZT jsou podrobně popsány v kapitolách 4 a 5.

#### 2.3.4 Směšovací komora

Směšovací komora je v jednotce za účelem mísení venkovního čerstvého a vnitřního odpadního vzduchu. Oba tyto vzduchy mají různou teplotu a vlhkost. Poměr těchto dvou proudů vzduchu zajišťují klapky. Je možné klapky uzavřít a zajistit tak 100% přívod čerstvého vzduchu, což je vhodné pro intenzivní provětrávání nebo stálé větrání v létě. Pokud v dané místnosti není nutno větrat, lze klapky naplno otevřít a nechat cirkulovat pouze vnitřní vzduch pro vytápění.[9]



Obrázek 7 – Směšovací komora [14]

#### 2.3.5 Ohříváč

Úlohou ohříváče je ohřát přiváděný vzduch. Existuje několik typů ohříváčů např. vodní, parní, či elektrické. Nejčastějším typem jsou vodní. Vodní ohříváč je rekuperační výměník voda-vzduch. Vzduch v jednotce ohříváme pomocí vody proudící ve výměníku o určitém teplotním spádu. Výkon ohříváče je dán velikostí teplosměnné plochy a rozdílem teplot mezi vodou a vzduchem. Regulaci ohříváče lze provádět buď změnou průtoku vody, nebo změnou její teploty.[9]



Obrázek 8 – Teplovodní ohřivač kruhový [15]

### 2.3.6 Chladič

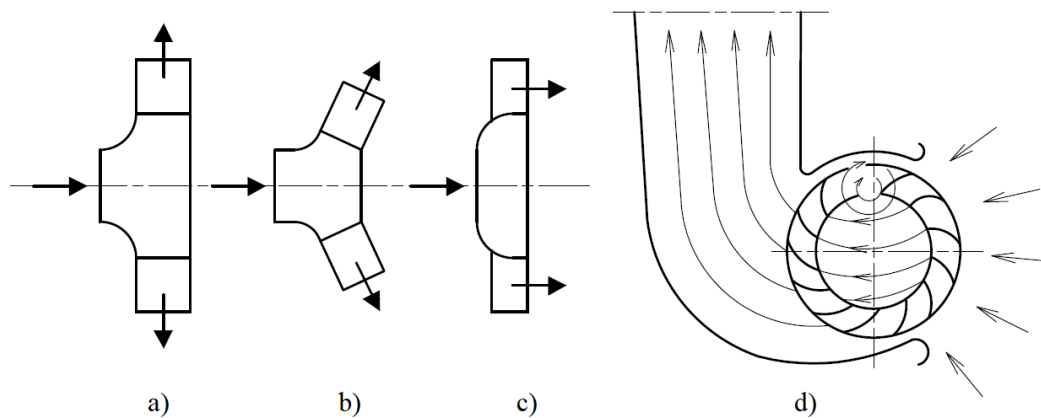
Chladič plní opačnou funkci ohřivače, a to je ochlazování přiváděného vzduchu. Princip vodních chladičů je obdobný jako v ohřivači s tím rozdílem, že je nižší teplotní rozdíl mezi vzduchem uvnitř jednotky a teplotou látkou (vodou). Díky nižšímu teplotnímu spádu je nutno zvolit větší teplosměnnou plochu než u ohřivače. Dalším typem chladiče je přímý výparník, který funguje na principu vstřikování chladiva přímo do proudu vzduchu v jednotce, chladivo se vypařuje a odebírá teplo. Chlazení je tedy dvojího typu – suché nebo mokré, kde nastává kondenzace.[9]



Obrázek 9 – Chladič kruhový [16]

### 2.3.7 Ventilátor

Ventilátor zajišťuje nejen přívod vzduchu do VZT jednotky, ale také jeho průchod skrze jednotku pomocí zajištění dostatečného rozdílu tlaků, aby byl vzduch schopen překonat tlakové ztráty v jednotce a rozvodním potrubí. Typy ventilátorů se dělí podle směru průtoku vzduchu na radiální, axiální, diametrální a diagonální – viz obr. 10. Nejrozšířenějším typem pro větší úpravy vzduchu jsou radiální ventilátory.[9,11]



Obrázek 10 – Proudění vzduchu ve ventilátoru a) radiální, b) diagonální, c) axiální, d) diametrální [11]

Podle dopravního tlaku se rozlišují ventilátory nízkotlaké (do 1 kPa), středotlaké (1-3 kPa) a vysokotlaké (nad 3 kPa). Ventilátory je možné dělit podle počtu stupňů na jednostupňové, které se používají ve většině případů, a vícestupňové. Dále se klasifikují podle připojení motoru a rotoru ventilátoru na přímé (oběžné kolo ventilátoru a elektromotor jsou na společné hřídeli), na spojku (oběžné kolo a elektromotor jsou nesouosé a přenos se zajišťuje pomocí spojky) a s převodem (nejčastěji řemenovým).[11]



Obrázek 11 – Ventilátor [17]

### 2.3.8 Zvlhčovač

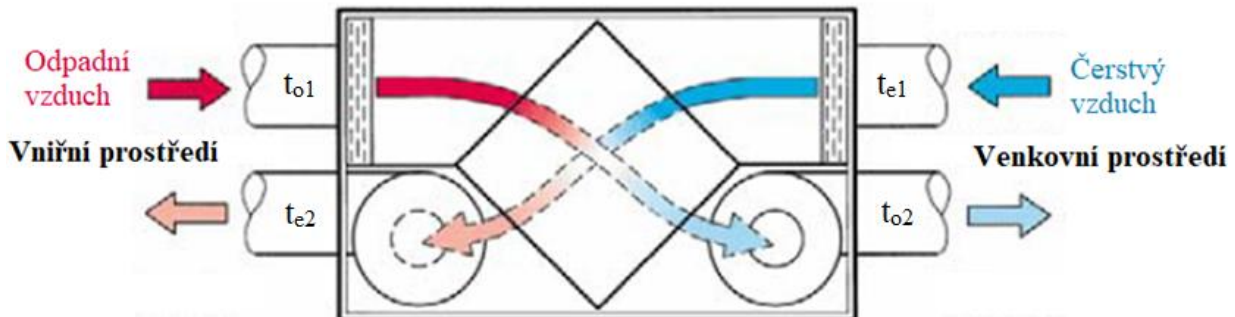
Existují 2 typy zvlhčovačů. Prvním je parní zvlhčovač, kdy se do vzduchu vstříkují malé kapičky vzduchu, ty se následně odpařují a tím zvyšují vlhkost. Při vlhčení zůstává konstantní teplota vzduchu. Druhým typem je adiabatická pračka, která funguje obdobně s tím rozdílem, že navíc dochází ke snížení teploty.[9]



Obrázek 12 – Zvlhčovač vzduchu – detail [18]

### 3 Posuzování zpětného získávání tepla

Zpětné získávání tepla je proces, kdy se z ohřívacího (teplejšího) média odvádí teplo do média ohřívajícího (chladnějšího). Ve vzduchotechnice je tímto médiem vzduch. Tento proces se realizuje přes tepelný výměník.[19]



Obrázek 13 – Zpětné získávání tepla schéma [20]

#### 3.1 Účinnost regeneračních výměníků

Účinnost regeneračních výměníků dělíme podle toho, zda ji vztahujeme k vnějšímu odpadnímu nebo vnitřnímu čerstvému vzduchu. Ve vzorcích je uvažován zimní provoz (vnitřní teplota je vyšší než venkovní teplota). Účinnost je možné posuzovat podle 3 kritérií.

První typ účinnosti se uvažuje pouze **účinnost ohřátí/ochlazení** (citelné teplo), lze jej také najít pod pojmem teplotní faktor [1,11]:

Vnější strana čerstvého vzduchu – poměr rozdílu teplot ohřívajícího vzduchu ku maximálnímu teoreticky možnému:

$$\eta_{ZZCT} = \frac{\Delta t_e}{\Delta t_{max}} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{t_{o1} - t_{e1}} \quad (1)$$

Vnitřní strana odpadního vzduchu – poměr rozdílu teplot ohřívajícího vzduchu ku maximálnímu teoreticky možnému:

$$\eta_{ZZCT} = \frac{\Delta t_o}{\Delta t_{max}} = \frac{t_{o1} - t_{o2}}{t_{o1} - t_{e1}} \quad (2)$$

$t_{e1}$  – teplota čerstvého venkovního vzduchu

$t_{e2}$  – teplota čerstvého vzduchu po průchodu výměníkem

$t_{o1}$  – teplota odpadního vnitřního vzduchu

$t_{o2}$  – teplota odpadního vzduchu po průchodu výměníkem

Pro větší přehlednost jsou teploty vyznačeny na obrázku 13.

**Účinnost odvlhčení/zvlhčení** (vázané teplo a vlhkost), někdy také označován jako vlhkostní faktor, je poměr rozdílu měrných vlhkostí ohřívajícího vzduchu ku maximálnímu teoreticky možnému [1,11]:

Vnější strana čerstvého vzduchu:

$$\eta_{ZZVT} = \frac{x_{e2} - x_{e1}}{x_{o1} - x_{e1}} \quad (3)$$

Vnitřní, odvodní strana:

$$\eta_{ZZVT} = \frac{x_{o1} - x_{o2}}{x_{o1} - x_{e1}} \quad (4)$$

$x_{e1}$  – měrná vlhkost čerstvého venkovního vzduchu  
 $x_{e2}$  – měrná vlhkost čerstvého vzduchu po průchodu výměníkem  
 $x_{o1}$  – měrná vlhkost odpadního vnitřního vzduchu  
 $x_{o2}$  – měrná vlhkost odpadního vzduchu po průchodu výměníkem

**Účinnost souhrnného tepla** (součet předchozích dvou účinností = úbytek/přírůstek entalpie) [1,11]:

Vnější strana čerstvého vzduchu:

$$\eta_{ZZT} = \frac{h_{e2} - h_{e1}}{h_{o1} - h_{e1}} \quad (5)$$

Vnitřní strana odpadního vzduchu:

$$\eta_{ZZT} = \frac{h_{o1} - h_{o2}}{h_{o1} - h_{e1}} \quad (6)$$

$h_{e1}$  – měrná entalpie čerstvého venkovního vzduchu  
 $h_{e2}$  – měrná entalpie čerstvého vzduchu po průchodu výměníkem  
 $h_{o1}$  – měrná entalpie odpadního vnitřního vzduchu  
 $h_{o2}$  – měrná entalpie odpadního vzduchu po průchodu výměníkem

### 3.2 Účinnost rekuperačních výměníků

Je stanovena poměrem tepelného toku, který je předán mezi odpadním a čerstvým vzduchem a rozdílem vstupních tepelných toků.

$$\eta_{ZZT} = \frac{\dot{m}_o \cdot (h_{o1} - h_{o2})}{\dot{m}_o \cdot h_{o1} - \dot{m}_e \cdot h_{e1}} = \frac{\dot{m}_e \cdot (h_{e2} - h_{e1})}{\dot{m}_o \cdot h_{o1} - \dot{m}_e \cdot h_{e1}} \quad (\%) \quad (7)$$

$\dot{m}_o$  – průtok odpadního vzduchu  
 $\dot{m}_e$  – průtok čerstvého vzduchu

Pokud jsou oba průtoky stejné, je možné vztah zjednodušit na:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_o \quad (8)$$

$$\eta_{ZZT} = \frac{h_{o1} - h_{o2}}{h_{o1} - h_{e1}} = \frac{h_{e2} - h_{e1}}{h_{o1} - h_{e1}} = \frac{\Delta h_{přenes}}{\Delta h_{max}} \quad (\%) \quad (9)$$

Množství předaného výkonu ovlivňuje velikost teplosměnné plochy. Se zvětšením rozměrů výměníku, tedy i teplosměnné plochy, dojde k poklesu tlakové ztráty a snížení rychlosti proudění ve výměníku. To způsobí zmenšení součinitele přestupu tepla, ale zároveň se prodlouží doba, kterou vzduch setrvá ve výměníku. V důsledku toho dojde ke zvýšení výkonu a účinnosti. Nevýhodou tohoto řešení je vyšší cena výměníku. Další vliv na velikost teplotního faktoru má kondenzace. Zvyšuje teplotní faktor, jelikož se předává teplo nejen ze vzduchu, ale i teplo vázané ve vodní páře. Nevýhodou tohoto jevu je, že kondenzát namrzá.[1,11]

### 3.3 Tepelná a vlhkostní bilance zpětného získávání tepla

Tepelná bilance [1,11]:

$$Q = \dot{m}_e \cdot (h_{e2} - h_{e1}) = \dot{m}_o \cdot (h_{o1} - h_{o2}) \quad (10)$$

Vlhkostní bilance [1,11]:

$$m_w = \dot{m}_e \cdot (x_{e2} - x_{e1}) = \dot{m}_o \cdot (x_{o1} - x_{o2}) \quad (11)$$

## 4 Typy výměníků pro zpětné získávání tepla

Výměníky rozdělujeme do 2 základních skupin, na rekuperační a regenerační.

### 4.1 Regenerační výměníky

V regeneračním výměníku média vtékají do prostoru, kde se nachází akumulární hmota, v časově odlišných intervalech. Akumulární hmota zprostředkovává přenos tepla a v některých případech může předávat i vlhkost. V důsledku toho nedochází k vysušování vnitřního vzduchu.[19]

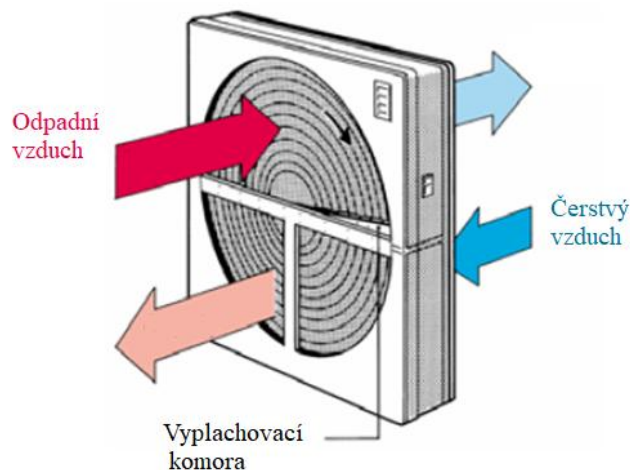
#### 4.1.1 Rotační výměník

Akumulární hmota v rotačním výměníku periodicky mění svoji polohu. Tvoří rotor skládající se z hliníkových plechů v kovovém rámu. Hmota může být navíc potažena silikagelem, díky němuž kromě tepla předává i vlhkost. Zatímco akumulární hmota koná rotační pohyb v periodách, směr proudu vzduchu zůstává stejný. Využívá se v zařízeních, kde odpadní a přívodní vzduch je možné svést k sobě. Aby se zabránilo předání nečistot, existuje tzv. čistící zóna na rozhraní odvodní a přívodní strany výměníku, v níž čerstvý vzduch profukuje kanálky rotoru. Aby nedocházelo ke kontaminaci, je také nutný mírný přetlak na přívodu[1].

+ Malé rozměry, efektivní předávání vlhkosti, snadná regulace elektromotorem [1].

– Jsou nevhodné pro vysoké relativní vlhkosti v odtahu. Pokud nastane kondenzace, může mít negativní vliv na ložiska rotoru. Nejsou určeny pro teploty pod  $-15\text{ °C}$ . Nízká teplota může mít za následek zamrznutí rotoru a poškození hliníkových lamel, pak je potřeba vyměnit celý rotor. Rotační výměníky vyžadují pohon. Možnost kontaminace čerstvého vzduchu. Při požáru existuje riziko šíření kouře. Není vhodné pro odpadní vzduch znečištěný pachy, vlákny, tuky atd. [1].

Účinnost: 75-90 % (ovlivňuje ji rychlost proudění vzduchu a otáčky rotoru) [20,21]



Obrázek 14 – Rotační výměník – schéma [20]

Podrobnější popis rotačních výměníků se nachází v kapitole 5.1.

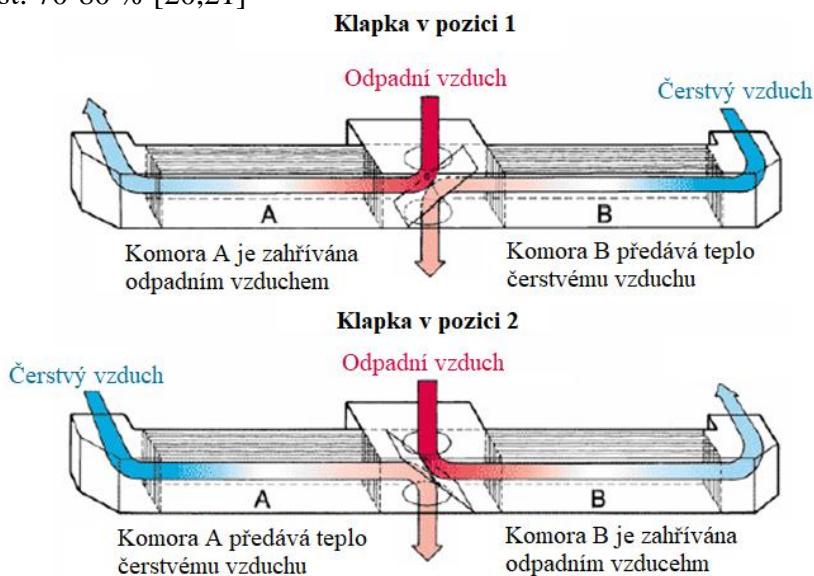
#### 4.1.2 Přepínací výměník

Akumulární hmota je nehybná a namísto ní periodicky mění svůj směr protékající vzduch. Akumulární hmota se nachází ve 2 komorách spojených soustavou klapek, která zajišťuje střídavý průchod vzduchu.

+ Může předávat i vlhkost, jediný pohyblivý komponent je klapka.

– Část odpadního/čerstvého vzduchu zůstává v akumulční komoře (vzájemná kontaminace). Jsou robustní, je tedy nutné zajistit velký prostor. Musí se umístit na venkovní části budovy. Při požáru vzniká riziko šíření kouře.

Účinnost: 70-80 % [20,21]



Obrázek 15 – Přepínací výměník – schéma [20]

## 4.2 Rekuperační výměníky

Mezi médii se nachází nepropustná bariéra, která zabráňuje jejich styku. Přenos tepla je umožněn prostupem tepla přes stěnu.[19]

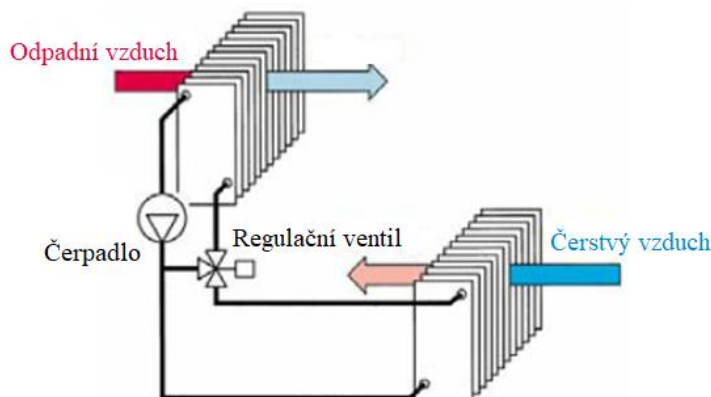
### 4.2.1 Kapalinový okruh

Zařízení obsahuje dva výměníky (nejčastěji lamelové) spojené kapalinovým okruhem. Teplonosnou látkou v okruhu bývá voda nebo nemrznoucí směs. Užívají se tehdy, když není možné vzduch dopravit přímo ke vzduchotechnické jednotce. Kapalinový okruh je vhodný pro historické objekty nebo pro silně znečištěný vzduch.

+ Přiváděný a odváděný vzduch může být od sebe navzájem velmi vzdálený, protože se pro přenos tepla užívá teplonosná látka. Bez rizika vzájemné kontaminace.

– Nutnost čerpadla pro pohon teplonosné látky. Je potřeba ochrana proti mrazu nebo nemrznoucí kapalina.

Účinnost: 55-65 % [20,21]



Obrázek 16 – Kapalinový okruh – schéma [20]

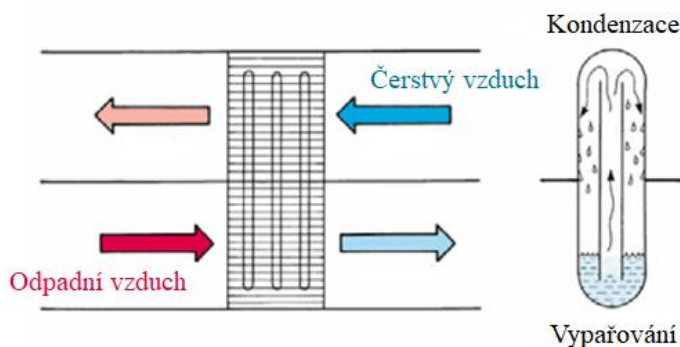
#### 4.2.2 Tepelná trubice

Hlavním komponentem zařízení je uzavřená trubka s chladivem, jímž může být např. čpavek, freon či voda. Volbu chladiva ovlivňuje teplota ohřívacího vzduchu. Trubka je vertikálně umístěna. Spodní část je v kontaktu s ohřívacím (teplejším) vzduchem a dochází k varu chladiva. Jeho páry stoupají vzhůru, kde jsou ve styku s ohřívaným (chladnějším) vzduchem, kterému předají teplo. Zkondenzují a stečou zpět do spodní části trubky. Tepelnou trubici je možno uplatnit i horizontálním provedením s malým spádem, kde ale kromě gravitace hrají vliv i kapilární síly.

+ Bez pohonu a pohyblivých částí, nižší riziko zamrzání.

