



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**NÁVRH REGENERAČNÍHO ROTAČNÍHO OHŘÍVÁKU**

DESIGN OF ROTARY REGENERATOR

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

Bc. Rostislav Riger

**VEDOUcí PRÁCE**

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2021



## Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	<b>Bc. Rostislav Riger</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	<b>doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2020/21

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 regeneračního rotačního ohříváku

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Rotační regenerační výměníky jsou specifickým druhem výměníků tepla. Hlavním výstupem práce bude návrh rotačního ohříváku vzduchu pro kotel na spalování dřevní štěpky. Konkrétní podmínky budou doplněny při konzultacích.

#### Cíle diplomové práce:

- detailní rešerše typů a užití regeneračních výměníků s hlavním zaměřením na provozní problémy a jejich eliminaci,
- tepelný návrh výměníku pro 100 % a 30 % jmenovitého výkonu,
- návrh periferií výměníku,
- výkresová dokumentace.

#### Seznam doporučené literatury:

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

RAYAPROLU, Kumar. Boilers for Power and Process, CRC Press, 2009, ISBN 978-1-4200-7536-6

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce se zabývá regeneračními výměníky tepla a jejich provozními problémy. V teoretické části jsou popsány rotační a přepínací regenerátory. Dále jsou uvedeny nejčastější problémy, se kterými se setkáváme během provozu. V praktické části je navržen rotační regenerátor, který ochlazuje spaliny z kotle na dřevní štěpku. Výpočet obsahuje stechiometrii spalin a vzduchu, návrh rotoru výměníku, výpočet výstupních teplot, pevnostní výpočet, dynamický výpočet a návrh periférií výměníku.

## **Abstract**

This thesis deals with regenerative heat exchangers and their operational issues. The theoretical part explains rotary and fixed bed regenerators. Further it includes the most common issues we encounter in operation. Practical part presents a design of rotary regenerator which cools flue gas from wood chip boiler. Calculation contains stoichiometry of flue gas and air, design of rotor, calculation of outlet temperatures, strength calculation, dynamic calculation and design of heat exchanger peripherals.

## **Klíčová slova**

rotační regenerátor, přepínací regenerátor, provozní problémy regenerátorů, ohřívák vzduchu

## **Keywords**

rotary regenerator, fixed bed regenerator, operational issues of regenerators, air preheater



## **Bibliografická citace**

RIGER, Rostislav. *Návrh regeneračního rotačního ohříváku*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132082>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.

## **Poděkování**

Tímto bych chtěl poděkovat panu doc. Ing. Marku Balášovi, Ph.D. za ochotu, čas a cenné rady, které mi pomohly při řešení této práce. Dále bych rád poděkoval své rodině a své přítelkyni za podporu během celého studia.





## **Čestné prohlášení**

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Marka Baláše, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu literatury.

V Brně dne 20. 5. 2021

.....  
Rostislav Riger

# Obsah

<b>ÚVOD</b> .....	<b>13</b>
<b>1 TEORETICKÝ ÚVOD</b> .....	<b>14</b>
1.1 Výměníky tepla .....	14
1.2 Regenerační výměníky tepla .....	15
1.2.1 Historie regeneračních výměníků .....	16
1.2.2 Komponenty regenerátorů .....	16
1.2.3 Materiály regenerátorů .....	17
1.2.4 Požadavky na regenerační výměníky .....	17
<b>2 PŘEPÍNAČÍ REGENERAČNÍ VÝMĚNÍKY</b> .....	<b>18</b>
2.1 Výhody a nevýhody přepínacích výměníků .....	18
2.2 Geometrie a konstrukční prvky .....	18
2.3 Princip funkce přepínacího výměníku .....	19
2.4 Výplň lože .....	19
2.5 Aplikace statických regenerátorů .....	21
2.6 Návrh a výpočet přepínacích regenerátorů .....	22
<b>3 ROTAČNÍ REGENERAČNÍ VÝMĚNÍKY</b> .....	<b>24</b>
3.1 Charakteristiky rotačního regenerátoru .....	25
3.2 Princip funkce rotačního regenerátoru .....	26
3.3 Geometrie a konstrukční prvky rotačního regenerátoru .....	26
3.4 Výhody a nevýhody rotačního regenerátoru .....	29
3.5 Ohřívák vzduchu - Typ Ljunström .....	30
3.6 Rotační regenerátory ve vzduchotechnice .....	32
<b>4 PROVOZNÍ PROBLÉMY REGENERÁTORŮ</b> .....	<b>34</b>
4.1 Zanášení .....	34
4.2 Koroze .....	35
4.3 Tepelné namáhání .....	37
4.4 Abraze .....	38
4.5 Netěsnosti .....	38
4.6 Namrzání .....	39
4.7 Návrat výstupního média zpět do regenerátoru .....	39
<b>5 STECHIOMETRIE</b> .....	<b>41</b>
5.1 Minimální množství vzduchu .....	42
5.2 Minimální množství spalin .....	43
5.3 Hustota vzduchu a spalin .....	45
5.4 Měrná tepelná kapacita spalin a vzduchu .....	46
5.5 Rosný bod spalin .....	48
<b>6 TEPELNÝ A KONSTRUKČNÍ VÝPOČET</b> .....	<b>50</b>
6.1 Návrh výměníku pro 100 % jmenovitý výkon kotle .....	50
6.1.1 Přípravné výpočty .....	50
6.1.2 Návrh výměníku .....	51
6.1.3 Kontrolní pevnostní výpočet .....	57
6.1.4 Kontrolní dynamický výpočet .....	58
6.2 Tepelný výpočet pro 30 % jmenovitý výkon kotle .....	60
6.2.1 Přípravné výpočty .....	60

6.2.2	Návrh výměníku.....	61
6.3	Porovnání tepelných výpočtů.....	64
<b>ZÁVĚR.....</b>		<b>65</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>		<b>66</b>
<b>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ .....</b>		<b>68</b>
<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>		<b>72</b>

# Úvod

S příchodem moderních technologií se v energetice čím dál více tlačí na účinnost energetických celků. Platí to jak pro elektrárny s instalovaným výkonem několika stovek megawatt, tak pro malé domácí kotle. Jednou z možností, jak zvýšit účinnost energetických celků je využití odpadního tepla. V takových případech je na místě použít regenerační výměník tepla, který má oproti klasickým trubkovým výměníkům řadu výhod. Regenerační výměníky začaly ve 20. století nacházet čím dál větší uplatnění a dnes jsou součástí většiny moderních elektráren, které produkují spaliny. Regenerační výměníky však nejsou využívány pouze v energetice. U různých aplikací se vyskytují také v chemickém, či potravinářském průmyslu. Dále začínají být hojně využívány ve vzduchotechnice, kde se využívá jejich schopnosti přenášet jak teplo, tak vlhkost.

Cílem této diplomové práce je v teoretické části podrobně popsat hlavní typy regeneračních výměníků, včetně provozních problémů, ke kterým může během jejich životnosti dojít. Cílem praktické části je navržení rotačního regeneračního ohříváku vzduchu, který se využije u kotle na biomasu. Součástí návrhu je výpočet stechiometrie, dynamický výpočet, kontrolní pevnostní výpočet a samotný návrh výměníku včetně periférií. Následně je použit stejný výměník, ale pro případ, že kotel pracuje pouze na 30 % jmenovitého výkonu. Pro lepší názornost je zpracována výkresová dokumentace.

# 1. Teoretický úvod

## 1.1 Výměníky tepla

Výměník tepla je obecně zařízení, které slouží k předávání tepelné energie. Dá se použít pro ohřev pracovní látky, pro ochlazení pracovní látky, pro kondenzaci páry, či pro výrobu páry. Své využití nacházejí jak ve velké energetice, tak v běžných zařízeních, které máme doma jako je například lednice či radiátor. Výměníky tepla mají spoustu druhů a podob, ale na všechny máme stejné základní požadavky.

### Požadavky na výměníky tepla [1]

1. Co nejmenší rozměr, hmotnost
2. Co nejmenší cena
3. Co nejmenší tlakové ztráty
4. Co největší spolehlivost provozu - opravitelnost, bezporuchovost, udržovatelnost

Kromě základních požadavků mají výměníky také společné, že jsou zapotřebí aspoň dvě pracovní média, kde jedno médium je ohříváno a druhé ochlazováno.