– Problematické řešení těsnění mezi ohřívaným a ohřívacím vzduchem. Odpadní a čerstvý vzduch je nutno svést k sobě.

Účinnost: 55-65 % [21]



Obrázek 17 – Tepelná trubice – schéma [20]

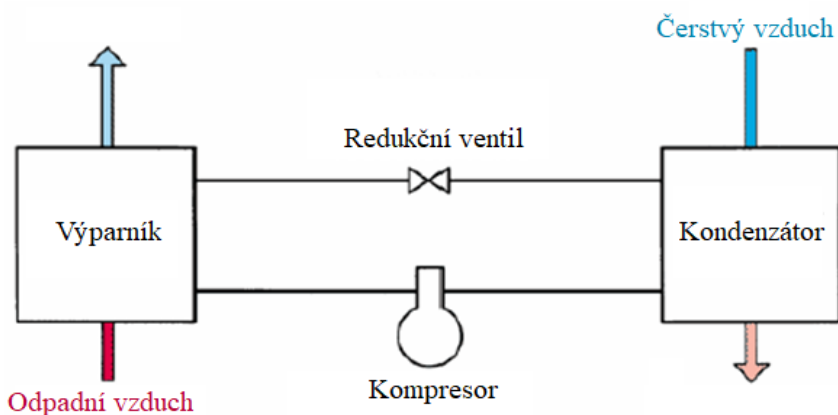
#### 4.2.3 Tepelné (ventilační) čerpadlo

Kompresor tepelného čerpadla pohání chladivovou náplň, která kondenzuje nebo se vypařuje, tím zajišťuje přenos tepla. Ve výparníku odebírá médium teplo od teplejšího odpadního vzduchu a vypařuje se. Následně prochází přes kompresor, kde je stlačeno, čímž se ještě zvýší jeho teplota. Dále putuje do kondenzátoru, zde zkondenzuje a předá teplo chladnějšímu čerstvému vzduchu. Pak putuje přes redukční ventil zpět do výparníku.

+ Odpadní a čerstvý vzduch nemusí být v kontaktu. V létě může fungovat i v chladícím režimu.

– Vyšší vstupní investice, hodně pohyblivých částí, nekompaktní, hlučné. Nutná ochrana před chladem.

Účinnost: 60-80 % [20,21]

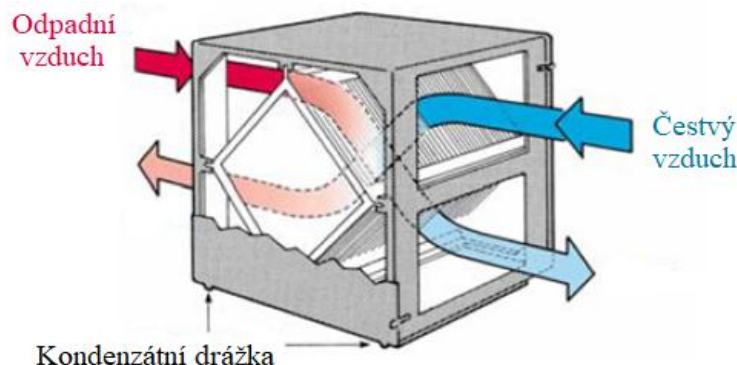


Obrázek 18 – Tepelné čerpadlo – schéma [20]



#### 4.2.4 Deskový rekuperátor

Nejpoužívanější typ rekuperátoru pro malá vzduchotechnická zařízení. Starší čtvercové provedení zajišťuje křížové proudění, viz obrázek 19. V současnosti se začíná používat šestiúhelníkový tvar, který nasměruje vzduch do protiproudého uspořádání – obr. 20. Dochází k přímé výměně tepla skrze stěnu. Typické materiály výměníků jsou např. hliníkové a nerezové plechy nebo plast.

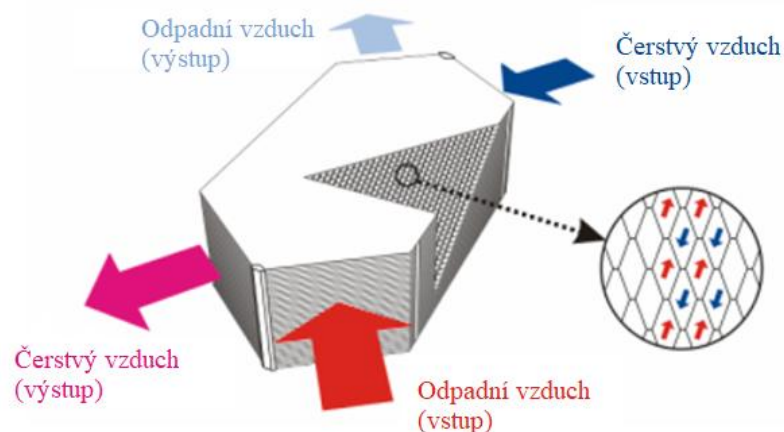


Obrázek 19 – Deskový rekuperační výměník – křížové proudění – schéma [20]

+ Jednoduchá výroba, nízké náklady. Může nastat kondenzace, která zvýší účinnost. Žádné pohyblivé díly, bez pohonu. Oddělený odpadní a přívodní vzduch.

– Pod 0° C může zamrznout – potřebuje ochranu. Odpadní a čerstvý vzduch je potřeba svést k sobě. Při požáru je možné riziko šíření kouře, bez regulace, nepřenáší vlhkost (jen u speciálních materiálů na bázi papíru)[1].

Účinnost: protiproudé 80-90 %, křížové 50-70 % [20,21]



Obrázek 20 – Deskový rekuperační výměník – protiproudé proudění – schéma [21]

Detailněji jsou deskové výměníky popsány v kapitole 5.2.

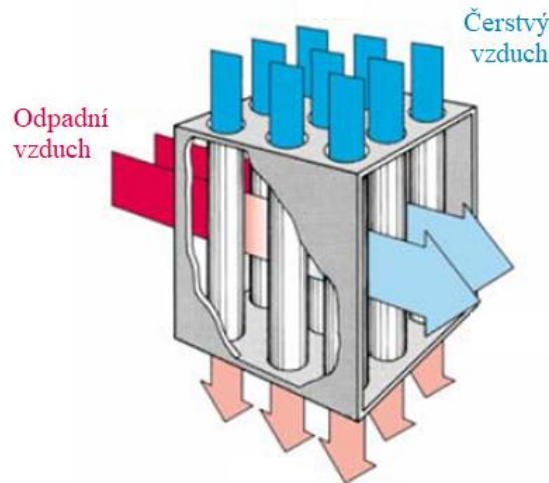
#### 4.2.5 Trubkový výměník

Trubkový výměník funguje na stejném principu jako deskový. Trubky mohou být skleněné, čímž se zvyšuje odolnost proti korozi. Jsou užívány především v průmyslových provozech se znečištěným vzduchem.

+ Jednoduché čištění, menší riziko zamrznutí a úniku než u deskových.

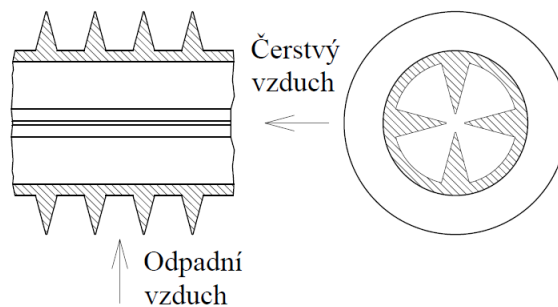
– Nižší účinnost. [20,21]

Účinnost: 30-50 % [1]



Obrázek 21 – Trubkový výměník – schéma [20]

Pro zajištění vyššího přestupu tepla je možné použít trubkový výměník s žebry. Tento způsob se aplikuje, pokud má jedno z médií značně nižší koeficient přestupu tepla. Žebra se umístí na stranu média s nižším koeficientem, čímž dojde ke zvýšení plochy a většímu přestupu tepla. V případě vzduchotechnických zařízení je pracovní látkou jak vně, tak uvnitř trubek vzduch s velmi blízkými koeficienty přestupu tepla. Žebrování se tedy umísťuje z obou stran trubky a plní funkci pouze zvýšení přestupu tepla [18]. Na vnitřní straně trubky jsou žebra umístěna podélně, na vnější straně příčně na osu. Tato konfigurace se volí z důvodu snadnějšího čištění.[11]



Obrázek 22 – Vnitřní a vnější žebrování trubky [11]

Volbu vhodného typu zařízení ovlivňuje teplota, vlhkost vzduchu a jeho znečištění. Pro velké budovy a prostory je zapotřebí brát v úvahu i požární bezpečnost. Účinnost zařízení ZZT je proměnná hodnota závisící na množství protékajícího vzduchu, vlhkosti vzduchu, případně kondenzaci.[19,20,21]

## 5 Výměníky pro vzduchotechnická zařízení

### 5.1 Rotační výměníky

Princip rotačních výměníků (RV) byl popsán v kapitole 4.1.1. Tento typ výměníků se ve vzduchotechnických jednotkách užívá z důvodu vysoké efektivity. Té dosahují díky velké teplosměnné ploše a možnosti přenosu citelného i vázaného tepla (vlhkosti). Jejich umístění je možné jak horizontální, tak vertikální.[11,23]

V následujících kapitolách jsou popsány jednotlivé části výměníku.

#### 5.1.1 Rotor

Hlavní část výměníku tvoří rotor. Materiál rotoru může být hliníková slitina, která je nejpoužívanější, poté plast a materiály na bázi celulózy. U hliníkových plechů nastává oxidace, v tomto případě to není problém, spíše naopak. Jelikož oxid hlinitý je hygroscopický, tak má příznivý vliv na přenos vlhkosti. Plech z hliníkové slitiny se označuje také jako hliníková fólie, jejíž tloušťka se běžně pohybuje v rozmezí 0,06-1,2 mm. Rotor vzniká tak, že se tato fólie navine střídavě ve dvou vrstvách, jedna vrstva je zvlněná a druhá rovná. Díky tomuto uspořádání vznikne jemná mřížka neboli akumulční výplň. Výška těchto vln bývá nejčastěji v rozmezí 1,6-2,9 mm. Při návrhu výměníku se tento rozměr volí tak, aby byla zachována co největší účinnost přenosu tepla a zároveň co nejnižší tlakové ztráty (100-150 Pa). Nejpoužívanější šířka rotoru je 200 mm. Rotory mohou být konstruovány v celku do průměru 2 m nebo v děleném provedení kvůli přepravě.

Typy rotorů:

- Nehygroscopický (teplotní) – přenáší pouze citelné teplo, ne vlhkost, užívá se např. v průmyslu a mokřích provozech.
- Hygroscopický – přenáší vlhkost a teplo pomocí speciální vrstvy nanesené na hliníkové fólii. Uplatňuje se v obytných prostorách a staveb občanského vybavení (školy, obchody, tělocvičny). Existují dva typy hygroscopických rotorů – entalpické a sorpční. V entalpických dochází k částečné kondenzaci páry, u sorpčních k tomuto jevu nedochází.
- Epoxidový – vhodný pro agresivní prostředí (přímořské oblasti, větrání bazénů).

Materiály hygroscopických rotorů pro přenos vlhkosti:

- Silikagel – oxid křemičitý ( $\text{SiO}_2$ )  
+ dobrý přenos vlhkosti  
– může přenášet i pachy
- Zeolit – hlinitokřemičité minerály, které formují kanálky a dutiny.  
+ dobrý přenos vlhkosti, nepřenáší pachy [11,23,24]

#### 5.1.2 Skříň výměníku

Základní typy skříní:

- Basic – plechová skříň, která funguje jako zásuvný modul do VZT jednotky. Tento druh je typický pro malé jednotky.
- Montované – válcované profily spojené pomocí rohovníků. Vhodné pro velké VZT jednotky, tvoří přímo jejich část.
- Svařované – uzavřené válcové profily, kde spoje jsou tvořeny svary. Dosahují nejvyšší tuhosti.[23]

### 5.1.3 Úniky a těsnění

Úniky mají negativní vliv na celkovou účinnost výměníku. U RV rozeznáváme tři hlavní typy úniků:

- Labyrintový únik – přímý únik přes těsnění probíhá z toho důvodu, že studený vzduch má vyšší tlak než horký.
- Přenos – část vzduchu zůstává zachycena v matrici, čímž dochází ke vzájemné kontaminaci.
- Strukturální úniky – všechny ostatní úniky mezi matricí a krytem.

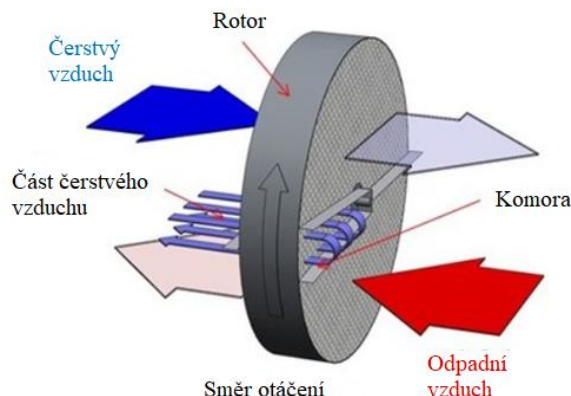
Pro minimalizaci úniků se používá těsnění, které zároveň nesmí bránit otáčení rotoru a musí zvládat rozdílné tepelné zatížení způsobené oddělenými proudy vzduchu. U RV se těsnění umísťuje jak po obvodu výměníku, tak i v dělicí rovině.

Typy těsnění:

- Bezdotykové (plst') – nejvyšší úniky, od 5 do 8 %.
- Dotykové (kartáč) – netěsnost se pohybuje od 3 do 5 %.
- Speciální (labyrintové) – nejúčinnější, jeho netěsnost je do 1,5 %.[23,24]

### 5.1.4 Vyplachovací komora

Některé rotační výměníky obsahují navíc vyplachovací (proplachovací) komoru. Komora se nachází v dělicí rovině výměníku. Její funkcí je snížit přenos kontaminovaného odpadního vzduchu do čerstvého přívodního vzduchu. Hlavní nevýhodou je snížení účinnosti přenosu tepla až o 5 %.[23]



Obrázek 23 – Vyplachovací komora – schéma [23]

### 5.1.5 Pohon

Pohon výměníku se skládá z elektromotoru s převodovkou, řemenu a řemenice. Pohon zajišťuje otáčení výměníku. Je nutné volit motor s diferenčním termostatem, který umožňuje změnu režimu mezi zimním a letním. Také je potřeba, aby obsahoval frekvenční měnič (FM) pro změnu otáček. Otáčky výměníku mají vliv na regulaci tedy na výkon výměníku a mohou sloužit jako protimrazová ochrana, když se sníží rychlost otáček pod 1 ot./min. Dále ovlivňují i čištění rotoru, protože v místě trysky je třeba zachovat stálou obvodovou rychlost.

Typy pohonů:

- AC motor se šnekovou převodovkou – je nejpoužívanějším typem pohonu, jeho účinnost dosahuje okolo 75 %. Otáčky se řídí pomocí FM. Nejnižší rychlost rotoru je 2 ot./min. Od této meze dosahuje výměník 80 % nominálního výkonu.

- Speciální AC motor s kuželočelní převodovkou – má vysokou účinnost okolo 95 %. Možnost řízení otáček probíhá také skrz FM ve větším rozsahu. Nejnižší rychlost je 0,5 ot./min.
- EC (elektricky komutovaný) motor – řídicí jednotka se nachází v motoru.
- Krokový motor s driverem – řízení motoru probíhá pomocí změny napětí, driver na tyto změny reaguje. Maximální výkon je možný už od minimálních otáček, na rozdíl od AC motoru se šnekovou převodovkou.[23,24]

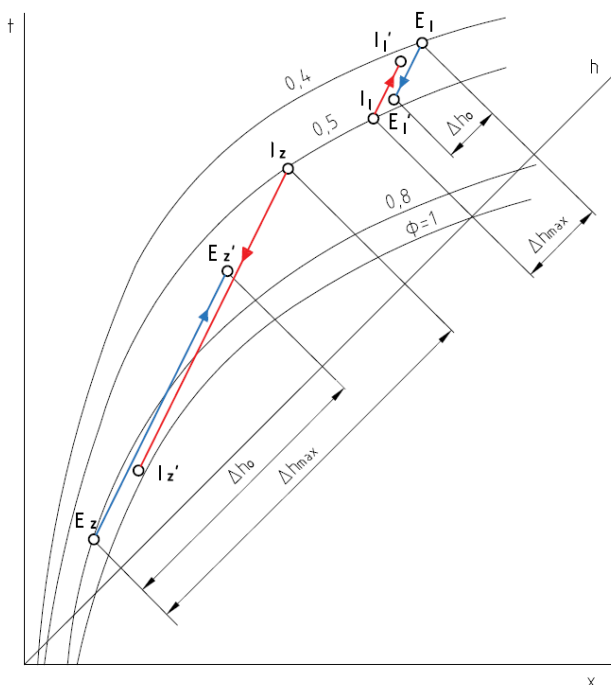
### 5.1.6 Protimrazová ochrana

K namrzání výměníků dochází, když venkovní teploty spadnou pod  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Namrzání snižuje účinnost výměníku a může vést k jeho porušení. Namrzání vzniká u výměníků, kde dochází ke kondenzaci páry (teplotní a entalpické). Pokud hrozí namrznutí, je třeba použít protimrazovou ochranu, např. zařadit předehřev přívodního vzduchu. Tato metoda se používá v aplikacích, kdy je výměník delší dobu vystavován nízkým teplotám. Další metodou je obtok. V tomto případě se zmenší průtok přívodního čerstvého vzduchu a odpadní teplý vzduch rotor odmrazuje. Poslední možností je snížit otáčky rotoru, jak bylo zmíněno v předchozí kapitole 5.1.5.[23]

### 5.1.7 Čištění

Mezi přednosti rotačních výměníků patří jejich samočištění, které je možné díky protiproudému uspořádání přívodního a odvodního vzduchu. Na čelní straně výměníku se usazují nečistoty při vstupu. Při otočení rotoru se výměník dostane do části, kde vzduch proudí opačným směrem a tyto nečistoty strhne sebou. Tento typ čištění není 100 %, proto se do VZT jednotky umísťují filtry a případně i automatické čisticí zařízení, které když dojde ke zvýšení tlakové diference, spustí se čištění tlakovým vzduchem nebo vodou.[23]

### 5.1.8 Změna stavu vzduchu



Obrázek 24 –  $h$ - $x$  diagram pro letní a zimní provoz rotačního výměníku [11]

Čerstvý vzduch je v  $h$ - $x$  diagramu na obrázku 24 vyznačen modrou „E“ a odpadní vnitřní vzduch je červenou „I“. Změna stavu vzduchu je různá podle provozu – letní „I“ a zimní „z“. Během letního provozu dochází k přenosu tepla a vlhkosti z teplejšího čerstvého vzduchu

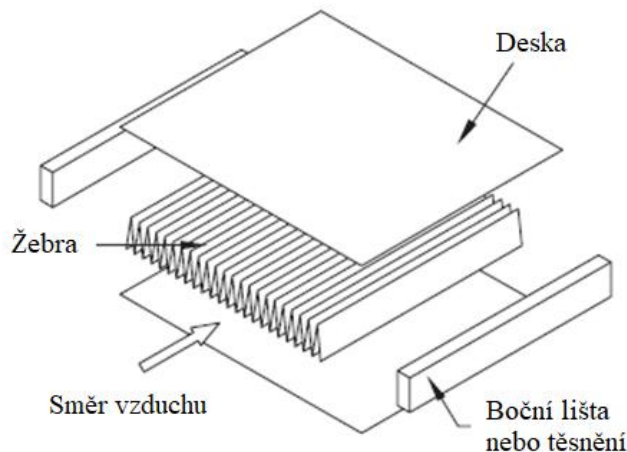
do chladnějšího odpadního. V zimním období tento proces probíhá opačně, teplejší odpadní vzduch předává teplo a vlhkost chladnějšímu čerstvému. V zimním režimu tento jev probíhá s větším teplotním rozdílem než v letním.[11]

## 5.2 Deskový výměník (žebrový)

Základní popis funkce deskových žebrových výměníků je v kapitole 4.2.4.

### 5.2.1 Geometrie

Deskový výměník se skládá z 3 hlavních částí, které jsou na obrázku 25 – desky, žebra (lamely), boční lišta nebo těsnění.[22,24]



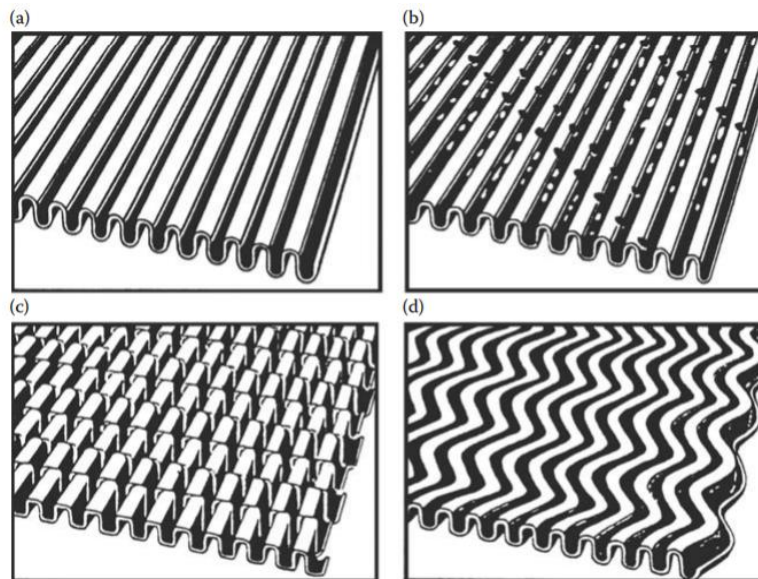
Obrázek 25 – Základní schéma deskového výměníku [24]

Do výměníku je přiváděn čerstvý a odpadní vzduch mezi desky pomocí rozdělovacího potrubí, jehož úkolem je zajistit rovnoměrné rozložení proudu vzduchu mezi deskami. Tloušťka desek se běžně pohybuje v rozmezí 0,5-1 mm.