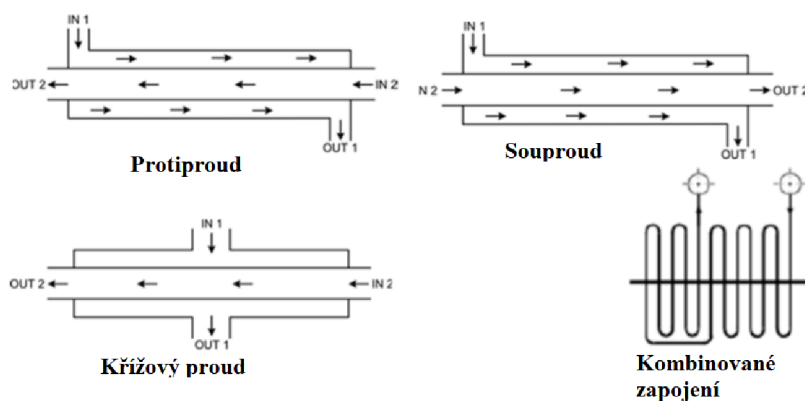
### Používaná pracovní média [1]

1. Voda
2. Sytá vodní pára
3. Plyny
4. Tekuté kovy

Vždy jsou použita nejméně dvě média. Proto musí být u každého výměníku uvedeno jaká kombinace médií byla použita. Například voda – voda, voda – plyn, nebo plyn – plyn. Na charakteristiky výměníku má velký vliv také směr vzájemného proudění použitých médií. Každý směr proudění má své výhody a nevýhody. [1]

### Rozdělení podle směru vzájemného proudění [1]

1. Souproud
2. Protiproud
3. Ve stylu – trubka v trubce
4. Křížový proud

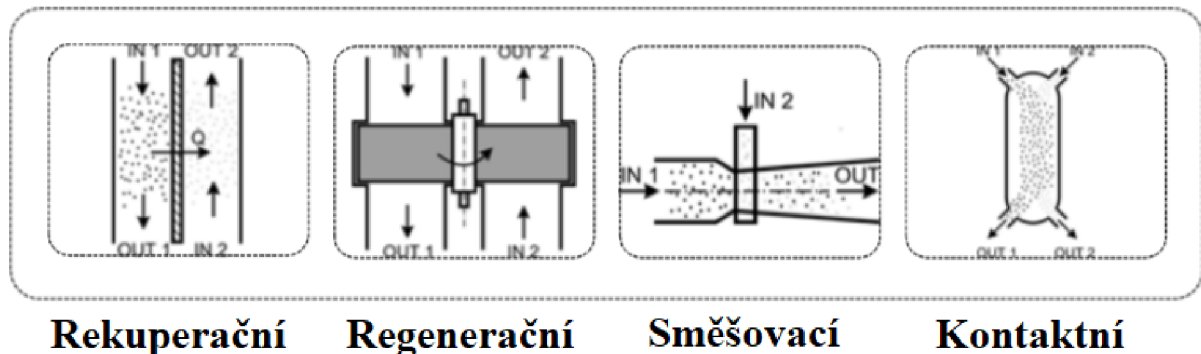


Obrázek 1: Směr vzájemného proudění [1]

Výměníky tepla se také mohou lišit v samotné konstrukci. Existuje celá řada různých konstrukcí výměníků tepla. Vždy jsou však založeny na základních pracovních pochodech. Výměníky tepla můžeme rozdělit podle pracovního pochodu takto:

### Rozdělení podle pracovního pochodu [1]

1. Rekuperační výměníky – nenastává smíšení dvou proudů
2. Regenerační výměníky – využívá akumulace tepla
3. Směšovací výměníky – média se smíchávají
4. Kontaktní výměníky – média se smíchají, ale následně rozdělí



Obrázek 2: Rozdělení podle pracovního pochodu [1]

Tato práce se následně bude zabývat výhradně regeneračním výměníkům, které nejsou využívány tak často jako rekuperační výměníky, ale v některých aplikacích jsou velice vhodným řešením.

## 1.2 Regenerační výměníky tepla

Regenerační výměníky tepla využívají pro přenos tepla matici, což je výplň jednotlivých komor výměníku. Výplň je ohřívána teplejším médiem. Teplo absorbované z teplého média předává absorbér médiu chladnějšimu. Absorbér může být tvořen z různých materiálů a může být pohyblivý či nepohyblivý. Vždy záleží, jaké požadavky na regenerační výměník máme. Zejména jak silný přenos tepla vyžadujeme. [1,2]

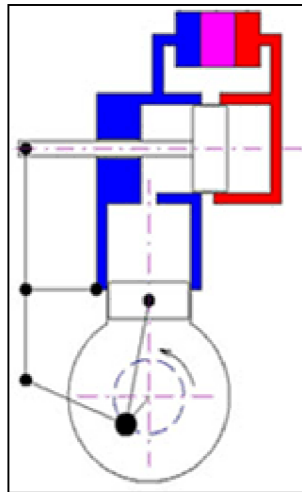
### Druhy regeneračních výměníků [2]:

1. Přepínací (statické) regenerační výměníky
2. Rotační regenerační výměníky

Regenerační výměníky se využívají nejčastěji v energetice nebo ve vzduchotechnice, své uplatnění však nachází i v potravinářském průmyslu. V energetice je nejrozšířenější aplikací ohřívák vzduchu typu Ljungström, který má celou řadu výhod oproti rekuperačním ohřívákům tepla. Zejména kompaktnost je jeho velkou předností.

## 1.2.1 Historie regeneračních výměníků

- Regenerační ohřev se začal užívat během průmyslové revoluce a vyvinul se v důležitou technologii, kterou praktikujeme stále. Ve velkém se začal využívat u vysokých pecích.
- Roku 1816 vyvinul Robert Stirling motor, který měl mít vyšší účinnost než benzínový a dieselový motor. Právě regenerační výměník tepla byl klíčem k vysoké účinnosti Stirlingova motoru. Byl zde zastoupen v podobě kovových špon s dobrou tepelnou vodivostí. Nejčastěji se jednalo o ocel, nikl nebo měď. Nejdříve byl regenerátor ohřát teplým plynem, a následně při zpětném přepuštění se studený plyn průchodem přes regenerátor předehtl. Jednalo se o účinné zamezení plýtvání energie. [3]
- Později se regenerační výměník začal objevovat v různých průmyslových aplikacích. Například u těchto: výroba skla a oceli, zvýšení účinnosti ohniště, ve vysokotlakých kotlích, v chemickém a petrochemickém průmyslu, ve vzduchotechnice a dalších. [2]



Obrázek 3: Stirlingův motor - Regenerátor je označen růžovou barvou. [3]

## 1.2.2 Komponenty regenerátorů

Uvnitř každého regenerátoru najdeme tyto základní komponenty [2]:

- Nachází se zde několik komor pro přenos tepla. Slouží k usnadnění přenosu tepla z teplého média do média studeného.
- Každá komora obsahuje dva ventily. Ventily jsou připojeny k proudu teplé tekutiny a k proudu studené tekutiny. Ventily slouží k regulaci proudění uvnitř komor. Materiál absorbující teplo je střídavě ohříván a následně ochlazován.
- Teplosměnné komory musí být utěsněny. Špatné těsnění byl jeden z důvodů, proč se regenerační výměníky tepla v minulosti tolik nevyužívaly. S dnešními pokročilými technologiemi však už tento problém nehraje takovou roli, i když k mísení médií dochází pořád. Ve vzduchotechnice se používají keramická či gumová těsnění. V energetice je utěsnění provedeno pomocí pevných kovových ucpávek. [4]



### 1.2.3 Materiály regenerátorů

Materiály jednotlivých komponent regenerátoru mají velký vliv na celkovou podobu a vlastnosti výměníku. Rozhodují zejména o velikosti regenerátoru, odolnosti proti korozi, tlakové ztrátě a součiniteli prostupu tepla. Od materiálů, použitých pro konstrukci regenerátoru, převážně vyžadujeme [2]:

- Vysokou objemovou tepelnou kapacitu
- Nízkou tepelnou vodivost (v podélném směru)

Volba materiálu vždy záleží na očekávaných podmínkách, ve kterých bude výměník pracovat (teplota), a také na vlastnostech, které od výměníku vyžadujeme. Volba materiálu je důležitá zejména u absorbéru tepla. Dále také u teplosměnné komory, ve které se absorbér nachází. Mohou se použít například tyto varianty [2]:

- Absorbér – pro akumulaci tepla se používají látky s pevným skupenstvím, jelikož mají ve srovnání s plyny daleko větší tepelnou kapacitu. U vysokých teplot se používá pro akumulaci keramický materiál. U středních teplot je absorbér z hliníku nebo oceli.
- Teplosměnná komora – ve které se nachází absorbér, může být z keramických voštin, z hliníku nebo jiného kovu. V regenerátoru jich může být prakticky libovolné množství. Jednotlivé komory jsou ohraničeny pouzdry.
- Kryt – je rozdělen na dvě části tak, aby odseparoval kanály. První část slouží pro vstup horkého média a výstup ohřátého média. Druhá část slouží pro vstup studeného média a výstup ochlazeného média.

### 1.2.4 Požadavky na regenerační výměníky

Hlavní požadavky na regenerační výměníky vychází z obecných požadavků na výměníky a řadíme mezi ně:

- Vysoká rychlost přenosu tepla
- Nízká tlaková ztráta
- Nízká citlivost na zanášení

Tyto základní požadavky jsou dány:

- Vysokými teplotami
- Přítomností tuhých částic v plynu
- Korozivními plyny
- Tepelným cyklováním
- Nerovnoměrností ohřevu
- Profilem topných prvků
- Omezeným časem, který médium stráví ve výplni

## 2. Přepínací regenerační výměníky

Přepínací výměníky, nebo také regenerátory s pevným ložem, jsou zařízení, která slouží k přenosu tepla a jsou charakteristická periodickým prouděním teplého a studeného média, která střídavě protékají statickými loži s výplní, která má vysokou tepelnou kapacitu. Pro zajištění plynulého průtoku výměníkem je zapotřebí alespoň dvě lože. Proudění, protékající skrz komory, jsou regulovány pomocí ventilů. Přepínací regulační výměníky se používají ve sklářském, ocelářském a potravinářském průmyslu. [5]

### 2.1 Výhody a nevýhody přepínacích regenerátorů

Přepínací regenerátory mají tyto specifické výhody [5]:

- Lože může být uloženo volně. Díky tomu jsou pak tepelná napětí vzniklá roztažností velice malá.
- Přepínací regenerátory jsou lehce rozebíratelné. Díky tomu můžeme výplň z lože vyjmout, a následně vyčistit nebo vyměnit.
- Na rozdíl od rekuperačních výměníků není zanášení tak velký problém. Nezhoršují se schopnosti výměníku vést teplo, pouze se zvyšuje odpor proti proudu, a tím i tlaková ztráta.

Naopak mezi nevýhody řadíme:

- Složitost návrhu a cena mechanismu na přepínání průtoků
- Částečné mísení proudů

### 2.2 Geometrie a konstrukční prvky

Statické regenerátory jsou vždy tvořeny buď porézní maticí nebo šachovnicí. Porézní matice tvoří dlouhou, klikatou cestu pro tekutinu procházející výměníkem, aby bylo dosaženo co nejdelšího kontaktu, a tím i co nejlepšího přenosu tepla. Šachovnice je tvořena z různě uspořádaných cihel, které mají v sobě dírky, které zajišťují proniknutí tekutiny. Šachovnice je opět konstruována tak, aby bylo dosaženo, co nejdelšího kontaktu.

#### Geometrie nekompaktního povrchu lože

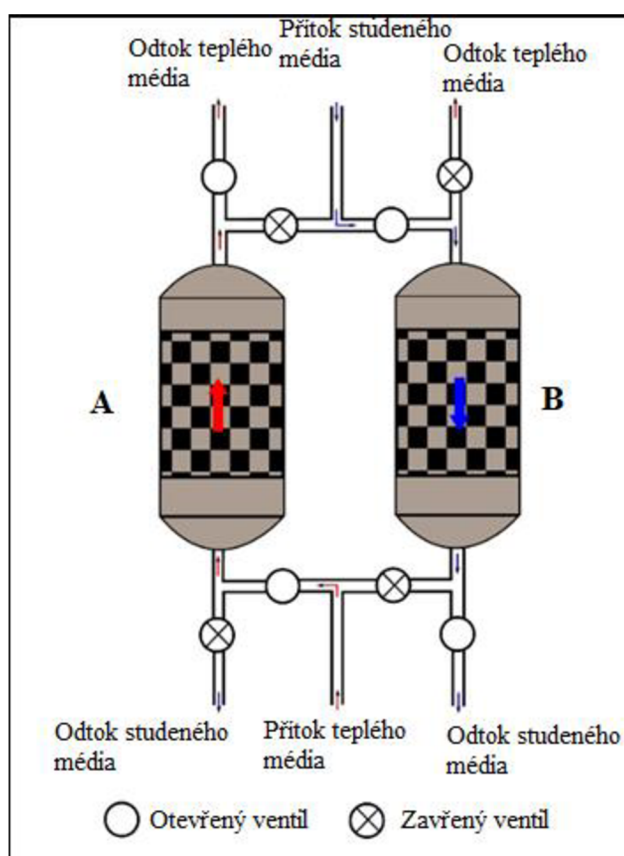
Běžně používané druhy šachovnic mají měrný povrch v rozmezí 25 - 42 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>. Kvůli zanášení musí být průchod skrz šachovnici relativně snadný. Součinitel přestupu tepla je poté velmi malý, obvykle se pohybuje okolo hodnot 5 W/(m<sup>2</sup>·K).

#### Geometrie kompaktního povrchu lože

Geometrie kompaktních povrchů statických regenerátorů je prakticky stejná jako u rotačních regenerátorů. Jediný rozdíl je v tom, že statické regenerátory obsahují navíc křemenové obložky nebo kousky olova, oceli či mědi. Dále mohou být použity různé prášky, speciální vlákna, nebo měděná vlna.

## 2.3 Princip funkce přepínacího výměníku

Na obrázku č. 4 můžeme vidět znázornění funkce přepínacího výměníku. Zatímco teplé médium prochází výplní A, a ohřívá ji, druhou výplň B proudí studené médium. Po určitém čase se otevřené ventily zavřou, a naopak zavřené ventily se otevřou. Teplé médium začne proudit skrz výplň B a ohřívá ji. Skrz výplň A začne proudit studené médium, které se průchodem teplou komorou ohřívá. Ohřáté médium následně opouští výměník. Po určitém čase se zase ventily prohodí a teplotně látky opět proudí skrz původní výplně. Přepínání periodicky pokračuje. [5]



Obrázek 4: Princip funkce přepínacího výměníku [2]

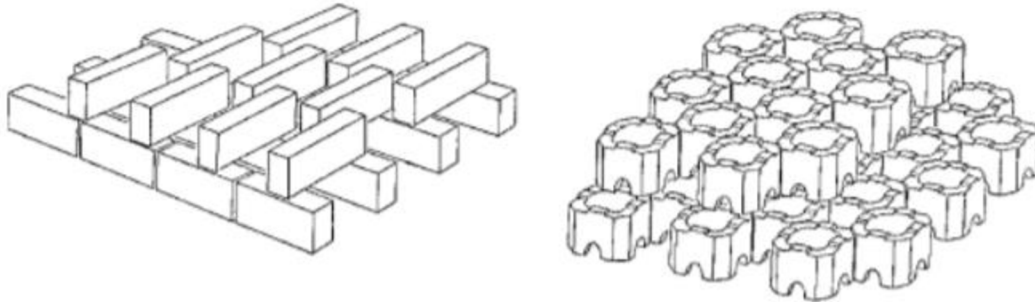
## 2.4 Výplň lože

Tvar a materiál výplně lože přepínacího výměníku vždy záleží na konkrétní aplikaci. Vždy záleží, kolik pro výměník máme prostoru, s jakými teplotami bude výměník pracovat a následně také jak velký potřebujeme přestup tepla. Při malých teplotách můžeme použít čedičové nebo pazourkové třísky, štěrk nebo kov. Při vysokých teplotách nad 600 °C se používá výplň, která je tvořena z keramiky. Výplň musí být odolná vůči korozi, která při vysokých teplotách nastává. Také musí mít tvar, který umožňuje případným znečištěným plynům odcházet z regenerátoru. Pokud se pracuje se znečištěnými plyny, navrhuje se šířka kanálu až 200 mm, přičemž, při provozu bez znečištěných plynů má šířka kanálu okolo 50 mm. [2]

Nejčastěji se můžeme setkat s těmito typy výplní [6]:

- **Keramické cihličky**

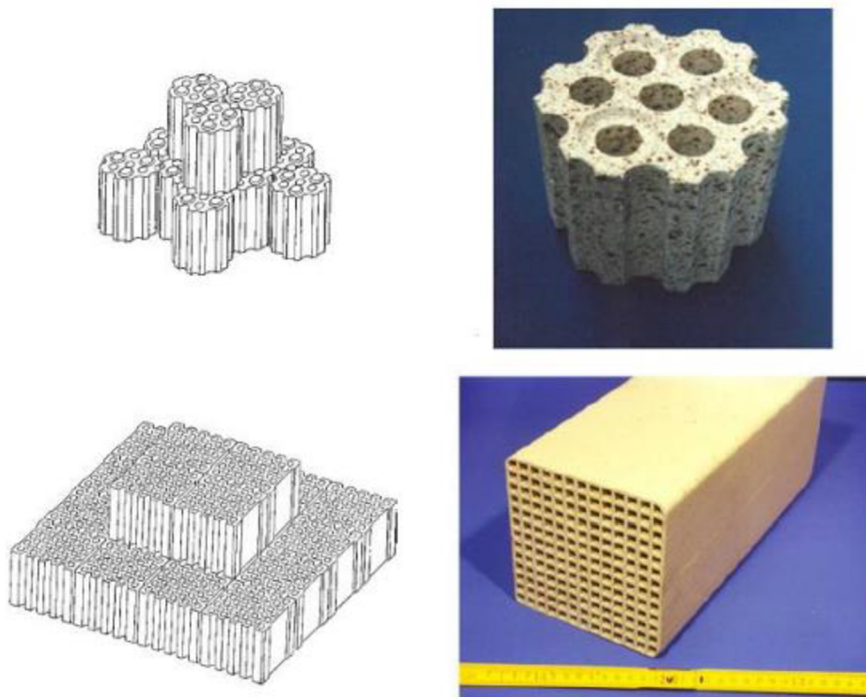
Keramické cihličky se používají zejména u velkých regenerátorů. Jejich tloušťka dosahuje až 200 mm, což ovlivňuje periodu přepínání, která se pohybuje od jedné do dvou hodin. Nyní je tendence snižovat rozměry. Můžeme se setkat s tloušťkou 40 mm i menší. Při tloušťce 40 mm je pak perioda přepínání patnáct až třicet minut.



Obrázek 5: Výplň lože - keramické cihličky [7]

- **Keramické vestavby**

Další možností výplně lože jsou keramické voštinové vestavby. Voštinové vestavby obsahují malé kanálky, které zvětšují teplosměnnou plochu. Výhodou keramických vestaveb je menší náchylnost k usazování prachu a nízká tlaková ztráta. Voštiny mohou mít různé tvary. Příklady keramických vestaveb jsou zobrazeny na obrázku 6.



Obrázek 6: Výplň lože – keramické voštinové vestavby [7]

- **Keramické sypané výplně**

Keramické sypané výplně jsou u přepínacích regenerátorů používány velice často. Tyto výplně mají ze všech druhů výplní nejvyšší součinitel přestupu tepla. Na druhou stranu jsou citlivé na zanášení a mají vyšší tlakovou ztrátu. Nejběžnější jsou keramické kuličky, které jsou zobrazeny na obrázku 7 vlevo.



Obrázek 7: Výplň lože - keramické kuličky a Raschigovy kroužky

- **Kovové sypané výplně**

Kovové sypané výplně se používají zejména u aplikací, kde se setkáváme s nízkými teplotami. Používá se nerezová ocel, a to ve formě kuliček, kroužků nebo voštin.

- **Štěrk, olovo, erbium a holmium**

U kryogenních teplot se používají jako výplň štěrk, olovo, erbium či holmium. Štěrk se využívá ve formě malých oblázků a jeho velkou výhodou je dostupnost a nízká cena. U teplot blízkých se absolutní nule se používají materiály, které mají malý pokles měrné tepelné kapacity. Pokud bychom použili standardní materiál, tak by se výkon regenerátoru rapidně snížil. Olovo se dá použít při teplotách 20 až 50 K. Pokud teplota klesne pod 20 K a blíží se absolutní nule, pak se používají vzácné prvky erbium nebo holmium ve formě nitridů.

## 2.5 Aplikace statických regenerátorů

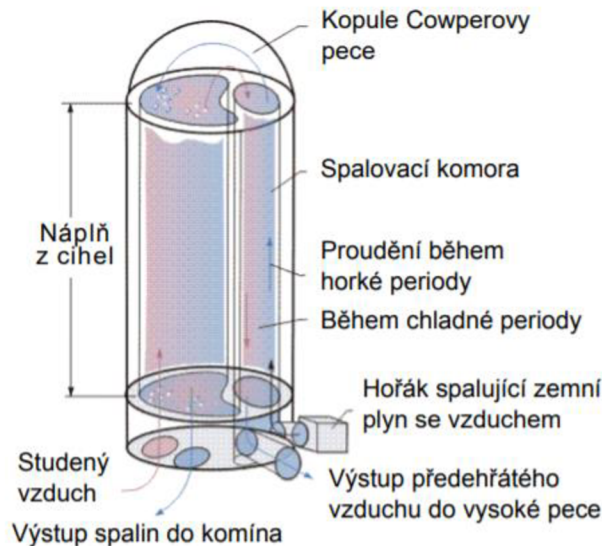
Přepínací regenerační výměníky tepla bývají většinou velmi rozměrné. Mohou být vysoké až 50 metrů. Mezi často používané typy patří [6]:

### **Pece typu Cowper**

Jedná se o pece, které zpracovávají železo a sklo. Uvnitř pece se nachází spalovací komora, ze které proudí teplé spaliny, které prochází ložem, jehož výplň bývá z žáruvzdorných cihel. Následně vstupuje do pece hlavní proud vzduchu, který se ohřívá. Aby bylo dosaženo konstantní teploty, tak se používá bypass. Doba mezi přepnutím cyklů může trvat až dvě hodiny. Schéma této aplikace je znázorněno na obrázku č. 8.

## Regenerátory se sypanou výplní

Regenerátory se sypanou výplní jsou rozměrově menší než pece Cowper, což je jeden z důvodů, proč jsou rovněž používanější. Výměníky obsahují lože, ve kterých se nachází malá tělesa, která mohou být z různých materiálů. Z čeho je složen materiál výplně záleží na tom, jestli pracujeme s vysokými teplotami (1300 °C) nebo s nižšími (500 °C). Většinou se používají keramické materiály, zejména u vysokých teplot je to nutností. Přepínání mezi cykly probíhá periodicky po stovkách sekund.



Obrázek 8: Pec typu Cowper [7]

## 2.6 Návrh a výpočet přepínacích regenerátorů

Navrhnout přepínací regenerátor je obecně velmi složité, zejména kvůli navržení funkčního přepínacího mechanismu. Pokud uvažujeme ustálený stav, existuje přesné, ale komplikované řešení, které se skládá z nekonečné řady integrálů. Tento postup není však kvůli své komplikovanosti prakticky využíván. Autorem tohoto řešení je Wilhelm Nusselt. [2]

Pokud předpokládáme, že je přenos tepla pro oba periodicky se opakující cykly stejný, poté můžeme použít daleko jednodušší vzorec:

$$q = \varepsilon \cdot (M c_p T)_c \cdot (t_{h,i} - t_{c,i}) \quad (2.1)$$

Kde:

$q$  je přenesené teplo [J]

$\varepsilon$  je efektivnost výměníku tepla [-]

$M$  je hmotnostní tok [kg/s]

$c_{pc}$  je tepelná kapacita studeného plynu [J/(kg·K)]

$T$  je perioda proudu [s]

$t_{h,i}$  je teplota teplého média na vstupu [K]

$t_{c,i}$  je teplota studeného média na vstupu [K]

*Pozn.: Efektivnost výměníku je poměr skutečně přeneseného tepla k maximálně možnému přenosu tepla. [1]*

$$\varepsilon = \frac{Q_{skut}}{Q_{max}} \quad (2.2)$$

Další důležitou charakteristikou přepínacích výměníků je rychlost šíření tepelné vlny, která se počítá takto:

$$w = \frac{\dot{m}_g \cdot c_{p,g}}{m_r \cdot c_{p,r}} \quad (2.3)$$

Kde:

$\dot{m}_g$  je hmotnostní průtok plynu [kg/s]

$m_r$  je hmotnost výplně vztažená na metr délky absorberu [kg/m]

$c_{p,g}$  je tepelná kapacita plynu [J/(kg·K)]