Mezi deskami se nachází žebra, která zvětšují teplosměnnou plochu a zároveň poskytují oporu výměníku. Žebra mohou být buď jednoduchá, jednoduchá děrovaná, předsazená (žaluziová) a vlnitá, viz obrázek 27. Z čelního pohledu se jedná buď o trojúhelníkové, nebo čtvercové provedení, viz obrázek 26. Přítomnost žeberek má za následek zmenšení mezních vrstev a následně i vyšší koeficienty přestupu tepla, naproti tomu, však vyšší tlakovou ztrátu. Tloušťka žeberek je 0,15-0,75 mm. Výška žeberek je v rozsahu 2-25 mm. Hustota žebrování se pohybuje okolo 120-700 žeberek/m<sup>2</sup>. [22,24]

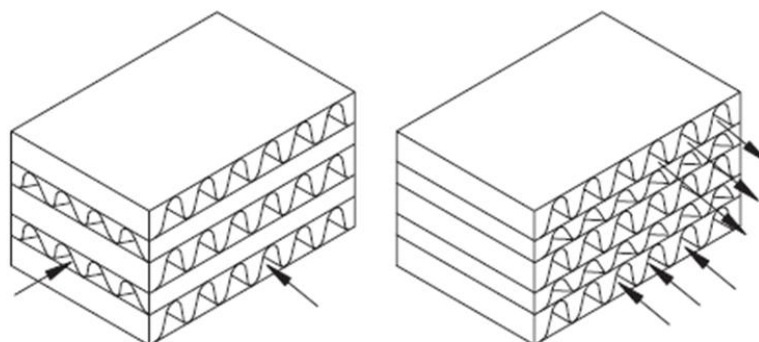


Obrázek 26 – Obdélníkový (vlevo) a trojúhelníkový (vpravo) tvar žebra [24]



Obrázek 27 – Typy žebrování – a) jednoduché, b) jednoduché děrované, c) přesazené (žaluziové), d) vlnité [22]

Uspořádání desek může tvořit souproudé, protiproudé nebo křížové proudění. Pro vzduchotechnické jednotky se však volí převážně křížové uspořádání proudů. Oba proudy jsou od sebe odděleny a je zde podstatně menší možnost kontaminace médií oproti rotačnímu výměníku.[11,24]



Obrázek 28 – Křížový proud (vlevo), protiproud (vpravo) [24]

### 5.2.2 Materiál

Běžně se pro tento typ výměníků volí hliníková slitina. Jednotlivé komponenty jsou k sobě pájeny ve vakuové peci nebo v solné lázni, případně mohou být spojeny teplovzdorným lepidlem. Desky mohou být i ze skla, pokud se pracuje s chemicky agresivními médii, neboť jsou méně náchylné ke korozi.[11,22]

Maximální velikost hliníkového výměníku je 1,2 x 1,2 x 6 m a 1 x 1 x 1,5 m pro ostatní typy materiálů. Limitujícím parametrem jsou rozměry pájecí pece. Pokud je potřeba většího výměníku, poskládá se více jednotek za sebe a pospojují se svařováním, eventuálně pomocí potrubí.[24]

### 5.2.3 Provozní parametry

Mají vysoké tepelné výkony i pro malé teplotní rozdíly, které se běžně pohybují v rozmezí od 3 do 6 °C.

Mezi jejich hlavní přednosti patří velikost teplosměnné plochy na jednotku objemu, která dosahuje až 6000 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>. V důsledku toho zaujímají malý obestavěný prostor.

Jejich nevýhodou je, že díky malým prostorům se snadno zanáší, rovněž je nelze mechanicky čistit, a tak je jejich využití omezeno na čistá média.[22,24]

#### 5.2.4 Změna stavu vzduchu

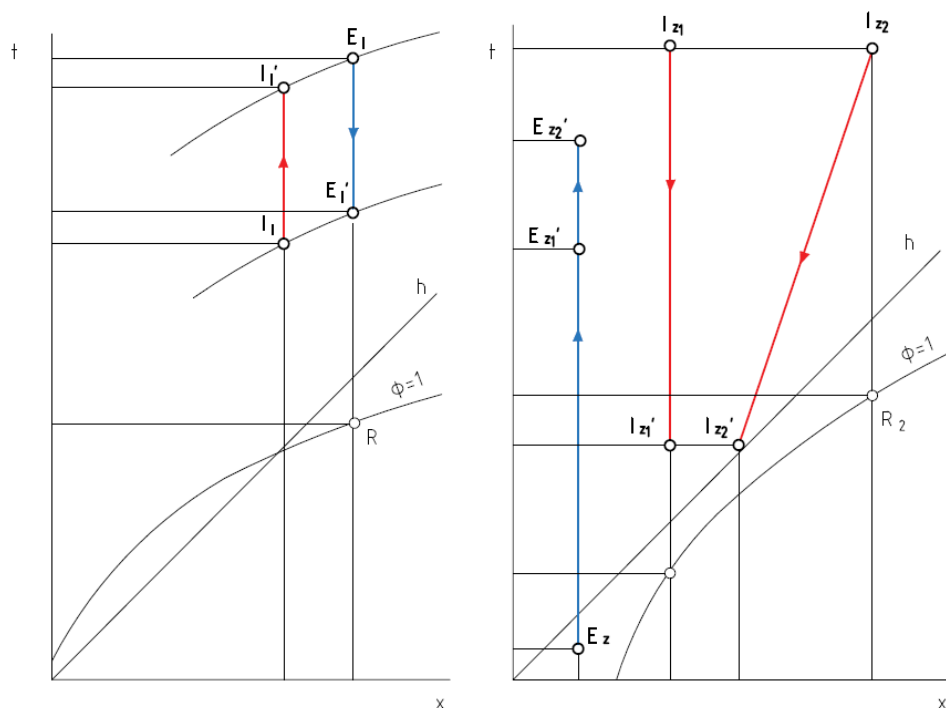
Změna stavu vzduchu je různá podle provozu – letní a zimní. Na obrázku 29 vlevo je stav vyobrazen v  $h$ - $x$  diagramu při letním provozu, kdy je odpadní vzduch chladnější a čerstvý vzduch je teplejší. Dochází k přenosu tepla z čerstvého vzduchu do odpadního, přičemž vlhkost zůstává konstantní.

Změna stavů vzduchu v zimním provozu je popsána vpravo. V zimě je stav vzduchu opačný. Odpadní vzduch je teplejší a ohřívá chladnější čerstvý vzduch. Oproti letnímu stavu jsou zde dvě možnosti, které mohou nastat.

První „1“ varianta je ta, že teplý odpadní vzduch obsahuje málo vlhkosti a při předání tepla nedojde k podkročení rosného bodu „R“. Tento děj probíhá za konstantní vlhkosti obou proudů vzduchu.

V druhé „2“ možnosti je teplý odpadní vzduch více vlhký, a pokud by došlo k předání tepla za konstantní vlhkosti, podkročil by rosný bod. Aby se tomu předešlo, je nutné odpadní vzduch nejen ochladit, ale i odvlhčit. Do čerstvého vzduchu se navíc odvede i kondenzační teplo, které se získalo vysrážením vlhkosti. Výsledná teplota čerstvého vzduchu je vyšší.[11]

Odpadní vzduch je vyznačen červeně „I“ a čerstvý modře „E“.



Obrázek 29 –  $h$ - $x$  diagram pro letní (vlevo) a zimní (vpravo) provoz deskového výměníku [11]



## 6 Výpočet

### 6.1 Popis objektu

Pro výpočet modelové situace byla vybrána Sportovní hala Pod Palackého vrchem, která má 2 hřiště. Maximální kapacita činí 300 osob, z nichž 250 jsou uvažováni diváci (kapacita tribuny) a 50 sportovci.[25]

Hala je běžně využívána v rozmezí od 8 do 22 hodin. Obestavěný prostor haly je 26 900 m<sup>3</sup>. [26]

Na základě vyhlášek, nařízení vlády a ČSN norem uvedených v kapitole 1.1 se stanovilo, že je nutné na diváka přivádět 25 m<sup>3</sup>/h vzduchu a na sportovce tato hodnota bude 70 m<sup>3</sup>/h přiváděného vzduchu. Požadovaná vnitřní teplota je 22 °C a relativní vlhkost je 65 %.

Za normálních podmínek je pro výpočet vzduchotechniky a ZZT nutné provést celkovou analýzu objektu, která bere v potaz tepelné zisky a ztráty budovy, využitelnost haly v průběhu dne, rozdělení vzduchotechniky do zón podle hygienických a jiných požadavků, ztráty ve vzduchovodech atd. Pro účely tohoto výpočtu postačí hrubý návrh množství vzduchu, který je nutno do objektu přivádět.

Minimální množství přiváděného čerstvého vzduchu do haly:

$$V_e = \sum \text{počet osob} \cdot V_{e,os} = 70 \cdot 50 + 25 \cdot 250 = 9750 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (12)$$



Obrázek 30 – Sportovní hala Pod Palackého vrchem [27]

## 6.2 Regenerační výměník

Výpočet regeneračního výměníku pro letní i zimní provoz byl prováděn na základě výpočtu obsaženém ve zdroji [24]. Postupovalo se na podle metody  $\varepsilon$ -NTU. V průběhu celého výpočtu bude referováno na čerstvý vzduch indexem "f" a na odpadní vzduch indexem "w".

### 6.2.1 Geometrie výměníku

#### Vlastnosti matrice

Materiál: Hliníková fólie 5005-H14 [28,29]

Hustota:

$$\rho_r = 2,71 \frac{g}{cm^3} = 2710 \frac{kg}{m^3} \quad (13)$$

Tepelná vodivost:

$$\lambda_r = 200 \frac{W}{m \cdot K} \quad (14)$$

Měrná tepelná kapacita:

$$c_{p,r} = 900 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (15)$$

#### Základní geometrie výměníku

Geometrie byla ovlivněna nejen doporučenými hodnotami pro výměník zmíněných v kapitole 5.1, ale i možnostmi výrobce fólie:

Tloušťka plechu:

$$\delta_p = 0,0002 \text{ m} \quad (16)$$

Výška vlny:

$$b = 0,0016 \text{ m} \quad (17)$$

Rychlost otáčení:

$$n = 11 \frac{ot.}{min} \quad (18)$$

Rychlost vzduchu:

$$w_f = w_w = 3 \frac{m}{s} \quad (19)$$

Vnitřní průměr:

$$d = 0,1 \text{ m} \quad (20)$$

Vnější průměr:

$$D = 1 \text{ m} \quad (21)$$

Délka výměníku:

$$L = 0,36 \text{ m} \quad (22)$$

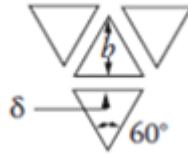
Výměník bude mít v dělicí rovině umístěnou vyplachovací komoru, která bude zaujímat 5 % obsahu kola. Zbývá část se stejným dílem rozdělit mezi čerstvý a odpadní vzduch.

$$x_k = \frac{5 \cdot \frac{360}{100}}{360} = 0,05 \quad (23)$$

$$x_f = x_w = 1 - x_k = \frac{1 - 0,05}{2} = 0,475 \quad (24)$$

### Výplň rotoru

Na základě doporučení z [24] se zvolila trojúhelníková geometrie a následující vztahy jsou na podle toho určeny.



Obrázek 31 – Trojúhelníková geometrie kanálu [24]

Poréznost:

$$\sigma = \frac{4 \cdot b^2}{(2 \cdot b + 3 \cdot \delta_p)^2} = \frac{4 \cdot 0,0016^2}{(2 \cdot 0,0016 + 3 \cdot 0,0002)^2} = 0,709 \quad (25)$$

Měrný povrch:

$$\beta = \frac{24 \cdot b}{(2 \cdot b + 3 \cdot \delta_p)^2} = \frac{24 \cdot 0,0016}{(2 \cdot 0,0016 + 3 \cdot 0,0002)^2} = 2659,28 \frac{m^2}{m^3} \quad (26)$$

Hydraulický poloměr:

$$r_h = \frac{b}{6} = \frac{0,0016}{6} = 0,000267 \text{ m} \quad (27)$$

Hydraulický průměr:

$$d_h = 4 \cdot r_h = 4 \cdot 0,000267 = 0,00107 \text{ m} \quad (28)$$

Průtočný průřez:

$$A_{fr,t} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (1^2 - 0,1^2) = 0,778 \text{ m}^2 \quad (29)$$

Dílčí průtočné průřezy:

$$A_{c,f} = \sigma \cdot A_{fr,t} \cdot x_f = 0,709 \cdot 0,778 \cdot 0,475 = 0,262 \text{ m}^2 \quad (30)$$

$$A_{c,w} = \sigma \cdot A_{fr,t} \cdot x_w = 0,709 \cdot 0,778 \cdot 0,475 = 0,262 \text{ m}^2 \quad (31)$$

Celková teplosměnná plocha:

$$\begin{aligned} A &= \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot L \cdot \beta \cdot (1 - x_k) \\ &= \frac{\pi}{4} \cdot (1^2 - 0,1^2) \cdot 0,36 \cdot 2659,28 \cdot (1 - 0,05) = 707,156 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (32)$$

Dílčí teplosměnné plochy jsou v tomto případě stejné, jelikož se jedná o velmi podobná média, a proto jsou jim vyhrazeny stejné velké teplosměnné plochy:

$$A_f = A_w = \frac{A}{2} = \frac{707,156}{2} = 353,578 \text{ m}^2 \quad (33)$$

Hmotnost matrice:

$$\begin{aligned} M^r &= \rho_r \cdot V \cdot (1 - \sigma) = \rho_r \cdot A_{f,r,t} \cdot L \cdot (1 - \sigma) \\ &= 2710 \cdot 0,778 \cdot 0,36 \cdot (1 - 0,709) = 220,64 \text{ kg} \end{aligned} \quad (34)$$

### 6.2.2 Zimní provoz

Co rozlišuje letní a zimní provoz jsou především provozní teploty, tj. požadovaná a předpokládaná teplota uvnitř haly a návrhová teplota vně během studených zimních dnů. Teplota uvnitř haly byla zvolena na základě norem uvedených v kapitole 1.1. A Návrhové teploty okolí byly použity ze zdroje [7].

Teplota uvnitř:

$$t_{i,w} = 22 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (35)$$

Teplota venku:

$$t_{i,f} = -12 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (36)$$

### Vlastnosti vzduchu

Vlastnosti vzduchu pochází ze zdrojů [30,31,32,33].

Tabulka 1 – Vlastnosti vzduchu – zimní režim

Veličina	Značka [jednotka]	Čerstvý vzduch -12 °C	Odpadní vzduch 22 °C
Hustota vzduchu	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,351	1,1965
Měrná tepelná kapacita vzduchu	$c_p$ [J/kgK]	1005	1006
Tepelná vodivost vzduchu	$\lambda$ [W/mK]	0,02343	0,02602
Dynamická viskozita vzduchu	$\mu$ [kg/sm]	0,00001655	0,00001822

### Průtoky vzduchu

Objemový průtok vzduchu uvažujeme stejně veliký jak pro odpadní, tak pro čerstvý vzduch:

$$V_e = 9750 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 2,708 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (37)$$

Hmotnostní průtok vzduchu:

$$M_f = \rho_f \cdot V_e = 1,351 \cdot 2,708 = 3,659 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (38)$$

$$M_w = \rho_w \cdot V_e = 1,1965 \cdot 2,708 = 3,241 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (39)$$

Vliv těsnění je zohledněn podle toho, kolik procent ztrát činí těsnění. Tady je uvažováno těsnění s 3,5% ztrátou. Zahrnutí tohoto faktoru poskytne reálný hmotnostní průtok:

$$M_{r,f} = 0,965 \cdot M_f = 0,965 \cdot 3,659 = 3,531 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (40)$$

$$M_{r,w} = 0,965 \cdot M_w = 0,965 \cdot 3,241 = 3,127 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (41)$$

### Kapacity

Průtoková kapacita:

$$C_f = M_{r,f} \cdot c_{p,f} = 3,531 \cdot 1005 = 3548,549 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (42)$$

$$C_w = M_{r,w} \cdot c_{p,w} = 3,127 \cdot 1006 = 3145,865 \frac{W}{K} \quad (43)$$

Porovnání průtokových kapacit a určení minimální a maximální:

$$3548,549 > 3145,865 \quad (44)$$

$$C_f > C_w \quad (45)$$

$$C_f = C_{max} = 3548,549 \frac{W}{K} \quad (46)$$

$$C_w = C_{min} = 3145,865 \frac{W}{K} \quad (47)$$

Poměr tepelných kapacit:

$$C^* = \frac{(M \cdot c_p)_{min}}{(M \cdot c_p)_{max}} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{3145,865}{3548,549} = 0,887 \quad (48)$$

Tepelná kapacita výměníku:

$$C_r = M^r \cdot c_{p,r} \cdot n = 220,64 \cdot 900 \cdot \frac{11}{60} = 36405,157 \frac{W}{K} \quad (49)$$

Poměrná kapacita:

$$C_r^* = \frac{M^r \cdot c_r \cdot N}{(M \cdot c_p)_{min}} = \frac{C_r}{C_{min}} = \frac{36405,157}{3145,865} = 11,572 \quad (50)$$

### Přestup a prostup tepla

Nusseltovo číslo a následně i součinitel přestupu tepla se běžně získávají z empirických hodnot. Pro zvolenou geometrii kanálků a typ výměníku – regenerátor z hliníkových plechů se získaly na základě hodnot ze zdroje [34]. Pro použití těchto hodnot se nejdříve musí ověřit podmínka:

$$\frac{L}{d_h} > 100 \quad (51)$$

$$\frac{0,36}{0,00107} > 100 \quad (52)$$

$$337,5 > 100 \quad (53)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu = 3,111 \quad (54)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$h_f = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{d_h} = \frac{3,111 \cdot 0,02343}{0,00107} = 68,3 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (55)$$

$$h_w = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_h} = \frac{3,111 \cdot 0,02602}{0,00107} = 75,9 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (56)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{(hA)_f} + \frac{1}{(hA)_w}} = \frac{1}{\frac{1}{68,3 \cdot 353,578} + \frac{1}{75,9 \cdot 353,578}} = 12713,64 \frac{W}{K} \quad (57)$$

NTU:

$$NTU = \frac{k}{C_{min}} = \frac{12713,64}{3145,865} = 4,04 \quad (58)$$

### Efektivnost

Pro použití následujících vzorců pro výpočet efektivnosti musí být splněna podmínka [34]:

$$0,25 \leq (hA)^* \leq 4 \quad (59)$$

Poměr konvektivních vodivostí na stranách  $C_{min}$  a  $C_{max}$ :

$$(hA)^* = \frac{(hA)_{na\ straně\ C_{min}}}{(hA)_{na\ straně\ C_{max}}} = \frac{(hA)_w}{(hA)_f} = \frac{75,9 \cdot 353,578}{68,3 \cdot 353,578} = 1,11 \frac{W}{K} \quad (60)$$

$$0,25 \leq 1,11 \leq 4 \quad (61)$$

Účinnost se počítá jako u čistého protiproudého výměníku:

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - e^{(-NTU \cdot (1 - C^*))}}{1 - C^* \cdot e^{(-NTU \cdot (1 - C^*))}} = \frac{1 - e^{(-4,04 \cdot (1 - 0,887))}}{1 - 0,887 \cdot e^{(-4,04 \cdot (1 - 0,887))}} = 0,837 \quad (62)$$

pro  $C^* < 1$

Účinnost rotačního výměníku byla následně zpřesněna pomocí empiricky získaných podkladů ze zdroje [24].

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf} \cdot \left(1 - \frac{1}{9 \cdot C_r^{*1,93}}\right) = 0,837 \cdot \left(1 - \frac{1}{9 \cdot 11,572^{1,93}}\right) = 0,836 \quad (63)$$

### Přenos tepla

Přenos tepla:

$$Q = \varepsilon \cdot (M \cdot c_p)_{min} \cdot (t_{i,w} - t_{i,f}) = \varepsilon \cdot C_{min} \cdot (t_{i,w} - t_{i,f}) \\ = 0,836 \cdot 3145,865 \cdot (22 - (-12)) = 89415,94 \text{ W} \quad (64)$$

Výstupní teploty:

$$t_{o,w} = t_{i,w} - \frac{Q}{C_f} = 22 - \frac{89415,94}{3145,865} = -6,42 \text{ °C} \quad (65)$$

$$t_{o,f} = t_{i,f} + \frac{Q}{C_w} = -12 + \frac{89415,94}{3548,549} = 13,2 \text{ °C} \quad (66)$$

### Tlaková ztráta

Tlaková ztráta regeneračního rotačního výměníku se počítá stejným způsobem jako u deskového žebrového výměníku. Postup výpočtu je uveden ve zdroji [35].