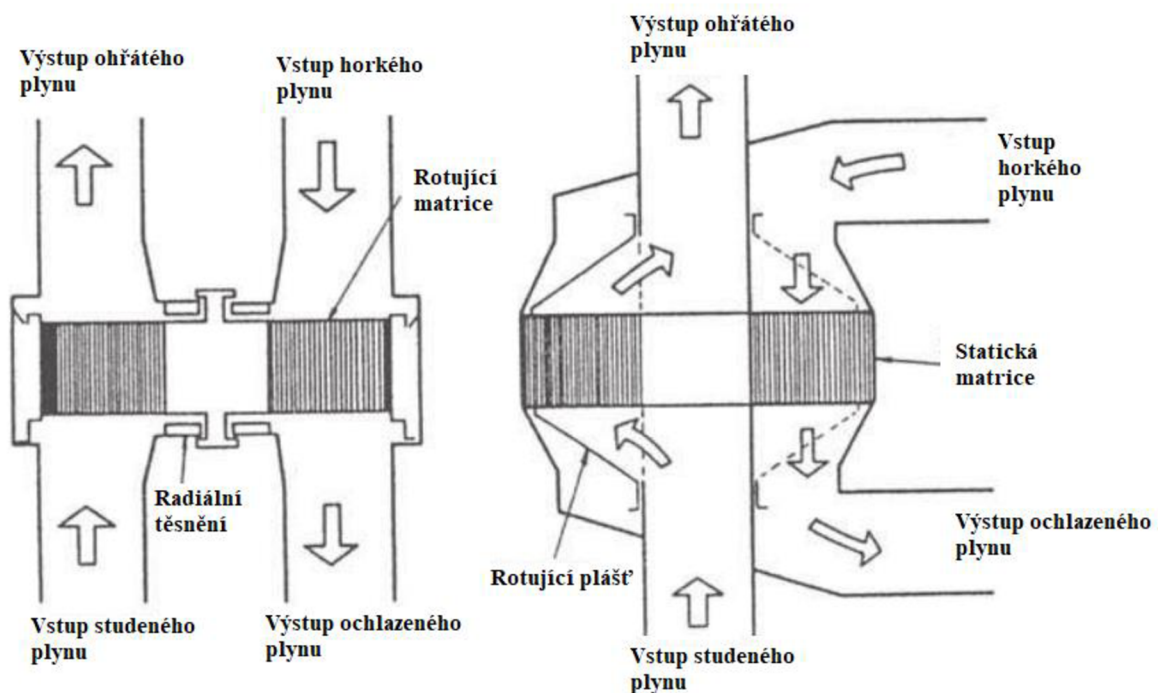
$c_{p,r}$  je tepelná kapacita plynu [J/(kg·K)]

Dále se také musí při návrhu brát v úvahu tlaková ztráta, charakteristiky výplně lože, rychlost proudících médií, a také průměrné tření.

### 3. Rotační regenerační výměníky

Rotační regenerátory jsou zařízení, která pracují na podobném principu jako regenerátory se statickým ložem. Slouží k přenosu tepla mezi teplým a studeným médiem, a také používají absorbér, který akumuluje teplo, a následně ho předává chladnější tekutině. Liší se zejména v konstrukci. Pro rotační regenerátory je charakteristický rozměrný rotor s porézní matricí. Rotační regenerátory mohou být dvojího typu [5]:

- Typ Ljungström – Nejčastěji používaný regenerátor. Používá se v energetice jako ohřívák vzduchu. Regenerátor typu Ljungström používá rotující matici, zatímco plášť má statický. Diplomová práce se dále bude zabývat převážně tímto typem.
- Typ Rothemuhle – Regenerátor typu Rothemuhle používá rotující plášť, zatímco jeho matrice je statická.



Obrázek 9: Nalevo regenerátor typu Ljungström, Napravo regenerátor typu Rothemuhle [5]

Rotační regenerátory lze rozdělit i podle dalších kritérií. Například podle směru proudění:

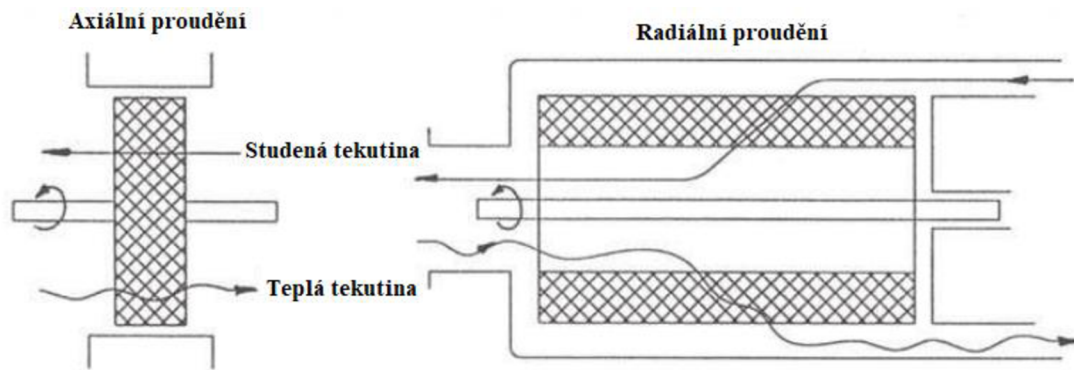
- Axiální proudění (diskové regenerátory) – Diskové regenerátory naprosto převládají. Patří mezi ně jak typ Ljungström, tak typ Rothemuhle.
- Radiální proudění (bubnové regenerátory)

Rotační regenerátory s axiálním prouděním se následně dají rozdělit podle uložení disku:

- Horizontální
- Vertikální



Na obrázku č.10 lze vidět příklady rotačních regenerátorů s axiálním a s radiálním prouděním.



Obrázek 10: Nalevo diskový regenerátor, Napravo bubnový regenerátor [5]

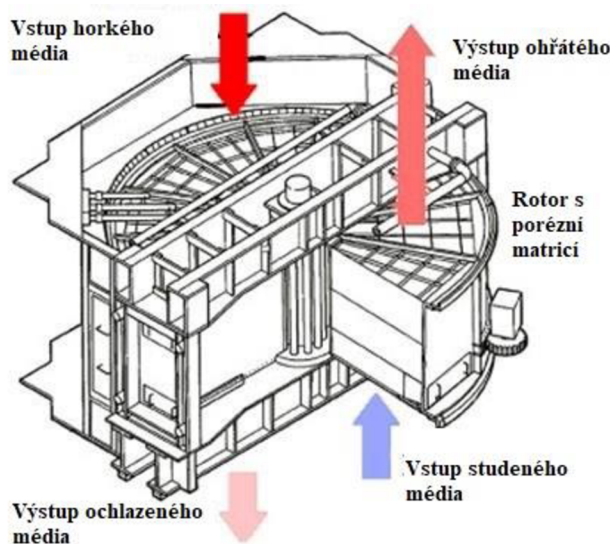
### 3.1 Charakteristiky rotačního regenerátoru

U rotačních regenerátorů jsou nejvýznamnější tyto prvky [5]:

- Kompaktnost – Oproti regenerátorům se statickým ložem jsou mnohem kompaktnější. Měrný povrch dosahuje až  $\beta = 8800 \text{ m}^2\text{m}^{-3}$  (u přepínacích  $\beta = 1600 \text{ m}^2\text{m}^{-3}$ )
- Porézní matrice zajišťuje dlouhý kontakt tekutiny s teplosměnnými plochami výměníku.
- Nepoužívají se pevné trubky. Místo toho je důležitým prvkem těsnění, které separuje proudy, aby nedocházelo k míšení.
- Matrice může být ohřata až na teplotu plynu na výstupu z výměníku. Z toho plyne vysoká efektivnost provozu. Požaduje se však co největší tepelná kapacita matrice. Musí být větší než tepelná kapacita tekutiny.
- Teploty u kovových matic nabývají hodnot okolo  $600 \text{ }^\circ\text{C}$ . Pokud je použita keramická matrice, pak je možné pracovat s teplotami okolo  $1400 \text{ }^\circ\text{C}$ . S takto vysokými teplotami je možné se setkat například u plynových turbín.
- Poměrně velké tlakové ztráty –  $0,1$  až  $0,7 \text{ MPa}$ .
- Používá se protiproudé uspořádání.
- Pouze minimální zanášení.
- Rotační regenerátory pracují výhradně s plyny. Při použití kapaliny nastávají velké tlakové ztráty. Zároveň má kapalina větší tepelnou kapacitu.
- Síla plechu je v rozmezí  $0,6$  až  $1,2 \text{ mm}$ . Dají se použít i hliníkové fólie s tloušťkou  $0,06 \text{ mm}$ .
- Obsahuje rotor s průměrem až  $20 \text{ m}$ .
- Rychlost otáčení dosahuje až  $10 \text{ ot/min}$ , ve vzduchotechnice přes  $20 \text{ ot/min}$

## 3.2 Princip funkce rotačního regenerátoru

Základem rotačních regenerátorů je rotor s matricí, která má velkou tepelnou kapacitu. Rotor slouží jako absorbér tepla a je tvořen dvěma axiálními kanály, které jsou umístěny paralelně vedle sebe. Jedním kanálem proudí teplé médium a druhým kanálem studené. Proudění protékají kanály protiproudě. Rotor se otáčí kontinuálně a přenáší teplo z horkého kanálu do studeného. Rotor je rozdělen na studenou a teplou polovinu. Ve studené polovině se nachází vstup studeného média a výstup ochlazeného média. V horké polovině se vyskytuje vstup horkého média a výstup ohřátého média. Regenerátory se navrhují tak, aby v každém segmentu rotoru bylo vždy zastoupeno pouze jedno médium. Přesto se musí používat těsnění, která však nejsou dokonalá a dochází k mísení proudů. Díky protiproudému uspořádání se výměník prakticky sám čistí, přesto některá nečistá média mohou způsobit zanášení. Pomocí tohoto principu se také přenáší vlhkost, což se používá například ve vzduchotechnice. [2]



Obrázek 11: Princip rotačního regenerátoru [8]

## 3.3 Geometrie a konstrukční prvky rotačního regenerátoru

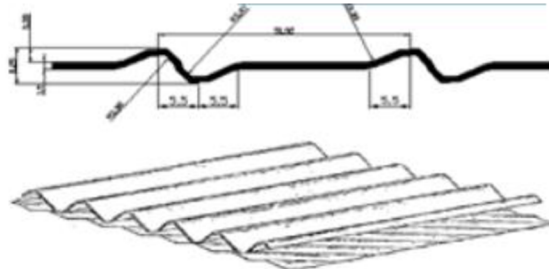
Mezi základní komponenty rotačního regenerátoru řadíme:

**Rotor s porézní matricí** – Rotor je u rotačních regenerátorů nejdominantnější komponentou a dosahuje průměru až deset metrů. Nejdůležitější částí pro přenos tepla je však samotná výplň rotoru – porézní matrice. Matrice může být vyrobena z různých materiálů, vždy záleží na provozních podmínkách, zejména na teplotě médií. Mohou se použít například tyto materiály:

- Uhlíková ocel – teploty do 425 °C
- Nerezová ocel – teploty do 650 °C
- Keramické materiály – teploty do 1400 °C
- Plasty, papír, vlna – teploty do 65 °C
- Hliník, slitiny niklu, slitiny titanu

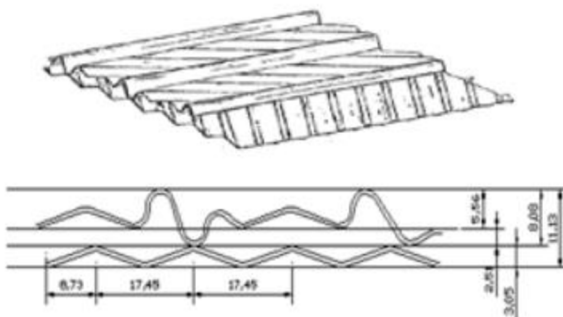
V energetice se nejčastěji používá matrice z plechu, který může mít různé tvary. Každý tvar plechu má své výhody, či nevýhody. Základem však je, aby byl dosažen dostatečně dlouhý kontakt matrice s teplotnosnou látkou. Používají se například tyto typy plechů:

- FNC (Ploché vroubkovaný kříž) – Typ FNC je charakteristický vysokým tepelným výkonem a nízkou tlakovou ztrátou. Naopak jeho velkou nevýhodou je obtížnost čištění. Proto se používá zejména u plynných paliv nebo u ropy. [29]



Obrázek 12: Plech typu FNC [9]

- DU (Dvojitě zvlnění) – Typ DU se používá zejména pokud se pracuje s médiem, které je náchylnější na vznik zanášení nebo obsahuje agresivnější částice. Plyn, který protéká skrz plechy s tvarem DU, nemá tak turbulentní proud, což má za následek menší zanášení. [9]



Obrázek 13a: Plechy typu DU [9]

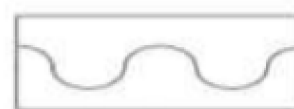


Obrázek 13b: Plechy typu DN/DL [11]

- DN/DL (Dvojitý vrub/Volně vroubkované s dvojitým vrubem) – Jedná se o úpravy základního typu DU tak, aby se ještě více omezilo zanášení a zefektivnilo čištění, přičemž tlakové ztráty a tepelný výkon zůstávají podobné jako u DU. [11]
- CU (vlněný a zubatý) – Profil typu CU je oproti typu DU více otevřený, a také má efektivní čištění. Má však větší tlakovou ztrátu při podobném tepelném výkonu jako u profilu DU. Využívá se výhradně při spalování zemního plynu. [9]



Obrázek 14a: Plech typu CU [9]



Obrázek 14b: Profil typu CU [10]

- NF (vrub a plochý) – Profil typu NF se používá nejčastěji na studených koncích regenerátoru. Na studeném konci často dochází ke korozi. Proto se plechy typu NF mohou navrhovat s větší tloušťkou. [29]



Obrázek 15: Profil typu NF [8]

- NU (vrub a zubatý) – Profil typu NU je podobný typu NF, akorát místo plochého plechu je použit plech se zuby. Profil typu NU oproti typu NF lépe přenáší teplo. Rovněž se dá použít na studeném konci, ale pouze v případech, kde nedochází k velkému zanášení. [29]



Obrázek 16: Profil typu NU [8]

**Pohon rotoru** – Pohon rotoru je zajištěn elektromotory. Ve vzduchotechnice častokrát dostačuje jeden elektromotor. V energetice jich je zapotřebí více. U nejčastější aplikace ohříváku vzduchu typu Ljunstrom se používají buď čtyři elektromotory, které jsou rozmístěny po obvodu rotoru po 90°, nebo se k rotoru umístí osm elektromotorů, které jsou rozmístěny symetricky po 45°.

**Těsnění** – U těsnění rovněž záleží na druhu výměníku. Ve vzduchotechnice se využívá těsnění z gumy, či keramické ucpávky. V energetice je na těsnění kladena velká pozornost, jelikož únik teplotné látky z výměníku znamená výrazný pokles účinnosti. Zhoršení účinnosti vlivem netěsnosti je v porovnání s tlakovými ztrátami znatelnější. Dochází k těmto druhům úniku [5]:

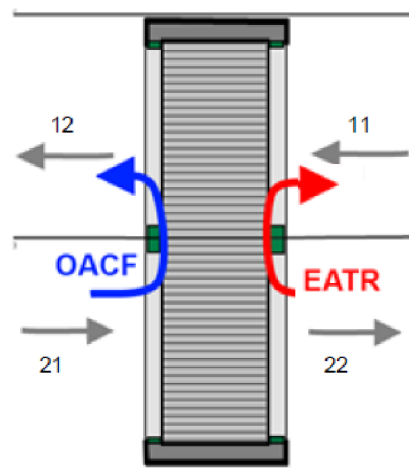
- Labyrintový únik – Médium prochází skrz těsnění mezi kanály. K tomuto úniku dochází z důvodu rozdílných tlaků v kanálech. Tlak studených plynů nabývá vyšších hodnot než tlak plynů horkých.
- Přenosový únik – Dochází k přenosu vzduchu, který je zachycen v matici a dostává se do části se spaliny.
- Strukturální únik – Jedná se o únik skrz matici a skříň výměníku.

Návrh funkčního těsnění je složitý proces, jelikož musí vydržet vysoké teploty i tlaky, a zároveň nesmí bránit volnému pohybu rotoru a musí zamezovat únikům plynu. Používají se tyto typy těsnění [4]:

- Bezdotykové těsnění – netěsnost 5-8%
- Dotykové těsnění – netěsnost 3-5%
- Labyrintové těsnění – netěsnost do 1,5%

Je běžné u výměníků tepla sledovat parametry účinnosti přenosu energie a tlakové ztráty. U regenerátorů je nutné sledovat také faktor těsnosti. Používají se zejména tyto dva [4]:

- EATR (Anglicky Exhaust air transfer ratio) – Jedná se o faktor, který vystihuje přenos odváděného média zpět do přívodního kanálu. Znázorňuje kontaminaci přívodního vzduchu.
- OACF (Anglicky Outdoor air correction factor) – Znázorňuje ztrátu průtoku vzduchu na přívodu. Tato ztráta vzniká netěsnostmi a vyplachovací komorou. Jedná se o poměr přívodního vzduchu před a za výměníkem. OACF se používá pro regulaci průtoku venkovního vzduchu.