Hmotnostní rychlost:

$$G_f = \frac{M_{r,f}}{A_{c,f}} = \frac{3,531}{0,262} = 13,48 \frac{kg}{m \cdot s^2} \quad (67)$$

$$G_w = \frac{M_{r,w}}{A_{c,w}} = \frac{3,127}{0,262} = 11,94 \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}^2} \quad (68)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_f = \frac{4 \cdot r_h \cdot G_f}{\mu_f} = \frac{4 \cdot 0,000267 \cdot 13,48}{0,00001655} = 868,89 \quad (69)$$

$$Re_w = \frac{4 \cdot r_h \cdot G_w}{\mu_w} = \frac{4 \cdot 0,000267 \cdot 11,94}{0,00001822} = 698,99 \quad (70)$$

Ve zdroji [34] se vezme z tabulky (odkud se použil součinitel přestup tepla) součin Reynoldsova čísla a součinitele tření:

$$Re \cdot f = 13,333 \quad (71)$$

Součinitel tření:

$$f_f = \frac{13,333}{Re_f} = \frac{13,333}{868,89} = 0,0153 \quad (72)$$

$$f_w = \frac{13,333}{Re_w} = \frac{13,333}{698,99} = 0,0191 \quad (73)$$

Vstupní a výstupní koeficienty tlakové ztráty byly odečteny na základě velikosti Reynoldsových čísel, poréznosti a vhodné geometrie ze zdroje [35]. Jelikož jsou všechny tyto vlastnosti totožné nebo velmi podobné, proto koeficienty pro obě strany byly uvažovány stejně veliké.

$$K_c = -0,5 \quad (74)$$

$$K_e = 1,07 \quad (75)$$

Výstupní hustoty vzduchu pro  $t_{o,w}$  a  $t_{o,f}$  [29]:

$$\rho_{f,o} = 1,232 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (76)$$

$$\rho_{w,o} = 1,323 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (77)$$

Střední hustota vzduchu:

$$\rho_{m,f} = \frac{\rho_f + \rho_{f,o}}{2} = \frac{1,351 + 1,232}{2} = 1,29 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (78)$$

$$\rho_{m,w} = \frac{\rho_w + \rho_{w,o}}{2} = \frac{1,1965 + 1,323}{2} = 1,26 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (79)$$

Počáteční tlak (atmosférický):

$$p_i = 101325 \text{ Pa} \quad (80)$$

Gravitační zrychlení:

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (81)$$

Poměrná tlaková ztráta:

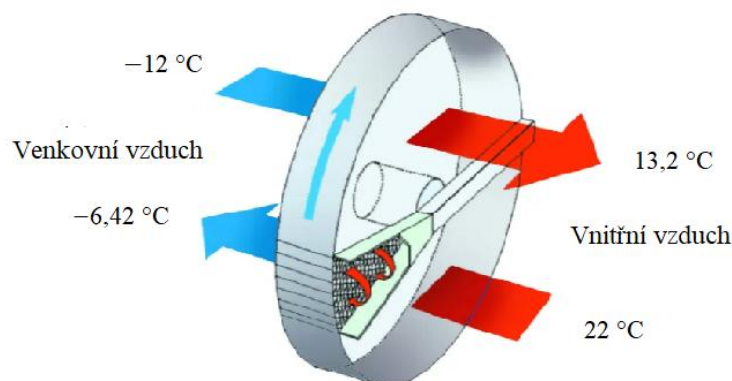
$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_f}{p_i} &= \frac{G_f^2}{2 \cdot g \cdot \rho_f \cdot p_i} \\ &\cdot \left[ \frac{1 - \sigma^2 + K_c + 2 \cdot \left( \frac{\rho_{f,o}}{\rho_f} - 1 \right) + f_f \cdot \frac{L}{r_h} \cdot \rho_f \cdot \left( \frac{1}{\rho_{m,f}} \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \cdot \frac{\rho_f}{\rho_{f,o}}}{13,48^2} \right] \\ &= \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,351 \cdot 101325}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,351 \cdot 101325} \\ &\cdot \left[ 1 - 0,709^2 + (-0,5) + 2 \cdot \left( \frac{1,232}{1,351} - 1 \right) + 0,0153 \cdot \frac{0,36}{0,000267} \cdot 1,351 \cdot \left( \frac{1}{1,29} \right) \right. \\ &\left. - (1 - 0,709^2 - 1,07) \cdot \frac{1,351}{1,232} \right] = 0,00152 = 0,15 \% \end{aligned} \quad (82)$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_w}{p_i} &= \frac{G_w^2}{2 \cdot g \cdot \rho_w \cdot p_i} \\ &\cdot \left[ \frac{1 - \sigma^2 + K_c + 2 \cdot \left( \frac{\rho_{w,o}}{\rho_w} - 1 \right) + f_w \cdot \frac{L}{r_h} \cdot \rho_w \cdot \left( \frac{1}{\rho_{m,w}} \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \cdot \frac{\rho_w}{\rho_{w,o}}}{11,94^2} \right] \\ &= \frac{2 \cdot 9,81 \cdot 1,1965 \cdot 101325}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,1965 \cdot 101325} \\ &\cdot \left[ 1 - 0,709^2 + (-0,5) + 2 \cdot \left( \frac{1,323}{1,1965} - 1 \right) + 0,0191 \cdot \frac{0,36}{0,000267} \cdot 1,1965 \right. \\ &\left. \cdot \left( \frac{1}{1,26} \right) - (1 - 0,709^2 - 1,07) \cdot \frac{1,1965}{1,323} \right] = 0,00149 = 0,15 \% \end{aligned} \quad (83)$$

Tlaková ztráta:

$$\Delta p_f = 154,2 \text{ Pa} \quad (84)$$

$$\Delta p_w = 150,49 \text{ Pa} \quad (85)$$



Obrázek 32 – Grafické znázornění vstupních a výstupních teplot pro zimní provoz, upraveno podle zdroje [36]



### 6.2.3 Letní provoz

Základní geometrie a výpočet výměníku zůstávají stejné jako u zimního provozu. Rozdílná je návrhová teplota okolí a také vlastnosti vzduchu, které jsou na ní závislé. Návrhová teplota okolí byla zvolena dle [7].

Teplota uvnitř:

$$t_{i,w} = 22 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (86)$$

Teplota venku:

$$t_{i,f} = 32 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (87)$$

### Vlastnosti vzduchu

Vlastnosti vzduchu jsou ze zdrojů [30,31,32,33].

Tabulka 2 – Vlastnosti vzduchu – letní režim

Veličina	Značka [jednotka]	Odpadní vzduch 22 °C	Čerstvý vzduch 32 °C
Hustota vzduchu	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,1965	1,1555
Měrná tepelná kapacita vzduchu	$c_p$ [J/kgK]	1006	1006
Tepelná vodivost vzduchu	$\lambda$ [W/mK]	0,02602	0,02676
Dynamická viskozita vzduchu	$\mu$ [kg/sm]	0,00001822	0,0000187

### Průtoky vzduchu

Objemový průtok vzduchu uvažujeme stejně veliký jak pro odpadní, tak pro čerstvý vzduch:

$$V_e = 9750 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 2,708 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (88)$$

Hmotnostní průtok vzduchu:

$$M_w = \rho_w \cdot V_e = 1,1965 \cdot 2,708 = 3,241 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (89)$$

$$M_f = \rho_f \cdot V_e = 1,1555 \cdot 2,708 = 3,129 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (90)$$

Vliv těsnění je zohledněn podle toho, kolik procent ztrát činí těsnění. Tady je uvažováno těsnění s 3,5% ztrátou. Zahrnutí tohoto faktoru poskytne reálný hmotnostní průtok:

$$M_{r,w} = 0,965 \cdot M_w = 0,965 \cdot 3,241 = 3,127 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (91)$$

$$M_{r,f} = 0,965 \cdot M_f = 0,965 \cdot 3,129 = 3,02 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (92)$$

### Kapacity

Průtoková kapacita:

$$C_w = M_{r,w} \cdot c_{p,w} = 3,127 \cdot 1006 = 3145,865 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (93)$$

$$C_f = M_{r,f} \cdot c_{p,f} = 3,02 \cdot 1006 = 3037,936 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (94)$$

Porovnání průtokových kapacit a určení minimální a maximální:

$$3145,865 > 3037,936 \quad (95)$$

$$C_w > C_f \quad (96)$$

$$C_w = C_{max} = 3145,865 \frac{W}{K} \quad (97)$$

$$C_f = C_{min} = 3037,936 \frac{W}{K} \quad (98)$$

Poměr tepelných kapacit:

$$C^* = \frac{(M \cdot c_p)_{min}}{(M \cdot c_p)_{max}} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{3037,936}{3145,865} = 0,966 \quad (99)$$

Tepelná kapacita výměníku:

$$C_r = M^r \cdot c_{p,r} \cdot n = 220,64 \cdot 900 \cdot \frac{11}{60} = 36405,157 \frac{W}{K} \quad (100)$$

Poměrná kapacita:

$$C_r^* = \frac{M^r \cdot c_r \cdot N}{(M \cdot c_p)_{min}} = \frac{C_r}{C_{min}} = \frac{36405,157}{3037,936} = 11,984 \quad (101)$$

### Přestup a prostup tepla

Nusseltovo číslo a následně i součinitel přestupu tepla se běžně získávají z empirických hodnot. Pro zvolenou geometrii kanálků a typ výměníku, tj. regenerátor z hliníkových plechů se získaly na základě hodnot ze zdroje [34]. Pro použití těchto hodnot ale nejdříve musí být ověřena podmínka:

$$\frac{L}{d_h} > 100 \quad (102)$$

$$\frac{0,36}{0,00107} > 100 \quad (103)$$

$$337,5 > 100 \quad (104)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu = 3,111 \quad (105)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$h_w = \frac{Nu \cdot \lambda_w}{d_h} = \frac{3,111 \cdot 0,02602}{0,00107} = 75,9 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (106)$$

$$h_f = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{d_h} = \frac{3,111 \cdot 0,02676}{0,00107} = 78 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (107)$$

Součinitel prostupu tepla:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{(hA)_w} + \frac{1}{(hA)_f}} = \frac{1}{\frac{1}{75,9 \cdot 353,578} + \frac{1}{78 \cdot 353,578}} = 13604,44 \frac{W}{K} \quad (108)$$

NTU:

$$NTU = \frac{k}{C_{min}} = \frac{13604,44}{3037,936} = 4,48 \quad (109)$$

**Efektivnost**

Pro použití následujících vzorců pro výpočet efektivnosti musí být splněna podmínka [34]:

$$0,25 \leq (hA)^* \leq 4 \quad (110)$$

Poměr konvektivních vodivostí na stranách  $C_{\min}$  a  $C_{\max}$ :

$$(hA)^* = \frac{(hA)_{\text{na straně } C_{\min}}}{(hA)_{\text{na straně } C_{\max}}} = \frac{(hA)_f}{(hA)_w} = \frac{78 \cdot 353,578}{75,9 \cdot 353,578} = 1,03 \frac{W}{K} \quad (111)$$

$$0,25 \leq 1,03 \leq 4 \quad (112)$$

Účinnost se počítá jako u čistého protiproudého výměníku:

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - e^{(-NTU \cdot (1 - C^*))}}{1 - C^* \cdot e^{(-NTU \cdot (1 - C^*))}} = \frac{1 - e^{(-4,48 \cdot (1 - 0,966))}}{1 - 0,966 \cdot e^{(-4,48 \cdot (1 - 0,966))}} = 0,829 \quad (113)$$

pro  $C^* < 1$

Efektivnost rotačního výměníku byla následně zpřesněna pomocí empiricky získaných podkladů podle zdroje [24]:

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf} \cdot \left(1 - \frac{1}{9 \cdot C_r^{1,93}}\right) = 0,829 \cdot \left(1 - \frac{1}{9 \cdot 11,984^{1,93}}\right) = 0,828 \quad (114)$$

**Přenos tepla**

Přenos tepla:

$$Q = \varepsilon \cdot (M \cdot c_p)_{\min} \cdot (t_{i,f} - t_{i,w}) = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (t_{i,f} - t_{i,w}) \\ = 0,828 \cdot 3037,936 \cdot (32 - 22) = 25154,69 \text{ W} \quad (115)$$

Výstupní teploty:

$$t_{o,f} = t_{i,f} - \frac{Q}{C_f} = 32 - \frac{25154,69}{3037,936} = 23,72 \text{ °C} \quad (116)$$

$$t_{o,w} = t_{i,w} + \frac{Q}{C_w} = 22 + \frac{25154,69}{3145,865} = 30 \text{ °C} \quad (117)$$

**Tlaková ztráta**

Tlaková ztráta regeneračního rotačního výměníku se počítá stejným způsobem jako u deskového žebrového výměníku. Postup výpočtu je uveden ve zdroji [35].

Hmotnostní rychlost:

$$G_w = \frac{M_{r,w}}{A_{c,w}} = \frac{3,127}{0,262} = 11,94 \frac{kg}{m \cdot s^2} \quad (118)$$

$$G_f = \frac{M_{r,f}}{A_{c,f}} = \frac{3,02}{0,262} = 11,53 \frac{kg}{m \cdot s^2} \quad (119)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_w = \frac{4 \cdot r_h \cdot G_w}{\mu_w} = \frac{4 \cdot 0,000267 \cdot 11,94}{0,00001822} = 698,99 \quad (120)$$

$$Re_f = \frac{4 \cdot r_h \cdot G_f}{\mu_f} = \frac{4 \cdot 0,000267 \cdot 11,53}{0,0000187} = 657,68 \quad (121)$$

Ve zdroji [34] se vezme z tabulky (odkud se použil součinitel přestup tepla) součin Reynoldsova čísla a součinitele tření:

$$Re \cdot f = 13,333 \quad (122)$$

Součinitel tření:

$$f_w = \frac{13,333}{Re_w} = \frac{13,333}{698,99} = 0,0191 \quad (123)$$

$$f_f = \frac{13,333}{Re_f} = \frac{13,333}{657,68} = 0,0203 \quad (124)$$

Vstupní a výstupní koeficienty tlakové ztráty byly odečteny na základě velikosti Reynoldsových čísel, porézności a vhodné geometrie ze zdroje [35]. Jelikož jsou všechny tyto vlastnosti totožné nebo velmi podobné, tak koeficienty pro obě strany byly uvažovány stejně veliké.

$$K_c = -0,5 \quad (125)$$

$$K_e = 1,07 \quad (126)$$

Výstupní hustoty vzduchu pro  $t_{o,w}$  a  $t_{o,f}$  [29]:

$$\rho_{w,o} = 1,168 \frac{kg}{m^3} \quad (127)$$

$$\rho_{f,o} = 1,188 \frac{kg}{m^3} \quad (128)$$

Střední hustota vzduchu:

$$\rho_{m,w} = \frac{\rho_w + \rho_{w,o}}{2} = \frac{1,1965 + 1,168}{2} = 1,18 \frac{kg}{m^3} \quad (129)$$

$$\rho_{m,f} = \frac{\rho_f + \rho_{f,o}}{2} = \frac{1,15545 + 1,188}{2} = 1,17 \frac{kg}{m^3} \quad (130)$$

Počáteční tlak (atmosférický):

$$p_i = 101325 Pa \quad (131)$$

Gravitační zrychlení:

$$g = 9,81 \frac{m}{s^2} \quad (132)$$

Poměrná tlaková ztráta:

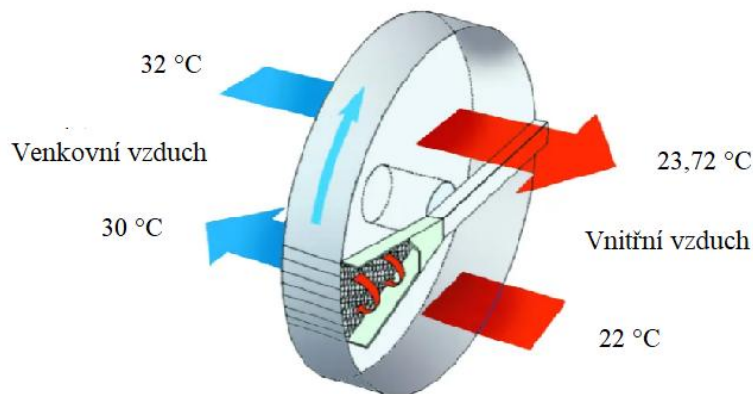
$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_w}{p_i} &= \frac{G_w^2}{2 \cdot g \cdot \rho_w \cdot p_i} \\ &\cdot \left[ 1 - \sigma^2 + K_c + 2 \cdot \left( \frac{\rho_{w,o}}{\rho_w} - 1 \right) + f_w \cdot \frac{L}{r_h} \cdot \rho_w \cdot \left( \frac{1}{\rho_{m,w}} \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \cdot \frac{\rho_w}{\rho_{w,o}} \right] \\ &= \frac{11,94^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,1965 \cdot 101325} \\ &\cdot \left[ 1 - 0,709^2 + (-0,5) + 2 \cdot \left( \frac{1,168}{1,1965} - 1 \right) + 0,0191 \cdot \frac{0,36}{0,000267} \cdot 1,1956 \right. \\ &\cdot \left. \left( \frac{1}{1,18} \right) - (1 - 0,709^2 - 1,07) \cdot \frac{1,1965}{1,168} \right] = 0,0016 = 0,16 \% \end{aligned} \quad (133)$$

$$\begin{aligned} \frac{\Delta p_f}{p_i} &= \frac{G_f^2}{2 \cdot g \cdot \rho_f \cdot p_i} \\ &\cdot \left[ 1 - \sigma^2 + K_c + 2 \cdot \left( \frac{\rho_{f,o}}{\rho_f} - 1 \right) + f_f \cdot \frac{L}{r_h} \cdot \rho_f \cdot \left( \frac{1}{\rho_{m,f}} \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \cdot \frac{\rho_f}{\rho_{f,o}} \right] \\ &= \frac{11,53^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,15545 \cdot 101325} \\ &\cdot \left[ 1 - 0,709^2 + (-0,5) + 2 \cdot \left( \frac{1,88}{1,15545} - 1 \right) + 0,0203 \cdot \frac{0,36}{0,000267} \cdot 1,15545 \right. \\ &\cdot \left. \left( \frac{1}{1,17} \right) - (1 - 0,709^2 - 1,07) \cdot \frac{1,15545}{1,88} \right] = 0,00159 = 0,16 \% \end{aligned} \quad (134)$$

Tlaková ztráta:

$$\Delta p_w = 162,1 \text{ Pa} \quad (135)$$

$$\Delta p_f = 161,19 \text{ Pa} \quad (136)$$



Obrázek 33 – Grafické znázornění vstupních a výstupních teplot pro letní provoz, upraveno podle zdroje [36]

#### 6.2.4 Shrnutí hodnot

Hodnoty výměníku pro oba režimy jsou shrnuty v tabulce 3. Oranžově vyznačené hodnoty jsou stěžejní pro porovnání s jiným typem výměníku.

Tabulka 3 – Hodnoty rotačního výměníku

Veličina	Značka [jednotka]	Zimní režim	Letní režim
Hustota matrice	$\rho_r$ [kg/m <sup>3</sup> ]		2710
Tepelná vodivost matrice	$\lambda_r$ [W/mK]		200
Měrná tepelná kapacita matrice	$c_{p,r}$ [J/kgK]		900
Tloušťka plechu	$\delta_p$ [m]		0,0002
Výška vlny	$b$ [m]		0,0016
Rychlost otáčení	$n$ [ot./min]		11
Rychlost vzduchu	$w_f, w_w$ [m/s]		3
Vnitřní průměr	$d$ [m]		0,1
Vnější průměr	$D$ [m]		1
Délka výměníku	$L$ [m]		0,36
Podíl prostoru vyplachovací komory	$x_k$ [–]		0,05
Podíl prostoru vzduchu	$x_f, x_w$ [–]		0,475
Poréznost	$\sigma$ [–]		0,709
Měrný povrch	$\beta$ [m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]		2659,28
Hydraulický poloměr	$r_h$ [m]		0,000267
Hydraulický průměr	$d_h$ [m]		0,00107
Dílčí průtočné průřezy	$A_{c,f}, A_{c,w}$ [m <sup>2</sup> ]		0,262
Celková teplosměnná plocha	$A$ [m <sup>2</sup> ]		707,156
Dílčí teplosměnné plochy	$A_f, A_w$ [m <sup>2</sup> ]		353,578
Hmotnost matrice	$M^r$ [kg]		220,64
Vstupní teplota čerstvého vzduchu	$t_{i,f}$ [°C]	12	32
Vstupní teplota odpadního vzduchu	$t_{i,w}$ [°C]	22	22
Objemový průtok vzduchu	$V_e$ [m <sup>3</sup> /s]		2,708
Reálný hmotnostní průtok	$M_{r,f}$ [kg/s]	3,531	3,02
Reálný hmotnostní průtok	$M_{r,w}$ [kg/s]	3,127	3,127
Maximální průtoková kapacita	$C_f$ [W/K]	3548,549	3037,936
Minimální průtoková kapacita	$C_w$ [W/K]	3145,865	3145,865
Poměr tepelných kapacit	$C^*$ [–]	0,887	0,966
Tepelná kapacita výměníku	$C_r$ [W/K]		36405,157
Poměrná kapacita	$C_r^*$ [–]	11,572	11,984
Nusseltovo číslo	$Nu$ [–]		3,111
Součinitel přestupu tepla	$h_f$ [W/Km <sup>2</sup> ]	68,3	78
Součinitel přestupu tepla	$h_w$ [W/Km <sup>2</sup> ]	75,9	75,9
Součinitel prostupu tepla	$k$ [W/K]	12713,64	13604,44
NTU	NTU [–]	4,04	4,48
Účinnost rotačního výměníku	$\varepsilon$ [–]	0,836	0,828
Přenos tepla	$Q$ [W]	89415,94	25154,69
Výstupní teplota čerstvého vzduchu	$t_{o,f}$ [°C]	13,2	23,72
Výstupní teplota odpadního vzduchu	$t_{o,w}$ [°C]	–6,42	30
Hmotnostní rychlost	$G_f$ [kg/ms <sup>2</sup> ]	13,48	11,53
Hmotnostní rychlost	$G_w$ [kg/ms <sup>2</sup> ]	11,94	11,94
Reynoldsovo číslo	$Re_f$ [–]	868,89	657,68
Reynoldsovo číslo	$Re_w$ [–]	698,99	698,99
Součinitel tření	$f_f$ [–]	0,0153	0,0203
Součinitel tření	$f_w$ [–]	0,0191	0,0191
Vstupní koeficient tlakové ztráty	$K_c$ [–]		–0,5
Výstupní koeficient tlakové ztráty	$K_e$ [–]		1,07
Tlaková ztráta	$\Delta p_f$ [Pa]	154,2	161,19
Tlaková ztráta	$\Delta p_w$ [Pa]	150,49	162,1

### 6.3 Rekuperační výměník

Výpočet rekuperačního výměníku byl zvolen na základě literatury [37], kde je obsažen výpočet geometrie žebér a následně koeficienty s ním spojené. Zbytek obecného výpočtu výměníku vychází ze zdroje [35]. Typ výměníku byl zvolen protiproudý z důvodů vyšší efektivity. Indexy zůstávají stejné jako u regeneračního výměníku.