Obrázek 17: Faktory těsnosti [24]

**Kryt** – Kryt je rozdělen na statorovou a rotorovou část. Slouží k ochraně a těsnosti regenerátoru.

### 3.4 Výhody a nevýhody rotačního regenerátoru

Rotační regenerátory mají své specifické vlastnosti, díky kterým jsou v některých aplikacích upřednostňovány před výměníky rekuperačními. Na druhou stranu mají svá omezení, kvůli kterým jsou u celé řady aplikací nevhodné. Mezi hlavní výhody rotačních regenerátorů patří [2]:

- Největší efektivita přestupu tepla mezi všemi výměníky. Může dosahovat hodnot až okolo  $\epsilon = 0,8$ . Využívá se čistý protiproud, se kterým se dosahuje lepšího využití tepelného spádu.
- Schopnost přenášet vlhkost je často využívána ve vzduchotechnice. Při použití rotačního regenerátoru se snižuje potřeba použití dalšího zvlhčování vzduchu.
- Mezi největší výhody patří kompaktnost a nižší hmotnost. Díky rotačním regenerátorům se v energetice dosahuje několikanásobně menšího obestavěného prostoru oproti rekuperačním výměníkům.
- Další výhodou oproti rekuperačním výměníkům je menší náchylnost k namrzání.
- Menší citlivost na zanášení a možnost čištění za provozu.
- Nižší cena a rychlejší návrat investice.
- Pro regulaci není nutný bypass.

Mezi nevýhody rotačních regenerátorů patří:

- Hlavní nevýhodou je netěsnost a promíchání tekutin. Dochází k únikům mezi kanály vlivem tlakových rozdílů, k únikům mezi rotorem a statorem, a také k únikům skrz kryt výměníku. Je zapotřebí těsnění, které však nikdy nezabrání všem únikům. Proto se rotační regenerátory používají pouze tam, kde promícháním tekutin nevznikají větší komplikace.
- Návrat malého množství kontaminovaného výstupního vzduchu zpět s novým nasávaným vzduchem. Tato nevýhoda se řeší zavedením vyplachovací komory, která má však za následek snížení účinnosti přenosu energie až o 5 %.
- Nutnost pohonu rotoru, což má za následek zvýšení vlastní spotřeby.
- Částečný návrat vlhkosti (10 – 15 %).
- K teplotnímu namáhání dochází u všech zařízení, která pracují s vysokými teplotami, takže se nedá považovat za velkou nevýhodu rotačních regenerátorů. Dochází však k teplotní deformaci rotoru, který se v důsledku nerovnoměrného rozložení teplot kroucí a ztrácí tvar ideálního válce.

Pokud porovnáme dva hlavní typy regenerátorů, tedy rotační a statické, pak dojdeme k závěru, že jsou si ve spoustě ohledech podobné, aspoň co se týče jejich předností a nedostatků. Hlavním důvodem, proč se používají převážně rotační regenerátory je složitost a cena statických regenerátorů.

### 3.5 Ohřívák vzduchu – typ Ljungström

Zejména díky své kompaktnosti a efektivnímu přestupu tepla se nacházejí rotační regenerátory v mnoha zařízeních z různých odvětví. Mezi ty nejdůležitější a nejvíce používané řadíme ohříváky vzduchu.

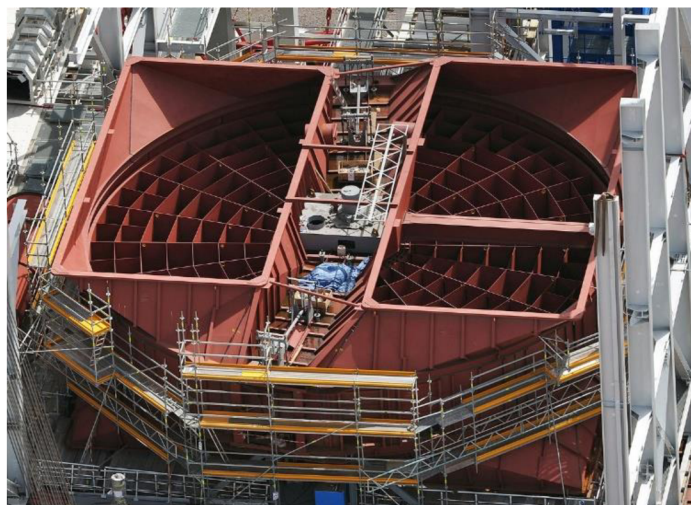
#### Ohříváky vzduchu

Obecně se ohříváky vzduchu používají převážně při spalování tuhých paliv. Jedná se o velice účinné dochlazení spalin, jejichž teplo se přeneše na vzduch, který se dále využívá například k usnadnění zapalování, k sušení paliva, či k intenzifikaci spalování paliv s vyšší vlhkostí. Jelikož se mísí nasávaný vzduch s přihřátými spalinami, vzniká riziko nízkoteplotní koroze. Nízkoteplotní koroze spočívá v podkročení teploty rosného bodu spalin, což má za následek kondenzaci, a neboť spaliny obsahují síru, vzniká velice agresivní kyselina sírová, která může způsobit poškození materiálu. Teplota rosného bodu spalin je navíc nestálá, což je problematické, neboť není snadné určit, kdy dojde ke kondenzaci. Teplota, na kterou vzduch ohříváme se volí podle použitého paliva. Nejvýhodnější je ohřát vzduch nad teplotu napájecí vody, a to o 40 °C. Ohříváky vzduchu mohou být rekuperační i regenerační a nejčastější je jednostupňové provedení. Více stupňů ohříváků vzduchu se používá pouze výjimečně. Při konstrukci dvoustupňového ohříváku je druhý stupeň většinou trubkový. Při zvolení regeneračních výměníků se využívají rotační regenerátory typu Ljungström.

## Charakteristiky regeneračního ohříváku vzduchu typu Ljungström (LUVO)

U regeneračního ohříváku platí vše, co již bylo výše zmíněno u popisu regeneračních rotačních výměníků. Má tedy rotor s výplní, která je tvořena tenkými plechy, které jsou uloženy ve dvou až třech vrstvách. Jedná se o technicky náročné zařízení, neboť pracuje s agresivními spalinami během nestálých teplot. Pro ohříváky typu Ljungström jsou typické následující charakteristiky [1]:

- Tloušťka plechu ve výplni od 0,6 – 1,2 mm
- Rozteče 3 – 6 mm
- Rychlost spalin  $w_s = (7 - 11)$  m/s
- Rychlost vzduchu  $w_v = (0,9 - 1) \cdot w_s$  m/s
- Většinou se volí vertikální provedení. Horizontální ohřívák je namáhán ohybovým momentem, a navíc má vyšší hmotnost a je dražší. Horizontální provedení se dá využít spíše u malých rozměrů.
- Otáčky 1,5 – 6 ot/min
- Poháněno elektromotorem s výkonem do 40 kW
- Tlakové rozdíly mezi spalinovou a vzduchovou stranou až 10 kPa
- Při použití paliva s nízkým obsahem síry se používá uhlíkatá ocel, kdežto pokud spaliny mají vyšší obsah síry, pak je nutné zakomponovat plechy z nízkolegované oceli, nebo se musí profily smaltovat.
- V ohříváku se dále vyskytují pevné kovové ucpávky, které rozdělují rotor na spalinovou a vzduchovou část. K těsnění jsou využity také radiální těsnicí desky a obvodové těsnění mezi skříní a rotorem.
- Čištění je řešeno pomocí výkyvných nebo stabilních ofukovačů, které pracují během provozu. Ofukování je zajištěno přehřátou párou nebo tlakovým vzduchem.
- Ohříváky je nutné před najetím kotle nahřát cizím vzduchem na co nejvyšší teplotu, a také roztočit rotor.
- Pokud je odstavován kotel, pak je nutné nejdříve ohřívák ofukovat, a následně jej nechat v chodu do té doby, než teplota před ohřívákem není v rozmezí alespoň 100 - 150 °C. Jakmile je ohřívák odstavený, propláchně se vodou, aby se odstranily nečistoty. Na závěr se výhřevné výplně vysuší horkým vzduchem.