#### 6.3.1 Geometrie výměníku

##### Vlastnosti materiálu

Materiál zůstává stejný jako u regeneračního výměníku z toho důvodu, že pro oba výměníky je vhodný hliník pro tvorbu malých žebér – Hliníková fólie 5005-H14 [28,29]

Hustota:

$$\rho_r = 2,71 \frac{g}{cm^3} = 2710 \frac{kg}{m^3} \quad (137)$$

Tepelná vodivost:

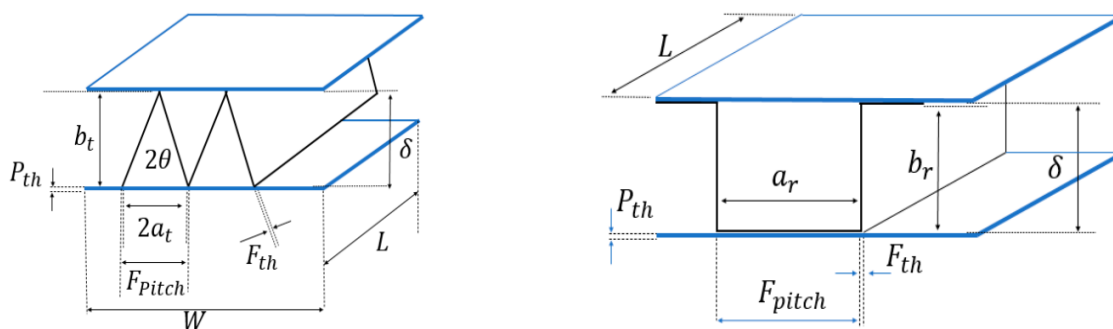
$$\lambda_r = 200 \frac{W}{mK} \quad (138)$$

Měrná tepelná kapacita:

$$c_{p,r} = 900 \frac{J}{kgK} \quad (139)$$

##### Geometrie žebér

Výměník byl spočítán pro obdélníkový i trojúhelníkový tvar žebér, aby se zjistilo, která geometrie je v tomto případě vhodnější. Postup bude uveden pro obdélníkový tvar. Na konci výpočtu v kapitole 6.3.4 je uvedena tabulka i s hodnotami pro trojúhelníkové žebrování. Hodnoty se volily na základě doporučení z 5.2 a podle zdroje [37].



Obrázek 34 – Geometrické rozměry pro trojúhelníkové (vlevo) a obdélníkové (vpravo) žebrování [37]

Hustota žebrování:

$$f = 450 \frac{\text{žebra}}{m^2} \quad (140)$$

Tloušťka žebra:

$$F_{th} = 0,00015 \text{ m} \quad (141)$$

Tloušťka desky:

$$P_{th} = 0,001 \text{ m} \quad (142)$$

Vzdálenost mezi deskami:

$$\delta = 0,00635 \text{ m} \quad (143)$$

Výška žebra:

$$b_r = \delta - F_{th} = 0,00635 - 0,00015 = 0,0062 \text{ m} \quad (144)$$

Rozteč žeber:

$$F_{pitch} = \frac{1}{f} = \frac{1}{450} = 0,00222 \text{ m} \quad (145)$$

Mezera mezi žebry:

$$a_r = F_{pitch} - F_{th} = 0,00222 - 0,00015 = 0,00207 \text{ m} \quad (146)$$

### Rozměry výměníku

Počet vrstev:

$$N_1 = 34 \quad (147)$$

$$N_2 = 34 \quad (148)$$

Celkový počet vrstev:

$$N = N_1 + N_2 = 68 \quad (149)$$

Výška výměníku:

$$H = N \cdot \delta + (N + 1) \cdot P_{th} = 68 \cdot 0,00635 + (68 + 1) \cdot 0,001 = 0,5 \text{ m} \quad (150)$$

Šířka výměníku:

$$W = 0,65 \text{ m} \quad (151)$$

Délka výměníku:

$$L = 0,8 \text{ m} \quad (152)$$

Objem výměníku:

$$V = H \cdot W \cdot L = 0,5 \cdot 0,65 \cdot 0,8 = 0,26 \text{ m}^3 \quad (153)$$

### Geometrie výměníku

Hydraulický průměr:

$$\begin{aligned} d_h &= \frac{2 \cdot (F_{pitch} - F_{th}) \cdot (\delta - F_{th})}{(F_{pitch} - 2 \cdot F_{th}) + (\delta - F_{th})} \\ &= \frac{2 \cdot (0,00222 - 0,00015) \cdot (0,00635 - 0,00015)}{(0,00222 - 2 \cdot 0,00015) + (0,00635 - 0,00015)} = 0,00316 \text{ m} \end{aligned} \quad (154)$$

Hydraulický poloměr:

$$r_h = \frac{d_h}{4} = \frac{0,00316}{4} = 0,00079 \text{ m} \quad (155)$$



Poměr sekundární celkové plochy:

$$f_s = \frac{(F_{pitch} - F_{th}) + 2 \cdot (\delta - F_{th})}{2 \cdot (F_{pitch} - 2 \cdot F_{th}) + 2 \cdot (\delta - F_{th})} = \frac{(0,00222 - 0,00015) + 2 \cdot (0,00635 - 0,00015)}{2 \cdot (0,00222 - 2 \cdot 0,00015) + 2 \cdot (0,00635 - 0,00015)} = 0,89 \quad (156)$$

Plošná hustota:

$$\alpha = \frac{2 \cdot (F_{pitch} - F_{th}) + 2 \cdot (\delta - F_{th})}{F_{pitch} \cdot \delta} = \frac{2 \cdot (0,00222 - 0,00015) + 2 \cdot (0,00635 - 0,00015)}{0,00222 \cdot 0,00635} = 1172,44 \frac{m}{m^2} \quad (157)$$

Čelní plocha:

$$A_{fr,f} = A_{fr,w} = H \cdot W = 0,5 \cdot 0,65 = 0,326 m^2 \quad (158)$$

Měrný povrch:

$$\beta = \frac{\delta \cdot \alpha}{\delta + \delta + 2 \cdot P_{th}} = \frac{0,00635 \cdot 1172,44}{0,00635 + 0,00635 + 2 \cdot 0,001} = 506,46 \frac{m^2}{m^3} \quad (159)$$

Celková teplosměnná plocha:

$$A_f = A_w = \beta \cdot V = 506,46 \cdot 0,26 = 131,89 m^2 \quad (160)$$

Poréznost:

$$\sigma = \beta \cdot r_h = 506,46 \cdot 0,0079 = 0,4 \quad (161)$$

Průtočná plocha:

$$A_{c,f} = A_{c,w} = \sigma \cdot A_{fr,f} = 0,4 \cdot 0,326 = 0,13 m^2 \quad (162)$$

### 6.3.2 Zimní provoz

Pro rekuperační výměník zůstávají návrhové teploty stejné jako pro regenerační výměník.

Teplota uvnitř:

$$t_{i,w} = 22 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (163)$$

Teplota venku:

$$t_{i,f} = -12 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (164)$$

### Vlastnosti vzduchu

Vlastnosti vzduchu pochází ze zdrojů jako v regeneračním výměníku [30,31,32,33]. Pro přesnější výpočet byly vlastnosti uvažovány jako průměr hodnot na vstupu a výstupu z výměníku. Teplota vzduchu je ovšem známa pouze pro vstupní parametry. Pro výstupní parametry musel být nejdříve dokončen celý postup návrhu a pak zpětně pomocí iterací byly získány tyto hodnoty. Až do výpočtu tlakové ztráty se budou používat jen průměrné hodnoty s výjimkou hmotnostních průtoků. Na konci výpočtu je v kapitole 6.3.5 uvedeno srovnání s původními vstupními hodnotami.

Tabulka 4 – Vlastnosti vzduchu – zimní režim

Veličina	Značka [jednotka]	Odpadní vzduch		
		Vstup (22 °C)	Výstup (-7 °C)	Průměr
Hustota	$\rho_w$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,1965	1,326	1,26125
Tepelná kapacita	$c_{p,w}$ [J/kgK]	1006	1005	1005,5
Tepelná vodivost	$\lambda_w$ [W/mK]	0,02602	0,02382	0,02492
Dynamická viskozita	$\mu_w$ [kg/sm]	0,00001822	0,0000168	0,00001751
		Čerstvý vzduch		
		Vstup (-12 °C)	Výstup (14 °C)	Průměr
Hustota	$\rho_f$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,351	1,229	1,29
Tepelná kapacita	$c_{p,f}$ [J/kgK]	1005	1005	1005
Tepelná vodivost	$\lambda_f$ [W/mK]	0,02343	0,02542	0,024425
Dynamická viskozita	$\mu_f$ [kg/sm]	0,00001655	0,00001784	0,000017195

Prandtlovo číslo:

$$Pr_f = \frac{c_{p,f} \cdot \mu_f}{\lambda_f} = \frac{1005 \cdot 0,000017195}{0,024425} = 0,708 \quad (165)$$

$$Pr_w = \frac{c_{p,w} \cdot \mu_w}{\lambda_w} = \frac{1005,5 \cdot 0,00001751}{0,02492} = 0,707 \quad (166)$$

### Průtoky vzduchu

Objemový průtok vzduchu, uvažujeme jej stejně veliký jak pro odpadní tak čerstvý vzduch:

$$V_e = 9750 \frac{m^3}{h} = 2,708 \frac{m^3}{s} \quad (167)$$

Hmotnostní průtok vzduchu:

$$M_f = \rho_{f,i} \cdot V_e = 1,351 \cdot 2,708 = 3,659 \frac{kg}{s} \quad (168)$$

$$M_w = \rho_{w,i} \cdot V_e = 1,1965 \cdot 2,708 = 3,241 \frac{kg}{s} \quad (169)$$

### Součinitel přestupu tepla

Hmotnostní rychlost:

$$G_f = \frac{M_f}{A_{c,f}} = \frac{3,659}{0,13} = 28,06 \frac{kg}{s^2m} \quad (170)$$

$$G_w = \frac{M_w}{A_{c,w}} = \frac{3,241}{0,13} = 24,85 \frac{kg}{s^2m} \quad (171)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_f = \frac{4 \cdot r_h \cdot G_f}{\mu_f} = \frac{4 \cdot 0,00079 \cdot 28,06}{0,000017195} = 5162,86 \quad (172)$$

$$Re_w = \frac{4 \cdot r_h \cdot G_w}{\mu_w} = \frac{4 \cdot 0,00079 \cdot 24,85}{0,00001751} = 4490,18 \quad (173)$$

Colburnův faktor:

$$\begin{aligned} j_f &= 0,233 \cdot Re_f^{-0,48} \cdot \left(\frac{F_{pitch}}{\delta}\right)^{0,192} \cdot \left(\frac{F_{th}}{\delta}\right)^{-0,208} \\ &= 0,233 \cdot 5162,86^{-0,48} \cdot \left(\frac{0,00222}{0,00635}\right)^{0,192} \cdot \left(\frac{0,00015}{0,00635}\right)^{-0,208} = 0,0069 \end{aligned} \quad (174)$$

$$\begin{aligned} j_w &= 0,233 \cdot Re_w^{-0,48} \cdot \left(\frac{F_{pitch}}{\delta}\right)^{0,192} \cdot \left(\frac{F_{th}}{\delta}\right)^{-0,208} \\ &= 0,233 \cdot 4490,18^{-0,48} \cdot \left(\frac{0,00222}{0,00635}\right)^{0,192} \cdot \left(\frac{0,00015}{0,00635}\right)^{-0,208} = 0,0073 \end{aligned} \quad (175)$$

pro  $2700 < Re < 10000$

Třecí faktor:

$$\begin{aligned} f_f &= 0,029 \cdot Re_f^{-0,09} \cdot \left(\frac{F_{pitch}}{\delta}\right)^{0,034} \cdot \left(\frac{F_{th}}{\delta}\right)^{-0,169} \\ &= 0,029 \cdot 5162,86^{-0,09} \cdot \left(\frac{0,00222}{0,00635}\right)^{0,034} \cdot \left(\frac{0,00015}{0,00635}\right)^{-0,169} = 0,0244 \end{aligned} \quad (176)$$

$$\begin{aligned} f_w &= 0,029 \cdot Re_w^{-0,09} \cdot \left(\frac{F_{pitch}}{\delta}\right)^{0,034} \cdot \left(\frac{F_{th}}{\delta}\right)^{-0,169} \\ &= 0,029 \cdot 4490,18^{-0,09} \cdot \left(\frac{0,00222}{0,00635}\right)^{0,034} \cdot \left(\frac{0,00015}{0,00635}\right)^{-0,169} = 0,0247 \end{aligned} \quad (177)$$

pro  $2700 < Re < 10000$

Stanstonovo číslo:

$$St_f = \frac{j_f}{Pr_f^{2/3}} = \frac{0,0069}{0,708^{2/3}} = 0,0086 \quad (178)$$

$$St_w = \frac{j_w}{Pr_w^{2/3}} = \frac{0,0073}{0,707^{2/3}} = 0,0092 \quad (179)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$h_f = St_f \cdot G_f \cdot c_{p,f} = 0,0086 \cdot 28,06 \cdot 1005 = 243,46 \frac{W}{m^2K} \quad (180)$$

$$h_w = St_w \cdot G_w \cdot c_{p,w} = 0,0092 \cdot 24,85 \cdot 1005,5 = 230,89 \frac{W}{m^2K} \quad (181)$$

**Celková účinnost povrchu žebra**

Účinnost povrchu žebra:

$$\eta_{f,f} = \frac{\tanh\left[\left(\frac{2 \cdot h_f}{\lambda_r \cdot F_{th}}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\delta}{2}\right)\right]}{\left[\left(\frac{2 \cdot h_f}{\lambda_r \cdot F_{th}}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\delta}{2}\right)\right]} = \frac{\tanh\left[\left(\frac{2 \cdot 243,46}{200 \cdot 0,00015}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{0,00635}{2}\right)\right]}{\left[\left(\frac{2 \cdot 243,46}{200 \cdot 0,00015}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{0,00635}{2}\right)\right]} = 0,949 \quad (182)$$

$$\eta_{f,w} = \frac{\tanh \left[ \left( \frac{2 \cdot h_w}{\lambda_r \cdot F_{th}} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{\delta}{2} \right) \right]}{\left[ \left( \frac{2 \cdot h_w}{\lambda_r \cdot F_{th}} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{\delta}{2} \right) \right]} = \frac{\tanh \left[ \left( \frac{2 \cdot 230,89}{200 \cdot 0,00015} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{0,00635}{2} \right) \right]}{\left[ \left( \frac{2 \cdot 230,89}{200 \cdot 0,00015} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{0,00635}{2} \right) \right]} = 0,951 \quad (183)$$

Celková účinnost povrchu žebra:

$$\eta_{o,f} = 1 - f_s \cdot (1 - \eta_{f,f}) = 1 - 0,89 \cdot (1 - 0,949) = 0,954 \quad (184)$$

$$\eta_{o,w} = 1 - f_s \cdot (1 - \eta_{f,w}) = 1 - 0,89 \cdot (1 - 0,951) = 0,957 \quad (185)$$

**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{1}{\frac{1}{(hA\eta_o)_f} + \frac{1}{(hA\eta_o)_w}} = \frac{1}{\frac{1}{243,46 \cdot 131,89 \cdot 0,954} + \frac{1}{230,89 \cdot 131,89 \cdot 0,957}} \quad (186)$$

$$= 14934,51 \frac{W}{K}$$

**Kapacity**

Průtoková kapacita:

$$C_f = M_f \cdot c_{p,f} = 3,659 \cdot 1005 = 3677,25 \frac{W}{K} \quad (187)$$

$$C_w = M_w \cdot c_{p,w} = 3,241 \cdot 1005,5 = 3258,34 \frac{W}{K} \quad (188)$$

Porovnání průtokových kapacit a určení minimální a maximální:

$$3677,25 > 3258,34 \quad (189)$$

$$C_f > C_w \quad (190)$$

$$C_f = C_{max} = 3677,25 \frac{W}{K} \quad (191)$$

$$C_w = C_{min} = 3258,34 \frac{W}{K} \quad (192)$$

Poměr tepelných kapacit:

$$C^* = \frac{(M \cdot c_p)_{min}}{(M \cdot c_p)_{max}} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{3258,34}{3677,25} = 0,886 \quad (193)$$

**NTU a účinnost**

NTU:

$$NTU = \frac{k}{C_{min}} = \frac{14934,51}{3258,34} = 4,58 \quad (194)$$

Účinnost:

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - e^{(-NTU \cdot (1 - C^*))}}{1 - C^* \cdot e^{(-NTU \cdot (1 - C^*))}} = \frac{1 - e^{(-4,58 \cdot (1 - 0,886))}}{1 - 0,886 \cdot e^{(-4,58 \cdot (1 - 0,886))}} = 0,858 \quad (195)$$

### Přenos tepla

Přenos tepla:

$$Q = \varepsilon_{cf} \cdot (M \cdot c_p)_{\min} \cdot (t_{i,w} - t_{i,f}) = \varepsilon_{cf} \cdot C_{\min} \cdot (t_{i,w} - t_{i,f})$$

$$= 0,858 \cdot 3258,34 \cdot (22 - (-12)) = 94999,49 \text{ W} \quad (196)$$

Výstupní teploty:

$$t_{o,w} = t_{i,w} - \frac{Q}{C_w} = 22 - \frac{94999,49}{3258,34} = -7,16 \text{ °C} \quad (197)$$

$$t_{o,f} = t_{i,f} + \frac{Q}{C_f} = -12 + \frac{94999,49}{3677,25} = 13,83 \text{ °C} \quad (198)$$

### Tlaková ztráta

Počáteční tlak (atmosférický):

$$p_i = 101325 \text{ Pa} \quad (199)$$

Gravitační zrychlení:

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (200)$$

Vstupní a výstupní koeficienty tlakové ztráty byly odečteny na základě velikosti Reynoldsových čísel, poréznosti a vhodné geometrie ze zdroje [35].

$$K_{c,f} = 0,255 \quad (201)$$

$$K_{c,w} = 0,25 \quad (202)$$

$$K_{e,f} = 0,48 \quad (203)$$

$$K_{e,w} = 0,47 \quad (204)$$

Tlaková ztráta:

Indexy: i – vstup, o – výstup, bez indexu – střední hodnota

$$\frac{\Delta p_f}{p_i} = \frac{G_f^2}{2 \cdot g \cdot \rho_{f,i} \cdot p_i} \cdot \left[ 1 - \sigma^2 + K_{c,f} + 2 \cdot \left( \frac{\rho_{f,o}}{\rho_{f,i}} - 1 \right) + f_f \cdot \frac{L}{r_h} \cdot \rho_{f,i} \cdot \left( \frac{1}{\rho_f} \right) - (1 - \sigma^2 - K_{e,f}) \cdot \frac{\rho_{f,i}}{\rho_{f,o}} \right]$$

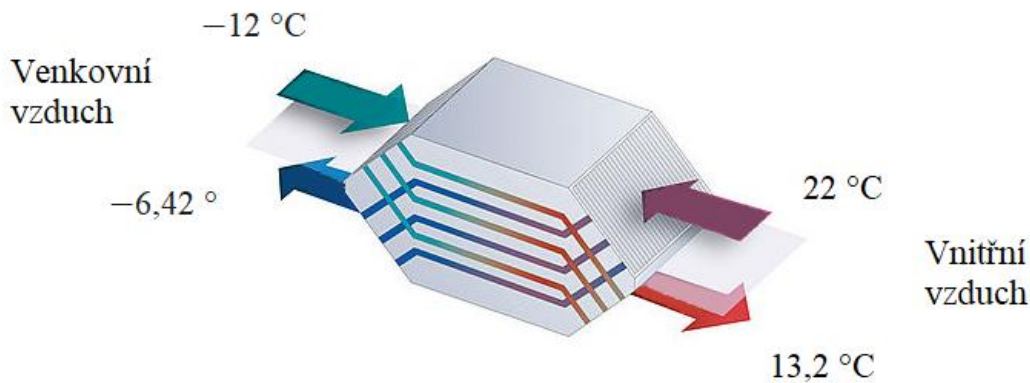
$$= \frac{28,06^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,351 \cdot 101325} \cdot \left[ 1 - 0,4^2 + 0,255 + 2 \cdot \left( \frac{1,229}{1,351} - 1 \right) + 0,0244 \cdot \frac{0,8}{0,00079} \cdot 1,351 \cdot \left( \frac{1}{1,29} \right) - (1 - 0,709^2 - 0,48) \cdot \frac{1,351}{1,229} \right] = 0,00788 = 0,79 \%$$
(205)

$$\frac{\Delta p_w}{p_i} = \frac{G_w^2}{2 \cdot g \cdot \rho_{w,i} \cdot p_i} \cdot \left[ 1 - \sigma^2 + K_{c,w} + 2 \cdot \left( \frac{\rho_{w,o}}{\rho_{w,i}} - 1 \right) + f_w \cdot \frac{L}{r_h} \cdot \rho_{w,i} \cdot \left( \frac{1}{\rho_w} \right) - (1 - \sigma^2 - K_{e,w}) \cdot \frac{\rho_{w,i}}{\rho_{w,o}} \right]$$

$$= \frac{24,85^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,1965 \cdot 101325} \cdot \left[ 1 - 0,4^2 + 0,25 + 2 \cdot \left( \frac{1,326}{1,1965} - 1 \right) + 0,0247 \cdot \frac{0,8}{0,00079} \cdot 1,1965 \cdot \left( \frac{1}{1,26125} \right) - (1 - 0,709^2 - 0,47) \cdot \frac{1,1965}{1,326} \right] = 0,0063 = 0,63 \%$$
(206)

$$\Delta p_f = 798,73 \text{ Pa} \quad (207)$$

$$\Delta p_w = 638,57 \text{ Pa} \quad (208)$$



Obrázek 35 – Grafické znázornění vstupních a výstupních teplot pro zimní provoz, upraveno podle zdroje [38]

### 6.3.3 Letní provoz

Základní geometrie a výpočet výměníku zůstávají stejné jako u zimního provozu. Rozdílná je návrhová teplota okolí a také vlastnosti vzduchu, které jsou na ní závislé. Geometrie žebrování i výměníku zůstává stejná.

Teplota uvnitř:

$$t_{i,w} = 22 \text{ °C} \quad (209)$$

Teplota venku:

$$t_{i,f} = 32 \text{ °C} \quad (210)$$

### Vlastnosti vzduchu

Vlastnosti vzduchu pochází ze zdrojů jako v regeneračním výměníku [30,31,32,33]. Pro přesnější výpočet byly vlastnosti uvažovány jako průměr hodnot na vstupu a výstupu z výměníku. Teplota vzduchu je ovšem známa pouze pro vstupní parametry. Pro výstupní parametry musel být nejdříve dokončen celý postup návrhu a pak zpětně pomocí iterací byly získány tyto hodnoty. Až do výpočtu tlakové ztráty se budou používat jen průměrné hodnoty

s výjimkou hmotnostních průtoků. Na konci výpočtu je v kapitole 6.3.5 uvedeno srovnání s původními vstupními hodnotami.

Tabulka 5 – Vlastnosti vzduchu – letní režim

Veličina	Značka [jednotka]	Čerstvý vzduch		
		Vstup (32 °C)	Výstup (24 °C)	Průměr
Hustota	$\rho_f$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,15545	1,19	1,172725
Tepelná kapacita	$c_{p,f}$ [J/kgK]	1006	1006	1006
Tepelná vodivost	$\lambda_f$ [W/mK]	0,02676	0,02613	0,026445
Dynamická viskozita	$\mu_f$ [kg/sm]	0,0000187	0,00001829	0,000018495
		Odpadní vzduch		
		Vstup (22 °C)	Výstup (30 °C)	Průměr
Hustota	$\rho_w$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,1965	1,166	1,18125
Tepelná kapacita	$c_{p,w}$ [J/kgK]	1006	1006	1006
Tepelná vodivost	$\lambda_w$ [W/mK]	0,02602	0,02659	0,026305
Dynamická viskozita	$\mu_w$ [kg/sm]	0,00001822	0,00001858	0,0000184

Prandtlovo číslo:

$$Pr_w = \frac{c_{p,w} \cdot \mu_w}{\lambda_c} = \frac{1006 \cdot 0,0000184}{0,026305} = 0,704 \quad (211)$$

$$Pr_f = \frac{c_{p,f} \cdot \mu_f}{\lambda_f} = \frac{1006 \cdot 0,000018495}{0,026445} = 0,704 \quad (212)$$

### Průtoky vzduchu

Objemový průtok vzduchu, uvažujeme jej stejně veliký jak pro odpadní tak čerstvý vzduch:

$$V_e = 9750 \frac{m^3}{h} = 2,708 \frac{m^3}{s} \quad (213)$$

Hmotnostní průtok vzduchu:

$$M_w = \rho_{w,i} \cdot V_e = 1,1965 \cdot 2,708 = 3,241 \frac{kg}{s} \quad (214)$$

$$M_f = \rho_{f,i} \cdot V_e = 1,15545 \cdot 2,708 = 3,129 \frac{kg}{s} \quad (215)$$

### Součinitel přestupu tepla

Hmotnostní rychlost:

$$G_w = \frac{M_w}{A_{c,w}} = \frac{3,241}{0,13} = 24,85 \frac{kg}{s^2m} \quad (216)$$

$$G_f = \frac{M_f}{A_{c,f}} = 3,129 = 24 \frac{kg}{s^2m} \quad (217)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_w = \frac{4 \cdot r_h \cdot G_w}{\mu_w} = \frac{4 \cdot 0,00079 \cdot 24,85}{0,0000184} = 4272,99 \quad (218)$$

$$Re_f = \frac{4 \cdot r_h \cdot G_f}{\mu_f} = \frac{4 \cdot 0,00079 \cdot 24}{0,000018495} = 4105,2 \quad (219)$$

Colburnův faktor:

$$\begin{aligned} j_w &= 0,233 \cdot Re_w^{-0,48} \cdot \left(\frac{F_{pitch}}{\delta}\right)^{0,192} \cdot \left(\frac{F_{th}}{\delta}\right)^{-0,208} \\ &= 0,233 \cdot 4272,99^{-0,48} \cdot \left(\frac{0,00222}{0,00635}\right)^{0,192} \cdot \left(\frac{0,00015}{0,00635}\right)^{-0,208} = 0,0075 \end{aligned} \quad (220)$$

$$\begin{aligned} j_f &= 0,233 \cdot Re_f^{-0,48} \cdot \left(\frac{F_{pitch}}{\delta}\right)^{0,192} \cdot \left(\frac{F_{th}}{\delta}\right)^{-0,208} \\ &= 0,233 \cdot 4105,2^{-0,48} \cdot \left(\frac{0,00222}{0,00635}\right)^{0,192} \cdot \left(\frac{0,00015}{0,00635}\right)^{-0,208} = 0,0077 \end{aligned} \quad (221)$$

pro  $2700 < Re < 10000$

Třecí faktor:

$$\begin{aligned} f_w &= 0,029 \cdot Re_w^{-0,09} \cdot \left(\frac{F_{pitch}}{\delta}\right)^{0,034} \cdot \left(\frac{F_{th}}{\delta}\right)^{-0,169} \\ &= 0,029 \cdot 4272,99^{-0,09} \cdot \left(\frac{0,00222}{0,00635}\right)^{0,034} \cdot \left(\frac{0,00015}{0,00635}\right)^{-0,169} = 0,0248 \end{aligned} \quad (222)$$

$$\begin{aligned} f_f &= 0,029 \cdot Re_f^{-0,09} \cdot \left(\frac{F_{pitch}}{\delta}\right)^{0,034} \cdot \left(\frac{F_{th}}{\delta}\right)^{-0,169} \\ &= 0,029 \cdot 4105,2^{-0,09} \cdot \left(\frac{0,00222}{0,00635}\right)^{0,034} \cdot \left(\frac{0,00015}{0,00635}\right)^{-0,169} = 0,0249 \end{aligned} \quad (223)$$

pro  $2700 < Re < 10000$

Stanstonovo číslo:

$$St_w = \frac{j_w}{Pr_w^{2/3}} = \frac{0,0075}{0,704^{2/3}} = 0,0095 \quad (224)$$

$$St_f = \frac{j_f}{Pr_f^{2/3}} = \frac{0,0077}{0,704^{2/3}} = 0,0097 \quad (225)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$h_w = St_w \cdot G_w \cdot c_{p,w} = 0,0095 \cdot 24,85 \cdot 1006 = 237,2 \frac{W}{m^2K} \quad (226)$$

$$h_f = St_f \cdot G_f \cdot c_{p,f} = 0,0097 \cdot 24 \cdot 1006 = 233,54 \frac{W}{m^2K} \quad (227)$$

### Celková účinnost povrchu žebra

Účinnost povrchu žebra:

$$\eta_{f,w} = \frac{\tanh\left[\left(\frac{2 \cdot h_w}{\lambda_r \cdot F_{th}}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\delta}{2}\right)\right]}{\left[\left(\frac{2 \cdot h_w}{\lambda_r \cdot F_{th}}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{\delta}{2}\right)\right]} = \frac{\tanh\left[\left(\frac{2 \cdot 237,2}{200 \cdot 0,00015}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{0,00635}{2}\right)\right]}{\left[\left(\frac{2 \cdot 237,2}{200 \cdot 0,00015}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{0,00635}{2}\right)\right]} = 0,95 \quad (228)$$



$$\eta_{f,f} = \frac{\tanh \left[ \left( \frac{2 \cdot h_f}{\lambda_r \cdot F_{th}} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{\delta}{2} \right) \right]}{\left[ \left( \frac{2 \cdot h_f}{\lambda_r \cdot F_{th}} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{\delta}{2} \right) \right]} = \frac{\tanh \left[ \left( \frac{2 \cdot 233,54}{200 \cdot 0,00015} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{0,00635}{2} \right) \right]}{\left[ \left( \frac{2 \cdot 233,54}{200 \cdot 0,00015} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{0,00635}{2} \right) \right]} = 0,951 \quad (229)$$

Celková účinnost povrchu žebra:

$$\eta_{o,w} = 1 - f_s \cdot (1 - \eta_{f,w}) = 1 - 0,89 \cdot (1 - 0,95) = 0,955 \quad (230)$$

$$\eta_{o,f} = 1 - f_s \cdot (1 - \eta_{f,f}) = 1 - 0,89 \cdot (1 - 0,951) = 0,956 \quad (231)$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{(hA\eta_o)_w} + \frac{1}{(hA\eta_o)_f}} = \frac{1}{\frac{1}{237,2 \cdot 131,89 \cdot 0,955} + \frac{1}{233,54 \cdot 131,89 \cdot 0,956}} \quad (232)$$

$$= 14834,9 \frac{W}{K}$$

### Kapacity

Průtoková kapacita:

$$C_w = M_w \cdot c_{p,w} = 3,241 \cdot 1006 = 3259,96 \frac{W}{K} \quad (233)$$

$$C_f = M_f \cdot c_{p,f} = 3,129 \cdot 1006 = 3148,12 \frac{W}{K} \quad (234)$$

Porovnání průtokových kapacit a určení minimální a maximální:

$$3259,96 > 3148,12 \quad (235)$$

$$C_w > C_f \quad (236)$$

$$C_w = C_{max} = 3259,96 \frac{W}{K} \quad (237)$$

$$C_f = C_{min} = 3148,12 \frac{W}{K} \quad (238)$$

Poměr tepelných kapacit:

$$C^* = \frac{(M \cdot c_p)_{min}}{(M \cdot c_p)_{max}} = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{3148,12}{3259,96} = 0,966 \quad (239)$$

### NTU a účinnost

NTU:

$$NTU = \frac{k}{C_{min}} = \frac{14834,9}{3148,12} = 4,71 \quad (240)$$

Účinnost:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{(-NTU \cdot (1 - C^*))}}{1 - C^* \cdot e^{(-NTU \cdot (1 - C^*))}} = \frac{1 - e^{(-4,71 \cdot (1 - 0,966))}}{1 - 0,966 \cdot e^{(-4,71 \cdot (1 - 0,966))}} = 0,836 \quad (241)$$

## Přenos tepla

Přenos tepla:

$$Q = \varepsilon \cdot (M \cdot c_p)_{\min} \cdot (t_{i,f} - t_{i,w}) = \varepsilon \cdot C_{\min} \cdot (t_{i,f} - t_{i,w})$$

$$= 0,836 \cdot 3148,12 \cdot (22 - (-12)) = 26332,68 \text{ W} \quad (242)$$

Výstupní teploty:

$$t_{o,f} = t_{i,f} - \frac{Q}{C_f} = 32 - \frac{26332,68}{3148,12} = 23,64 \text{ °C} \quad (243)$$

$$t_{o,w} = t_{i,w} + \frac{Q}{C_w} = 22 + \frac{26332,68}{3259,96} = 30,08 \text{ °C} \quad (244)$$

## Tlaková ztráta

Počáteční tlak (atmosférický):

$$p_i = 101325 \text{ Pa} \quad (245)$$

Gravitační zrychlení:

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (246)$$

Vstupní a výstupní koeficienty tlakové ztráty byly odečteny na základě velikosti Reynoldsových čísel, porézności a vhodné geometrie ze zdroje [35].

$$K_{c,w} = 0,25 \quad (247)$$

$$K_{c,f} = 0,245 \quad (248)$$

$$K_{e,w} = 0,47 \quad (249)$$

$$K_{e,f} = 0,46 \quad (250)$$

Tlaková ztráta:

Indexy: i – vstup, o – výstup, bez indexu – střední hodnota.

$$\frac{\Delta p_w}{p_i} = \frac{G_w^2}{2 \cdot g \cdot \rho_{w,i} \cdot p_i} \cdot \left[ 1 - \sigma^2 + K_{c,w} + 2 \cdot \left( \frac{\rho_{w,o}}{\rho_{w,i}} - 1 \right) + f_w \cdot \frac{L}{r_h} \cdot \rho_{w,i} \cdot \left( \frac{1}{\rho_w} \right) - (1 - \sigma^2 - K_{e,w}) \cdot \frac{\rho_{w,i}}{\rho_{w,o}} \right]$$

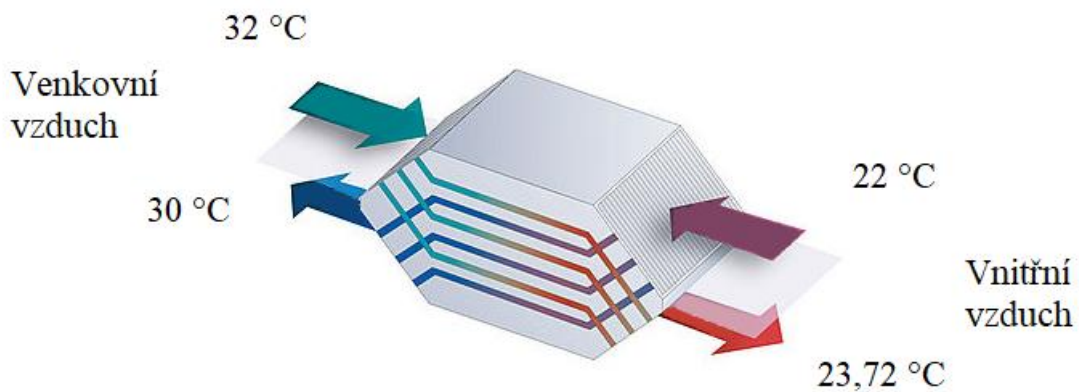
$$= \frac{24,85^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,1965 \cdot 101325} \cdot \left[ 1 - 0,4^2 + 0,25 + 2 \cdot \left( \frac{1,166}{1,1965} - 1 \right) + 0,0248 \cdot \frac{0,8}{0,00079} \cdot 1,1965 \cdot \left( \frac{1}{1,18125} \right) - (1 - 0,709^2 - 0,46) \cdot \frac{1,1965}{1,166} \right] = 0,00681 = 0,68 \% \quad (251)$$

$$\frac{\Delta p_f}{p_i} = \frac{G_f^2}{2 \cdot g \cdot \rho_{f,i} \cdot p_i} \cdot \left[ 1 - \sigma^2 + K_{c,f} + 2 \cdot \left( \frac{\rho_{f,o}}{\rho_{f,i}} - 1 \right) + f_f \cdot \frac{L}{r_h} \cdot \rho_{f,i} \cdot \left( \frac{1}{\rho_f} \right) - (1 - \sigma^2 - K_{e,f}) \cdot \frac{\rho_{f,i}}{\rho_{f,o}} \right]$$

$$= \frac{24^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 1,15545 \cdot 101325} \cdot \left[ 1 - 0,4^2 + 0,245 + 2 \cdot \left( \frac{1,19}{1,15545} - 1 \right) + 0,0249 \cdot \frac{0,8}{0,00079} \cdot 1,15545 \cdot \left( \frac{1}{1,172725} \right) - (1 - 0,709^2 - 0,46) \cdot \frac{1,15545}{1,19} \right] = 0,00639 = 0,64 \%$$
(252)

$$\Delta p_w = 690,1 \text{ Pa} \quad (253)$$

$$\Delta p_f = 647,37 \text{ Pa} \quad (254)$$



Obrázek 36 – Grafické znázornění vstupních a výstupních teplot pro letní provoz, upraveno podle zdroje [38]

### 6.3.4 Shrnutí a srovnání geometrií

Tabulka 6 – Hodnoty obdélníkové geometrie deskového výměníku

Veličina	Značka [jednotka]	Zimní režim	Letní režim
Hustota matrice	$\rho_r$ [kg/m <sup>3</sup> ]		2710
Tepelná vodivost matrice	$\lambda_r$ [W/mK]		200
Měrná tepelná kapacita matrice	$c_{p,r}$ [J/kgK]		900
Hustota žebrování	$f$ [žebra/m <sup>2</sup> ]		450
Tloušťka žebra	$F_{th}$ [m]		0,00015
Tloušťka desky	$P_{th}$ [m]		0,001
Vzdálenost mezi deskami	$\delta$ [m]		0,00635
Výška žebra	$b_r$ [m]		0,0062
Rozteč žebor	$F_{pitch}$ [m]		0,00222
Mezera mezi žebry	$a_r$ [m]		0,00207
Celkový počet vrstev	$N$ [m]		68

Veličina	Značka [jednotka]	Zimní režim	
Výška výměníku	H [m]	0,5	
Šířka výměníku	W [m]	0,65	
Délka výměníku	L [m]	0,8	
Objem výměníku	V [m <sup>3</sup> ]	0,26	
Charakteristický úhel	$\theta$ [rad]	-	
Hydraulický průměr	$d_h$ [m]	0,00316	
Hydraulický poloměr	$r_h$ [m]	0,00079	
Poměr sekundární a celkové plochy	$f_s$ [-]	0,89	
Plošná hustota	$\alpha$ [m/m <sup>2</sup> ]	1172,44	
Měrný povrch	$\beta$ [m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]	506,46	
Celková teplosměnná plocha	$A_f, A_w$ [m <sup>2</sup> ]	131,89	
Poréznost	$\sigma$ [-]	0,4	
Průtočná plocha	$A_{c,f}, A_{c,w}$ [m <sup>2</sup> ]	0,13	
Vstupní teplota čerstvého vzduchu	$t_{i,f}$ [°C]	-12	32
Vstupní teplota odpadního vzduchu	$t_{i,w}$ [°C]	22	22
Prandtlovo číslo	$Pr_f$ [-]	0,708	0,704
Prandtlovo číslo	$Pr_w$ [-]	0,707	0,704
Objemový průtok vzduchu	$V_e$ [m <sup>3</sup> /s]	2,708	2,708
Hmotnostní průtok vzduchu	$M_f$ [kg/s]	3,659	3,129
Hmotnostní průtok vzduchu	$M_w$ [kg/s]	3,241	3,241
Hmotnostní rychlost	$G_f$ [kg/ms <sup>2</sup> ]	28,06	24
Hmotnostní rychlost	$G_w$ [kg/ms <sup>2</sup> ]	24,85	24,85
Reynoldsovo číslo	$Re_f$ [-]	5162,86	4105,2
Reynoldsovo číslo	$Re_w$ [-]	4490,18	4272,99
Colburnův faktor	$j_f$ [-]	0,0069	0,0077
Colburnův faktor	$j_w$ [-]	0,0073	0,0075
Třecí faktor	$f_f$ [-]	0,0244	0,0249
Třecí faktor	$f_w$ [-]	0,0247	0,0248
Stanstonovo číslo	$St_f$ [-]	0,0086	0,0097
Stanstonovo číslo	$St_w$ [-]	0,0092	0,0095
Součinitel přestupu tepla	$h_f$ [W/Km <sup>2</sup> ]	243,46	233,54
Součinitel přestupu tepla	$h_w$ [W/Km <sup>2</sup> ]	230,89	237,2
Povrchová účinnost	$\eta_{f,f}$ [-]	0,949	0,951
Povrchová účinnost	$\eta_{f,w}$ [-]	0,951	0,95
Celková povrchová účinnost	$\eta_{o,f}$ [-]	0,954	0,956
Celková povrchová účinnost	$\eta_{o,w}$ [-]	0,957	0,955
Součinitel přestupu tepla	$k$ [W/K]	14934,51	14834,9
Maximální průtoková kapacita	$C_f$ [W/K]	3677,25	3259,96
Minimální průtoková kapacita	$C_w$ [W/K]	3258,34	3148,12
Poměr tepelných kapacit	$C^*$ [-]	0,886	0,966
NTU	NTU [-]	4,58	4,71
Účinnost	$\varepsilon$ [-]	0,858	0,836
Přenos tepla	Q [W]	94999,49	26332,68
Výstupní teplota čerstvého vzduchu	$t_{o,f}$ [°C]	13,83	23,64
Výstupní teplota odpadního vzduchu	$t_{o,w}$ [°C]	-7,16	30,08
Vstupní koeficient tlakové ztráty	$K_{c,f}$ [-]	0,255	0,245
Vstupní koeficient tlakové ztráty	$K_{c,w}$ [-]	0,25	0,25
Výstupní koeficient tlakové ztráty	$K_{e,f}$ [-]	0,48	0,46
Výstupní koeficient tlakové ztráty	$K_{e,w}$ [-]	0,47	0,47
Tlaková ztráta	$\Delta p_f$ [Pa]	798,74	647,37
Tlaková ztráta	$\Delta p_w$ [Pa]	638,57	690,1

V tabulce 6 jsou vypsány hodnoty deskového výměníku s obdélníkovým žebrováním pro oba režimy. Pro snadné porovnání s trojúhelníkovou geometrií jsou stěžejní hodnoty výměníku vyznačené oranžově. Stejně veličiny jsou označeny pro trojúhelníkovou geometrii v tabulce 7. Postup výpočtů byl totožný až na základnu žebra, charakteristický úhel, hydraulický průměr, poměr sekundární a celkové plochy, plošnou hustotu, Colburnův faktor a třecí faktor. Všechny vzorce pro tyto veličiny jsou uvedeny ve zdroji [37].

Tabulka 7 – Hodnoty trojúhelníkové geometrie deskového výměníku

Veličina	Značka [jednotka]	Zimní režim	Letní režim
Hustota matrice	$\rho_r$ [kg/m <sup>3</sup> ]	2710	
Tepelná vodivost matrice	$\lambda_r$ [W/mK]	200	
Měrná tepelná kapacita matrice	$c_{p,r}$ [J/kgK]	900	
Hustota žebrování	$f$ [žebra/m <sup>2</sup> ]	450	
Tloušťka žebra	$F_{th}$ [m]	0,00015	
Tloušťka desky	$P_{th}$ [m]	0,001	
Vzdálenost mezi deskami	$\delta$ [m]	0,00635	
Výška žebra	$b_r$ [m]	0,0062	
Rozteč žebor	$F_{pitch}$ [m]	0,00222	
Mezera mezi žebry	$a_r$ [m]	0,00096	
Celkový počet vrstev	$N$ [m]	68	
Výška výměníku	$H$ [m]	0,5	
Šířka výměníku	$W$ [m]	0,65	
Délka výměníku	$L$ [m]	0,8	
Objem výměníku	$V$ [m <sup>3</sup> ]	0,26	
Charakteristický úhel	$\theta$ [rad]	0,156	
Hydraulický průměr	$d_h$ [m]	0,00325	
Hydraulický poloměr	$r_h$ [m]	0,00081	
Poměr sekundární a celkové plochy	$f_s$ [–]	0,89	
Plošná hustota	$\alpha$ [m/m <sup>2</sup> ]	2409,61	
Měrný povrch	$\beta$ [m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]	1040,88	
Celková teplosměnná plocha	$A_f, A_w$ [m <sup>2</sup> ]	271,06	
Poréznost	$\sigma$ [–]	0,85	
Průtočná plocha	$A_{c,f}, A_{c,w}$ [m <sup>2</sup> ]	0,28	
Vstupní teplota čerstvého vzduchu	$t_{i,f}$ [°C]	–12	32
Vstupní teplota odpadního vzduchu	$t_{i,w}$ [°C]	22	22
Prandtlovo číslo	$Pr_f$ [–]	0,708	0,703
Prandtlovo číslo	$Pr_w$ [–]	0,706	0,704
Objemový průtok vzduchu	$V_e$ [m <sup>3</sup> /s]	2,708	2,708
Hmotnostní průtok vzduchu	$M_f$ [kg/s]	3,659	3,129
Hmotnostní průtok vzduchu	$M_w$ [kg/s]	3,241	3,241
Hmotnostní rychlost	$G_f$ [kg/ms <sup>2</sup> ]	13,29	11,37
Hmotnostní rychlost	$G_w$ [kg/ms <sup>2</sup> ]	11,77	11,77
Reynoldsovo číslo	$Re_f$ [–]	2526,78	1994,77
Reynoldsovo číslo	$Re_w$ [–]	2172,38	2081,37
Colburnův faktor	$j_f$ [–]	0,0034	0,0045
Colburnův faktor	$j_w$ [–]	0,0041	0,0043
Třecí faktor	$f_f$ [–]	0,0047	0,0059
Třecí faktor	$f_w$ [–]	0,0054	0,0056
Stanstonovo číslo	$St_f$ [–]	0,0043	0,0057
Stanstonovo číslo	$St_w$ [–]	0,0052	0,0054
Součinitel přestupu tepla	$h_f$ [W/Km <sup>2</sup> ]	58,01	65,01
Součinitel přestupu tepla	$h_w$ [W/Km <sup>2</sup> ]	60,99	64,16

Veličina	Značka [jednotka]	Zimní režim	Letní režim
Povrchová účinnost	$\eta_{f,f}$ [–]	0,987	0,986
Povrchová účinnost	$\eta_{f,w}$ [–]	0,987	0,986
Celková povrchová účinnost	$\eta_{o,f}$ [–]	0,989	0,987
Celková povrchová účinnost	$\eta_{o,w}$ [–]	0,989	0,988
Součinitel přestupu tepla	$k$ [W/K]	7968,70	8644,49
Maximální průtoková kapacita	$C_f$ [W/K]	3677,25	3148,12
Minimální průtoková kapacita	$C_w$ [W/K]	3258,34	3259,96
Poměr tepelných kapacit	$C^*$ [–]	0,886	0,966
NTU	NTU [–]	2,45	2,75
Účinnost	$\varepsilon$ [–]	0,738	0,742
Přenos tepla	$Q$ [W]	81784,86	23366,29
Výstupní teplota čerstvého vzduchu	$t_{o,f}$ [°C]	10,24	24,58
Výstupní teplota odpadního vzduchu	$t_{o,w}$ [°C]	–3,10	29,17
Vstupní koeficient tlakové ztráty	$K_{c,f}$ [–]	0,28	0,295
Vstupní koeficient tlakové ztráty	$K_{c,w}$ [–]	0,29	0,285
Výstupní koeficient tlakové ztráty	$K_{e,f}$ [–]	–0,13	–0,145
Výstupní koeficient tlakové ztráty	$K_{e,w}$ [–]	–0,14	–0,135
Tlaková ztráta	$\Delta p_f$ [Pa]	30,86	32,83
Tlaková ztráta	$\Delta p_w$ [Pa]	29,46	33,23

Při volbě trojúhelníkové geometrie došlo k změně vlastností výstupních hodnot vzduchu, které jsou uvedeny v tabulce 8.

Tabulka 8 – Vlastnosti vzduchu trojúhelníková geometrie

ZIMNÍ REŽIM				
Veličina	Značka [jednotka]	Odpadní vzduch		
		Vstup (22 °C)	Výstup (–3 °C)	Průměr
Hustota	$\rho_w$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,1965	1,306	1,25125
Tepelná kapacita	$c_{p,w}$ [J/kgK]	1006	1005	1005,5
Tepelná vodivost	$\lambda_w$ [W/mK]	0,02602	0,02413	0,025075
Dynamická viskozita	$\mu_w$ [kg/sm]	0,00001822	0,0000168	0,00001761
		Čerstvý vzduch		
		Vstup (–12 °C)	Výstup (10 °C)	Průměr
Hustota	$\rho_f$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,351	1,246	1,2985
Tepelná kapacita	$c_{p,f}$ [J/kgK]	1005	1005	1005
Tepelná vodivost	$\lambda_f$ [W/mK]	0,02343	0,02512	0,024275
Dynamická viskozita	$\mu_f$ [kg/sm]	0,00001655	0,00001764	0,000017095
LETNÍ REŽIM				
		Čerstvý vzduch		
		Vstup (32 °C)	Výstup (25 °C)	Průměr
Hustota	$\rho_f$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,15545	1,186	1,170725
Tepelná kapacita	$c_{p,f}$ [J/kgK]	1006	1006	1006
Tepelná vodivost	$\lambda_f$ [W/mK]	0,02676	0,02621	0,026485
Dynamická viskozita	$\mu_f$ [kg/sm]	0,0000187	0,00001834	0,00001852
		Odpadní vzduch		
		Vstup (22 °C)	Výstup (29 °C)	Průměr
Hustota	$\rho_w$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1,1965	1,169	1,18275
Tepelná kapacita	$c_{p,w}$ [J/kgK]	1006	1006	1006
Tepelná vodivost	$\lambda_w$ [W/mK]	0,02602	0,02652	0,02627
Dynamická viskozita	$\mu_w$ [kg/sm]	0,00001822	0,00001854	0,00001838

Závěrem bylo provedeno porovnání obou geometrií. Výpočtem bylo zjištěno, že obdélníková geometrie má větší účinnost a je tedy schopná předat více tepla. Na druhou stranu má však značně větší tlakovou ztrátu. I přesto je obdélníková geometrie vhodnější především z důvodu účinnosti, která je o 10 % vyšší než u trojúhelníkového žebrování.

### 6.3.5 Srovnání zjednodušeného výpočtu

V kapitolách 6.3.2 a 6.3.3 bylo zmíněno, že je vhodné použít střední hodnoty pro větší přesnost. Pro porovnání je zde uvedena tabulka 9, ve které jsou uvedeny hodnoty s touto korekcí a bez ní. Jak lze vidět, hodnoty jsou buď stejné, anebo velice podobné, takže tento krok mohl být vynechán. Větší vliv by měl v případě výměníku, kdy se teplota a její vlastnosti výrazně mění.

Tabulka 9 – Srovnání hodnot bez korekce a po korekci

<b>ZIMNÍ REŽIM</b>					
Veličina	Značka [jednotka]	Trojúhelníková geometrie		Obdélníková geometrie	
		Bez korekce	Po korekci	Bez korekce	Po korekci
Účinnost	$\varepsilon$ [–]	0,738	0,738	0,857	0,858
Přenos tepla	Q [kW]	81,792	81,784	95,036	94,999
Výstupní teplota	$t_{o,f}$ [°C]	10,24	10,24	13,84	13,83
Výstupní teplota	$t_{o,w}$ [°C]	–3,09	–3,10	–7,15	–7,16
<b>LETNÍ REŽIM</b>					
		Trojúhelníková geometrie		Obdélníková geometrie	
		Bez korekce	Po korekci	Bez korekce	Po korekci
Účinnost	$\varepsilon$ [–]	0,742	0,742	0,836	0,836
Přenos tepla	Q [kW]	23,369	23,366	26,333	26,332
Výstupní teplota	$t_{o,f}$ [°C]	24,58	24,58	23,64	23,64
Výstupní teplota	$t_{o,w}$ [°C]	29,17	29,17	30,08	30,08

**DISKUSE**

V tabulce 10 jsou obsaženy stěžejní hodnoty pro regenerační a rekuperační výměník. Rekuperační výměník nabývá větší účinnosti o 1 %, ale jeho tlaková ztráta je pětikrát větší. Na základě tohoto zjištění je vhodnější použít regenerační výměník. Pokud by však účinnost byla rozhodujícím faktorem, je možné délku regeneračního výměníku zvětšit, čímž se dosáhne vyšší účinnosti a množství přeneseného tepla na úkor tlakové ztráty. Ta ovšem při dosažení stejných hodnot účinnosti pravděpodobně nepřekročí hodnotu tlakové ztráty rekuperačního výměníku.

Tabulka 10 – Shrnutí hodnot

Veličina	Značka [jednotka]	Zimní režim		Letní režim	
		Regenerační	Rekuperační	Regenerační	Rekuperační
Účinnost	$\varepsilon$ [–]	0,836	0,858	0,828	0,836
Přenos tepla	Q [kW]	89,415	94,999	25,154	26,332
Výstupní teplota	$t_{o,f}$ [°C]	13,2	13,83	23,72	23,64
Výstupní teplota	$t_{o,w}$ [°C]	–6,42	–7,16	30	30,08
Tlaková ztráta	$\Delta p_f$ [Pa]	154,2	798,74	161,19	647,37
Tlaková ztráta	$\Delta p_w$ [Pa]	150,49	638,57	162,1	690,1

Mimo účinnost a tlakovou ztrátu je nutné zahrnout i další faktory související s jeho provozem. U rotačního výměníku na rozdíl od deskového, dochází ke kontaminaci čerstvého a odpadního vzduchu. Tento vliv by hrál větší úlohu např. ve výrobních prostorech, kde dochází k většímu znečištění. Pro redukci kontaminace byla již během návrhu uvažována přítomnost vyplachovací komory, která tento negativní vliv redukuje. Zároveň ale zmenšuje velikost teplosměnné plochy výměníku o 5 %, a tím i snižuje množství přeneseného tepla.

Hlavní nevýhodou rotačního výměníku je nutnost pohonu. S tímto souvisí i přítomnost pohyblivých částí výměníku, které potřebují pravidelnou údržbu. Jednou z možností pohonu může být asynchronní motor. Pro odhad potřebného výkonu motoru vhodný pro navržený výměník byl použit zdroj [39], v němž je uveden výkon motoru 90/180 W pro výměník s podobnými rozměry. Když už je motor nezbytnou součástí zařízení, je vhodné k němu přidat frekvenční měnič. Díky měniči je snadné regulovat pomocí otáčet průchod vzduchu ve výměníku. Pro halu je regulace důležitým aspektem, jelikož se v hale může vyskytovat různý počet osob a je nutné tomu přizpůsobit množství přiváděného vzduchu. Cenu elektřiny potřebné na provoz motoru a měniče je podstatné zahrnout do provozních nákladů jednotky. Tento výdaj by se u deskového výměníku nevyskytoval, ale kvůli zmíněné tlakové ztrátě by byl potřeba větší výkon ventilátorů, které umožňují průchod vzduchu výměníkem.

U rotačního i deskového výměníku se naráží na problém nízkých teplot během zimního režimu. V průběhu výpočtu byla zanedbána vlhkost vzduchu. V reálné aplikaci je však nutné tento vliv zahrnout. Když teploty padnou pod bod mrazu, vzdušná vlhkost namrzá a tento jev může mít za následek snížení účinnosti přenosu tepla a dokonce i poškození výměníku.

Z toho důvodu je nezbytné použít protimrazovou ochranu. Před výměník se umístí předehřev vzduchu – ohříváč (elektrický, vodní, zemní). Chladný vzduch, než vstoupí do výměníku pro zpětné získávání tepla, projde tímto ohříváčem, který zvýší teplotu venkovního vzduchu. Další možností je vypnutí přívodního ventilátoru čerstvého vzduchu. Tato varianta zapříčiní, že se do prostoru skrze jednotku přestane dostávat čerstvý vzduch. Je také možné přívod čerstvého vzduchu omezit pouze pomocí směšování, kdy dochází k míšení čerstvého a odpadního vzduchu před vstupem do výměníku. Čerstvý vzduch se v této variantě do prostoru dostává v omezeném množství. Opačnou strategií je obtok, díky kterému se přiváděný venkovní vzduch pouští přímo do prostoru budovy a současně se přes výměník



nechá proudit odpadní vzduch, takže dojde k jeho rozmrazení. Poslední možností je systém, který pro ohřev využívá tepelné čerpadlo.[40]

Nejvhodnější bude použít přehřev buď elektrický, nebo vodní. V případě vodního je ovšem nutno dbát na to, aby byl umístěn ve vytápěných prostorách. Mohlo by jinak dojít k jeho namrznutí [40]. Ohříváč a chladič by bylo nezbytné zařadit do vzduchotechnické jednotky, i pokud by tento problém nenastal, jelikož účinnost získávání tepla není 100% a pro požadovanou teplotu v místnosti je potřeba vzduch v zimním období ohřát a v letním ochladit.

## ZÁVĚR

Záměrem práce bylo navrhnout výměník pro zpětné získávání tepla z odpadního vzduchu multifunkční haly. Jako vzorový objekt byla vybrána Sportovní hala Pod Palackého Vrchem. Pro správný postup výpočtu je nutné znát projektovou dokumentaci daného objektu a zahrnout jeho tepelné ztráty a vnitřní zdroje tepla. Následně by se provedlo rozdělení objektu do jednotlivých funkčních zón a navrhlo by se rozložení vzduchotechnického systému. Tento krok ale nebyl předmětem práce, a proto byl vynechán. Uvažovalo se zjednodušené provedení, kde všechen vzduch bude sveden do jednoho centrálního zařízení. Pro návrh požadovaného množství vzduchu postačil pouze předpokládaný počet osob v prostorách haly.

Na základě provedené rešerše byly zvoleny návrhové teploty vnitřního prostředí a vybrána vhodná geometrie rotačního a deskového žebrového výměníku s protiproudým uspořádáním. Po návrhu geometrie byl proveden postup výpočtu podle metody  $\varepsilon$ -NTU, z toho byla získána účinnost, množství přeneseného tepla a výstupní teploty výměníku. Poslední část výpočtu obsahuje postup pro stanovení tlakových ztrát. Zmíněné hodnoty byly stěžejní pro určení vhodného typu výměníku. Rozdíl mezi výpočty byl ten, že se rotační výměník počítal pouze se vstupními vlastnostmi vzduchu. Pro deskový výměník byl výpočet více zpřesněn použitím průměrných hodnot vlastností vzduchu na vstupu a na výstupu z výměníku. Avšak po porovnání hodnot získaných před a po této korekci je patrné, že na tento konkrétní případ nemají prakticky žádný vliv, jelikož vlastnosti vzduchu ve výměníku jsou si velmi podobné.

Ve výpočtu rotačního i deskového výměníku bylo dosaženo podobné účinnosti. Deskový výměník má o 1 % vyšší účinnost, ale 5x vyšší tlakovou ztrátu než rotační výměník. Proto byl rotační výměník vyhodnocen za lepší variantu.

V obou případech v zimním provozu bylo zjištěno, že teplota ve výměníku klesne pod 0 °C a dojde k namrznání vzdušné vlhkosti. Z toho důvodu bude před výměník zařazen ohřívač vzduchu. Pro letní režim bude nutný chladič vzduchu, aby se dosáhlo požadované vnitřní teploty.

Cílem práce bylo mimo zpracování rešerše, provedení výpočtu pro dva typy výměníků a vyhodnocení lepší varianty i vyhotovení výkresů rotačního a deskového výměníků, které jsou uvedeny v přílohách.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] DRKAL, František a Vladimír ZMRHAL. *Větrání*. V Praze: České vysoké učení technické, 2013, 157 s. ISBN 978-80-01-05181-8.
- [2] KEIM, Lubomír. ČSN 73 0540-3. *Tepelná ochrana budov - Část 3: Návrhové hodnoty veličin*. Praha: Český normalizační institut, 2005.
- [3] Vyhláška č. 343/2009 Sb., o hygienických požadavcích na prostory a provoz zařízení a provozoven pro výchovu a vzdělávání dětí a mladistvých
- [4] Vyhláška č. 6/2003 Sb., hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb
- [5] Vyhláška č. 268/2009 Sb., o technických požadavcích na stavby
- [6] TYWONIAK, Jan a Zbyněk SVOBODA. Nové znění ČSN 73 0540-2 *Tepelná ochrana budov - Část 2: Požadavky. Materiály pro stavbu*. Praha: Springer Media: Business Media CZ, 2011, 17(9), 44-46. ISSN 1213-0311.
- [7] CHYSKÝ, Jaroslav a Karel HEMZAL. *Větrání a klimatizace*. Vyd. 3., zcela přeprac. Praha: Česká Matica technická, 1993, 490 s. ISBN 80-901574-0-8.
- [8] HOVAL spol. s.r.o. Centrální vs. decentrální vzduchotechnické systémy. *TZB-info – Stavebnictví Úspory energií. Technická zařízení budov*. [online]. 15.04.2015 [cit. 11.03.2022]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/prumyslva-vzduchotechnika/12560-centralni-vs-decentralni-vzduchotechnicke-systemy>
- [9] LOM, Michal, MATZ, Václav. Model řízení vzduchotechnické jednotky. *TZB-info – Stavebnictví Úspory energií. Technická zařízení budov*. [online]. 22.03.2013 [cit. 11.03.2022]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/regulace-vetrani-klimatizace/9796-model-rizeni-vzduchotechnicke-jednotky>
- [10] Návod na montáž a obsluhu. *REMAK: výroba, prodej a servis vzduchotechnických zařízení*. [online]. Copyright © 2019 [cit. 23.03.2022]. Dostupné z: [https://www.remak.eu/sites/default/files/files/remak\\_amxp\\_manual\\_cz\\_2019\\_09\\_11.pdf](https://www.remak.eu/sites/default/files/files/remak_amxp_manual_cz_2019_09_11.pdf)
- [11] SZÉKYOVÁ, Marta, Karol FERSTL a Richard NOVÝ. *Větrání a klimatizace*. Bratislava: Jaga, 2006, 359 s. ISBN 80-8076-037-3.
- [12] TUNE-AHU-DE007-042-588x588-M0. *Systemair* [online]. [cit. 21.03.2022]. Dostupné z: <https://shop.systemair.com/en-GB/tune--ahu--de007--042--588x588--m0/p139199>
- [13] VYBÍRAL, Pavel. Model Filtrace ve VZT jednotkách pro nucené větrání rodinných domů II.. *TZB-info – Stavebnictví Úspory energií. Technická zařízení budov*. [online]. 20.06.2016 [cit. 21.03.2022]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-rodinnych-domu/14359-filtrace-ve-vzt-jednotkach-pro-nucene-vetrani-rodinnych-domu-ii>
- [14] Směšovací komory pro ohřivače vzduchu. Vytápění a chlazení průmyslových hal. *Průmyslové vytápění hal. 4heat vytápění hal* [online]. [cit. 21.03.2022]. Dostupné z: <https://4heat.cz/produkt/smesovaci-komory/>

- [15] Teplovodní ohříváč kruhový 160-2-2.5 - Luftuj.cz. *Montáž a eshop větrání s rekuperací a centrální vysávání pro rodinné domy a malé provozovny.* - Luftuj.cz [online]. Copyright © 2015 [cit. 21.03.2022]. Dostupné z: <https://www.luftuj.cz/p/teplovodni-ohrivac-kruhovy-160-2-2-5/>
- [16] Potrubní chladič vzduchu CWK (100-125-160-200) - Luftuj.cz. *Montáž a eshop větrání s rekuperací a centrální vysávání pro rodinné domy a malé provozovny.* - Luftuj.cz [online]. Copyright © 2015 [cit. 21.03.2022]. Dostupné z: <https://www.luftuj.cz/p/potrubni-chladic-vzduchu-cwk-100-125-160-200/>
- [17] Air Handling Units. *Fischbach - Ventilatoren, Abluftanlagen & Lüftungstechnik* [online]. Copyright © [cit. 21.03.2022]. Dostupné z: <https://www.fischbach-luft.de/en/air-handling-units/>
- [18] Zvlhčovače. *Flair* [online]. [cit. 23.03.2022]. Dostupné z: <https://www.flair.cz/zvlhcovace?filterCategory=a%3A1%3A%7Bi%3A3%3Bi%3A5%3B%7D>
- [19] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5769-7.
- [20] SCHILD, Peter G. *Air to Air Heat Recovery in Ventilation Systems*. Air Infiltration and Ventilation Centre [online]. 2004 [cit. 21.03.2022]. Dostupné z: [https://www.aivc.org/sites/default/files/members\\_area/medias/pdf/VIP/VIP06\\_Heat\\_Recovery.pdf](https://www.aivc.org/sites/default/files/members_area/medias/pdf/VIP/VIP06_Heat_Recovery.pdf)
- [21] ZIKÁN, Zdeněk. *Zpětné získávání tepla z větrání objektů. TZB-info – Stavebnictví Úspory energií. Technická zařízení budov*. [online]. 22.03.2010 [cit. 11.03.2022]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/6325-zpetne-ziskavani-tepla-a-vetrani-objektu>
- [22] KAKAÇ, S., Hongtan LIU a A. PRAMUANJAROENKIJ. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 3rd ed. Boca Raton: CRC Press, 2012. ISBN 978-1439849903.
- [23] POSTUPA, Martin. *Moderní rotační výměníky tepla. TZB-info – Stavebnictví Úspory energií. Technická zařízení budov*. [online]. 22.5.2017 [cit. 19.03.2022]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/15795-moderni-rotacni-vymeniky-tepla>
- [24] KUPPAN, Thulukkanam. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 0-8247-9787-6.
- [25] Sportovní a tělovýchovná zařízení VUT v Brně - *DocPlayer*. [online]. Copyright © DocPlayer.cz [cit. 04.04.2022]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/105465740-Sportovni-a-telovychovna-zarizeni-vut-v-brne.html>
- [26] Víceúčelová sportovní hala VUT v Brně. [online]. Copyright © [cit. 04.04.2022] Dostupné z: <http://plant.ffa.vutbr.cz/~puchar/ftp/web/jdi.na.vutbr.cz/PDF/hala.pdf>
- [27] Sportovní areály – CESA VUT v Brně. *Centrum sportovních aktivit* [online]. Copyright © 2022 VUT [cit. 17.04.2022]. Dostupné z: <https://www.cesa.vutbr.cz/verejnost/arealy>

- [28] Aleris 55HX® Aluminum (5005-H14). *Online Materials Information Resource - MatWeb* [online]. [cit. 23.03.2022]. Dostupné z: <https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=b8de580814574dda958c8b2a4aeb710&ckck=1>
- [29] 5005 H14 Non-Heat Treatable Al Wrought Alloy - 5000 Series - Matmatch. *Find Materials and Suppliers - Matmatch* [online]. Copyright © [cit. 23.03.2022]. Dostupné z: <https://matmatch.com/materials/alud000089-5005-h14-non-heat-treatable-al-wrought-alloy>
- [30] Air - Density, Specific Weight and Thermal Expansion Coefficient vs. Temperature and Pressure. *The Engineering ToolBox* [online]. [cit. 23.03.2022]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/air-density-specific-weight-d\\_600.html?vA=22&units=C#](https://www.engineeringtoolbox.com/air-density-specific-weight-d_600.html?vA=22&units=C#)
- [31] Air - Thermal Conductivity vs. Temperature and Pressure. *The Engineering ToolBox* [online]. [cit. 23.03.2022]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-viscosity-conductivity-heat-capacity-d\\_1509.html?vA=22&degree=C&pressure=1bar#](https://www.engineeringtoolbox.com/air-properties-viscosity-conductivity-heat-capacity-d_1509.html?vA=22&degree=C&pressure=1bar#)
- [32] Air - Specific Heat vs. Temperature at Constant Pressure. *The Engineering ToolBox* [online]. [cit. 23.03.2022]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/air-specific-heat-capacity-d\\_705.html?vA=32&degree=C&pressure=1bar#](https://www.engineeringtoolbox.com/air-specific-heat-capacity-d_705.html?vA=32&degree=C&pressure=1bar#)
- [33] Air – Dynamic and Kinematic Viscosity. *The Engineering ToolBox* [online]. [cit. 04.04.2022]. Dostupné z: [https://www.engineeringtoolbox.com/air-absolute-kinematic-viscosity-d\\_601.html](https://www.engineeringtoolbox.com/air-absolute-kinematic-viscosity-d_601.html)
- [34] SHAH, Ramesh K. a Dušan P. SEKULIĆ. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken: John Wiley & Sons, 2003. ISBN 9780471321712.
- [35] KAYS, W. M. (William Morrow) a A. L. (Alexander Louis) LONDON. *Compact heat exchangers*. 3rd ed. Malabar: Kreieger Publishing Company, 1998. ISBN 1-57524-060-2.
- [36] FlaktGroup Ecorot Rotary Heat Exchanger For Industrial. *Indian Manufactures Suppliers Exporters – IndiaMARK* [online]. [cit. 23.03.2022]. Dostupné z: <https://www.indiamart.com/proddetail/flaktgroup-ecorot-rotary-heat-exchanger-22231305755.html>
- [37] GARCIA-CASTILO Jorge, PICÓN-NÚÑEZ Martín. Physical Dimensions as a Design Objective in Heat Transfer Equipment: The Case of Plate and Fin Heat Exchangers . MDPI - Publisher of Open Access Journals [online]. 20.4.2021 [cit. 06.04.2022]. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/1996-1073/14/8/2318>
- [38] Plate Heat Exchangers. *Klingenburg USA, LLC* [online]. [cit. 14.04.2022]. Dostupné z: <http://www.klingenburg-usa.com/knowledge/plate-heat-exchangers/>
- [39] Equilibrium in Technology. Produktový katalog – výměníky tepla. *Kastt* [online]. Copyright © DocPlayer.cz [cit. 28.04.2022]. Dostupné z: <https://docplayer.cz/17326229-Equilibrium-in-technology.html>
- [40] Protimrazová ochrana rekuperačního výměníku. *Vzduchotechnika, klimatizace, rekuperace / AirProject.cz* [online]. [cit. 14.04.2022]. Dostupné z: <https://airproject.cz/protimrazova-ochrana/>

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$(hA)^*$	Poměr konvektivních vodivostí na stranách $C_{\min}$ a $C_{\max}$	[-]
$A$	Celková teplosměnná plocha	$m^2$
$A_{c,f}$	Dílčí průtočná plocha na straně čerstvého vzduchu	$m^2$
$A_{c,w}$	Dílčí průtočná plocha na straně odpadního vzduchu	$m^2$
$A_f$	Celková teplosměnná plocha na straně čerstvého vzduchu	$m^2$
$A_{fr,f}$	Čelní plocha pro čerstvý vzduch	$m^2$
$A_{fr,t}$	Průtočný průřez	$m^2$
$A_{fr,w}$	Čelní plocha pro odpadní vzduch	$m^2$
$A_w$	Dílčí teplosměnná plocha na straně odpadního vzduchu	$m^2$
$a_r$	Mezery mezi žebry	m
$b$	Výška vlny	m
$b_r$	Výška žebra	m
$C^*$	Poměr tepelných kapacit	[-]
$C_f$	Průtoková kapacita čerstvého vzduchu	W/K
$C_w$	Průtoková kapacita odpadního vzduchu	W/K
$C_{\max}$	Maximální průtoková kapacita	W/K
$C_{\min}$	Minimální průtoková kapacita	W/K
$CO_2$	Max. koncentrace $CO_2$	ppm
$c_{p,f}$	Měrná tepelná kapacita čerstvého vzduchu	J/kgK
$c_{p,w}$	Měrná tepelná kapacita odpadního vzduchu	J/kgK
$c_{p,r}$	Měrná tepelná kapacita materiálu	J/kgK
$C_r$	Tepelná kapacita výměníku	W/K
$C_r^*$	Poměrná kapacita	[-]
$d$	Vnitřní průměr	m
$D$	Vnější průměr	m
$d_h$	Hydraulický průměr	m
$f$	Hustota žebrování	žebro/ $m^2$
$f_f$	Faktor tření pro čerstvý vzduch	[-]
$F_{pitch}$	Rozteč žeber	m
$f_s$	Poměr sekundární a celkové plochy	[-]
$F_{th}$	Tloušťka žebra	m
$f_w$	Faktor tření pro odpadní vzduch	[-]
$g$	Gravitační zrychlení	$m/s^2$
$G_f$	Hmotnostní rychlost čerstvého vzduchu	$kg/ms^2$
$G_w$	Hmotnostní rychlost odpadního vzduchu	$kg/ms^2$
$H$	Výška výměníku	m
$h_{e1}$	Měrná entalpie venkovního vzduchu	J/kg

$h_{e2}$	Měrná entalpie vzduchu za výměníkem	J/kg
$h_f$	Součinitel přestupu tepla na straně čerstvého vzduchu	$W/m^2K$
$h_{o1}$	Měrná entalpie odváděného vzduchu z prostoru	J/kg
$h_{o2}$	Měrná entalpie odpadního vzduchu	J/kg
$h_w$	Součinitel přestupu tepla na straně odpadního vzduchu	$W/m^2K$
$I_{min}$	Minimální intenzita větrání	1/s
$j_f$	Colburnův faktor na straně čerstvého vzduchu	[-]
$j_w$	Colburnův faktor na straně odpadního vzduchu	[-]
$k$	Součinitel prostupu tepla	$W/K$
$K_c$	Vstupní koeficient tlaková ztráty	[-]
$K_{c,f}$	Vstupní koeficient tlaková ztráty pro čerstvý vzduch	[-]
$K_{c,w}$	Vstupní koeficient tlaková ztráty pro odpadní vzduch	[-]
$K_e$	Výstupní koeficient tlaková ztráty	[-]
$K_{e,f}$	Výstupní koeficient tlaková ztráty pro čerstvý vzduch	[-]
$K_{e,w}$	Výstupní koeficient tlaková ztráty pro odpadní vzduch	[-]
$L$	Délka výměníku	m
$m_e$	Průtok čerstvého vzduchu	kg/s
$M_f$	Hmotnostní průtok čerstvého vzduchu	kg/s
$m_o$	Průtok odpadního vzduchu	kg/s
$M_{r,f}$	Reálný hmotnostní průtok čerstvého vzduchu	kg/s
$M_{r,w}$	Reálný hmotnostní průtok odpadního vzduchu	kg/s
$M^r$	Hmotnost matrice	kg
$m_w$	Hmotnostní průtok vody	kg/s
$M_w$	Hmotnostní průtok odpadního vzduchu	kg/s
$n$	Rychlost otáčení	ot./min
$N$	Celkový počet vrstev	[-]
$N_1$	Počet vrstev na teplé straně	[-]
$N_2$	Počet vrstev na chladné straně	[-]
$NTU$	Number of transferred units	[-]
$Nu$	Nusseltovo číslo	[-]
$p_i$	Počáteční tlak (atmosférický)	Pa
$Pr_f$	Prandtlovo číslo na straně čerstvého vzduchu	[-]
$Pr_w$	Prandtlovo číslo na straně odpadního vzduchu	[-]
$P_{th}$	Tloušťka desky	m
$q$	Přenesené teplo	W
$Re_f$	Reynoldsovo číslo pro čerstvý vzduch	[-]
$Re_w$	Reynoldsovo číslo pro odpadní vzduch	[-]
$r_h$	Hydraulický poloměr	m
$St_f$	Stanstonovo číslo na straně čerstvého vzduchu	[-]
$St_w$	Stanstonovo číslo na straně odpadního vzduchu	[-]

$t_{i,f}$	Vstupní teplota čerstvého vzduchu do výměníku	$^{\circ}\text{C}$
$t_{i,w}$	Vstupní teplota odpadního vzduchu do výměníku	$^{\circ}\text{C}$
$t_{e1}$	Teplota venkovního vzduchu	$^{\circ}\text{C}$
$t_{e2}$	Teplota vzduchu za výměníkem	$^{\circ}\text{C}$
$t_g$	Výsledná teplota	$^{\circ}\text{C}$
$t_i$	Návrhová vnitřní teplota v zimním období	$^{\circ}\text{C}$
$t_{\max}$	Maximální teplota	$^{\circ}\text{C}$
$t_{\min}$	Minimální teplota	$^{\circ}\text{C}$
$t_{o,f}$	Výstupní teplota čerstvého vzduchu do výměníku	$^{\circ}\text{C}$
$t_{o,w}$	Výstupní teplota odpadního vzduchu do výměníku	$^{\circ}\text{C}$
$t_{o1}$	Teplota odváděného vzduchu z prostoru	$^{\circ}\text{C}$
$t_{o2}$	Teplota odpadního vzduchu	$^{\circ}\text{C}$
$t_{\text{opt}}$	Optimální teplota	$^{\circ}\text{C}$
$V$	Objem výměníku	$\text{m}^3$
$v_a$	Rychlost proudění	$\text{m/s}$
$V_{e,os}$	Množství vzduchu na osobu	$\text{m}^3/\text{s}$
$V_e$	Množství vzduchu	$\text{m}^3/\text{s}$
$W$	Šířka výměníku	$\text{m}$
$w_f$	Rychlost čerstvého vzduchu	$\text{m/s}$
$w_w$	Rychlost odpadního vzduchu	$\text{m/s}$
$x_{e1}$	Měrná vlhkost venkovního vzduchu	$\text{g/kg}_A$
$x_{e2}$	Měrná vlhkost vzduchu za výměníkem	$\text{g/kg}_A$
$x_{o1}$	Měrná vlhkost odváděného vzduchu z prostoru	$\text{g/kg}_A$
$x_{o2}$	Měrná vlhkost odpadního vzduchu	$\text{g/kg}_A$
$\alpha$	Plošná hustota	$\text{m}/\text{m}^2$
$\beta$	Měrný povrch	$\text{m}^2/\text{m}^3$
$\delta$	Vzdálenost mezi deskami	$\text{m}$
$\delta_p$	Tloušťka plechu	$\text{m}$
$\Delta p_f$	Tlaková ztráta na straně čerstvého vzduchu	$\text{Pa}$
$\Delta p_f/p_i$	Poměrná tlaková ztráta pro čerstvý vzduch	$[-]$
$\Delta p_w$	Tlaková ztráta na teplé straně odpadního vzduchu	$\text{Pa}$
$\Delta p_w/p_i$	Poměrná tlaková ztráta pro odpadní vzduch	$[-]$
$\Delta t_e$	Rozdíl teplot a výstupu z výměníku	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta t_{\max}$	Maximální možný rozdíl teplot ve výměníku	$^{\circ}\text{C}$
$\Delta t_o$	Rozdíl teplot a vstupu do výměníku	$^{\circ}\text{C}$
$\varepsilon$	Účinnost rotačního výměníku	$[-]$
$\varepsilon_{cf}$	Účinnost protiproudu	$[-]$
$\eta_{f,f}$	Povrchová účinnost na straně čerstvého vzduchu	$[-]$
$\eta_{f,w}$	Povrchová účinnost na straně odpadního vzduchu	$[-]$
$\eta_{o,f}$	Celková povrchová účinnost na straně čerstvého vzduchu	$[-]$



$\eta_{o,w}$	Celková povrchová účinnost na straně odpadního vzduchu	[-]
$\eta_{ZZCT}$	Účinnost ohřátí/ochlazení, teplotní faktor	[-]
$\eta_{ZZT}$	Účinnost souhrnného tepla	[-]
$\eta_{ZZVT}$	Účinnost odvlhčení/zvlhčení, vlhkostní faktor	[-]
$\theta$	Charakteristický úhel	rad
$\lambda_f$	Tepelná vodivost čerstvého vzduchu	W/mK
$\lambda_w$	Tepelná vodivost odpadního vzduchu	W/mK
$\lambda_r$	Tepelná vodivost materiálu	W/mK
$\mu_c$	Dynamická viskozita chladnějšího vzduchu	kg/ms
$\mu_h$	Dynamická viskozita teplejšího vzduchu	kg/ms
$\rho_f$	Hustota čerstvého vzduchu	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{f,o}$	Výstupní hustota vzduchu pro stranu čerstvého vzduchu	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{m,f}$	Střední hustota vzduchu pro stranu čerstvého vzduchu	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{m,w}$	Střední hustota vzduchu pro stranu odpadního vzduchu	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_w$	Hustota odpadního vzduchu	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_{w,o}$	Výstupní hustota vzduchu pro stranu odpadního vzduchu	kg/m <sup>3</sup>
$\rho_r$	Hustota materiálu	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Poréznost	[-]
$\phi$	Relativní vlhkost	%
$\phi_i$	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu	%

**Zkratka Popis**

AC	Střídavý proud
EC	Elektricky komutovaný
FM	Frekvenční měnič
RV	Rotační výměník
VZT	Vzduchotechnická
ZZT	Zpětné získávání tepla

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1 – Centrální vzduchotechnická jednotka [8] .....	14
Obrázek 2 – Decentrální vzduchotechnický nástřešní systém [8] .....	14
Obrázek 3 – Vzduchotechnická jednotka – schéma [9] .....	15
Obrázek 4 – Vzduchotechnická jednotka REMAK [10] .....	16
Obrázek 5 – Klapky pro regulaci průtoku [12] .....	16
Obrázek 6 – Filtr třídy G3 vložkový (vlevo) a F7 kapsový (vpravo) [13].....	17
Obrázek 7 – Směšovací komora [14].....	17
Obrázek 8 – Teplovodní ohřívač kruhový [15].....	18
Obrázek 9 – Chladič kruhový [16].....	18
Obrázek 10 – Proudění vzduchu ve ventilátoru [11] .....	18
Obrázek 11 – Ventilátor [17] .....	19
Obrázek 12 – Zvlhčovač vzduchu – detail [18] .....	19
Obrázek 13 – Zpětné získávání tepla schéma [20] .....	20
Obrázek 14 – Rotační výměník – schéma [20] .....	22
Obrázek 15 – Přepínací výměník – schéma [20] .....	23
Obrázek 16 – Kapalinový okruh – schéma [20] .....	23
Obrázek 17 – Tepelná trubice – schéma [20] .....	24
Obrázek 18 – Tepelné čerpadlo – schéma [20].....	24
Obrázek 19 – Deskový rekuperační výměník – křížové proudění – schéma [20] .....	25
Obrázek 20 – Deskový rekuperační výměník – protiproudé proudění – schéma [21] .....	25
Obrázek 21 – Trubkový výměník – schéma [20].....	26
Obrázek 22 – Vnitřní a vnější žebrování trubky [11] .....	26
Obrázek 23 – Vylachovací komora – schéma [23] .....	28
Obrázek 24 – h-x diagram pro letní a zimní provoz rotačního výměníku [11] .....	29
Obrázek 25 – Základní schéma deskového výměníku [24] .....	30
Obrázek 26 – Obdélníkový (vlevo) a trojúhelníkový (vpravo) tvar žebra [24].....	30
Obrázek 27 – Typy žebrování [22] .....	31
Obrázek 28 – Křížový proud (vlevo), protiproud (vpravo) [24].....	31
Obrázek 29 – h-x diagram pro letní a zimní provoz deskového výměníku [11] .....	32
Obrázek 30 – Sportovní hala Pod Palackého vrchem [27] .....	33
Obrázek 31 – Trojúhelníková geometrie kanálu [24] .....	35
Obrázek 32 – Grafické znázornění vstupních a výstupních teplot pro zimní provoz [36] .....	40
Obrázek 33 – Grafické znázornění vstupních a výstupních teplot pro letní provoz [36] .....	45
Obrázek 34 – Geometrické rozměry pro trojúhelníkové a obdélníkové žebrování [37] .....	47
Obrázek 35 – Grafické znázornění vstupních a výstupních teplot pro zimní provoz [38] .....	54
Obrázek 36 – Grafické znázornění vstupních a výstupních teplot pro letní provoz [38] .....	59

## SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 – Vlastnosti vzduchu – zimní režim .....	36
Tabulka 2 – Vlastnosti vzduchu – letní režim .....	41
Tabulka 3 – Hodnoty rotačního výměníku .....	46
Tabulka 4 – Vlastnosti vzduchu – zimní režim .....	50
Tabulka 5 – Vlastnosti vzduchu – letní režim .....	55
Tabulka 6 – Hodnoty obdélníkové geometrie deskového výměníku .....	59
Tabulka 7 – Hodnoty trojúhelníkové geometrie deskového výměníku.....	61
Tabulka 8 – Vlastnosti vzduchu trojúhelníková geometrie .....	62
Tabulka 9 – Srovnání hodnot bez korekce a po korekci.....	63
Tabulka 10 – Shrnutí hodnot .....	64

## **SEZNAM PŘÍLOH**

- 1 Výkres rotačního výměníku
- 2 Výkres deskového žebrového výměníku