Obrázek 18: Ohřívák vzduchu typu Ljungström [12]

### 3.6 Rotační regenerátory ve vzduchotechnice

Rotační regenerátory se velice často využívají u větších klimatizačních zařízení. Jejich hlavní přednosti jsou vysoká účinnost, kompaktnost a možnost přenášet jak citelné teplo, tak vlhkost. [13]

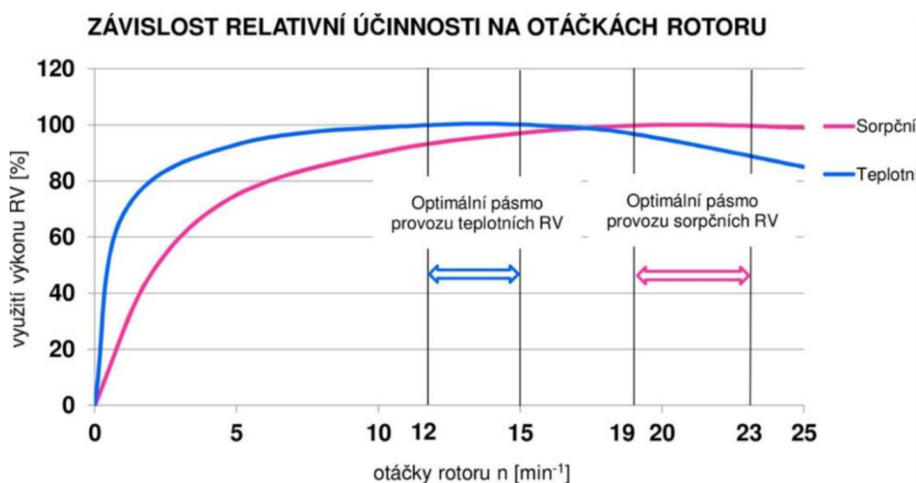
#### Konstrukce rotačních regenerátorů

Princip funkce rotačních regenerátorů zůstává stejný, jak již bylo zmíněno výše. Nejdůležitější součástí zůstává rotor s porézní matricí. Základní charakteristiky rotoru, používaného ve vzduchotechnice, jsou tyto [4]:

- Rotor bývá nejčastěji tvořen z hliníkové slitiny, respektive z hliníkové fólie. Ideální tloušťka hliníkové fólie je okolo 0,06 – 0,1 mm. Pro výplň rotoru se však mohou použít i plasty, či tvrzená papírovina.
- Šířka rotoru bývá okolo 20 cm (u silněji znečištěného vzduchu 25 cm). Hliníková fólie, jež je navinuta v rotoru, má mírně zvlněný profil. Výška jedné vlny se pohybuje v rozmezí 1,4 – 2,3 mm.
- Tlaková ztráta v rozmezí 100 – 150 Pa.
- Průměr rotoru může mít až pět metrů a může být rozdělen na komory, které se následně skládají dohromady. Běžnější jsou však rotory menších rozměrů.

Rotor může být několika typů. Záleží, jestli je kladen důraz na přenos tepla, či spíše přenos vlhkosti. Mezi základní typy provedení rotoru se řadí [4]:

- Nehygroskopické provedení rotoru (teplotní) – Jedná se o provedení, kde je kladen důraz na přenos tepla a není potřeba přenášet vlhkost. Účinnost přenosu tepla dosahuje až 80 %.
- Hygroskopické provedení rotoru (sorpční) – Součástí rotoru je nejenom hliníková fólie, ale také speciální hygroskopická vrstva, která zaručuje přenos vlhkosti. Účinnost přenosu vlhkosti dosahuje až 90 %. Hygroskopické provedení lze provést dvěma způsoby. Buď entalpicky, kdy při přenosu vlhkosti dochází k částečné kondenzaci. Nebo sorpčně, kdy nedochází ke kondenzaci vodní páry.
- Epoxidový rotor – Jedná se o provedení, které se využívá, pokud se výměník nachází v agresivním prostředí (přímořské oblasti, větrání bazénů).



Obrázek 19: Graf závislosti účinnosti na otáčkách rotoru [4]



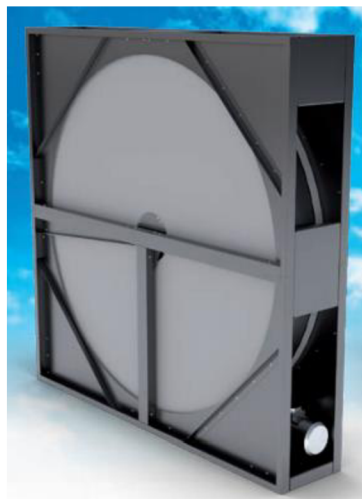
Na obrázku 19 lze vidět, že regenerátory ve vzduchotechnice se otáčejí daleko rychleji než ohříváky vzduchu v energetice. Teplotní regenerátory pracují při 12 – 15 ot/min. U sorpčních regenerátorů to je až 23 ot/min.

Pro přenos vlhkosti se používají hygroskopické vrstvy, které mohou být složeny z těchto materiálů [4]:

- Silikagel – Vrstva je tvořena na bázi oxidu křemičitého. Tato vrstva má vysokou účinnost přenosu vlhkosti, může však přenášet i pachy.
- Zeolit – Vrstva tvořena na bázi hlinitokřemičitých minerálů. Tato vrstva má taktéž vysokou účinnost přenosu tepla. K přenosu pachů nedochází.

Pro rotaci rotoru je potřeba pohon. Používají se například tyto typy rotorů [4]:

- AC motor + šneková převodovka – Pracuje s účinností okolo 75 %. Motor může pracovat s minimálními otáčkami 2 ot/min.
- AC motor speciální + kuželočelní převodovka - Pracuje s účinností okolo 95 %. Motor může pracovat s minimálními otáčkami 0,5 ot/min.
- Elektricky komutovaný motor (EC motor) – V motoru je přímo zabudována řídicí jednotka.
- Krokový motor + driver – Dosahuje maximálního výkonu již při minimálních otáčkách.



Obrázek 20: Rotační regenerátor používaný ve vzduchotechnice [14]

## 4. Provozní problémy regenerátorů

Jelikož regenerátory pracují často v těžkých provozních podmínkách, mohou vznikat problémy, se kterými se musí počítat a je snaha je eliminovat. Mohou vést ke snížení účinnosti, či v horším případě k havárii. Některé provozní komplikace jsou způsobeny typem teplosného média nebo vysokými teplotami, což je běžné prakticky u všech výměníků tepla. Setkáváme se však i s problémy, které jsou typické pouze pro regenerátory a jejich konstrukci. Regenerátory se běžně potýkají s těmito provozními problémy:

### 4.1 Zanášení

Jedním z problémů, se kterými se potýkají všechny druhy výměníků tepla, je zanášení. Jedná se o usazování jemných částic na teplosměnných plochách. Nejčastěji to bývají soli, korozní produkty, či jakékoli pevné částice proudící v teplosné látce. Zanášení má na funkci výměníků celou řadu negativních vlivů. Mezi klasické dopady zanášení řadíme [1]:

- Zvýšený tepelný odpor – Kvůli nánosům na teplosměnných plochách dochází ke snížení přenosu tepla. Je to dáno nízkou tepelnou vodivostí nanesené vrstvy, která bývá v rozmezí  $\lambda = 1 - 3 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ . Zhoršení přenosu tepla má dále za následek snížení výkonu výměníku. Vliv zanášení je poté ve výpočtech vyjádřen pomocí  $R_f$  (odpor zanášení).
- Vytvoření korozivního prostředí – Pokud jsou usazené částice agresivní, může dojít k vytvoření prostředí, které je náchylné na korozi.
- Zúžení průtočného průřezu – Usazením částic na teplosměnných plochách vzniká vrstva, která zužuje průtočný průřez. Pokud se zúží průřez, pak se zvýší rychlost teplosného média. Se stoupající rychlostí spalin poté výrazně roste vliv abraze. (více v kapitole 4.4)
- Zvýšení tlakové ztráty – Vždy je u výměníků tepla snaha o co nejmenší tlakovou ztrátu. Už jenom z důvodu vyšší spotřeby elektrické energie je dobré tlakovou ztrátu udržovat co nejnižší.

#### Zanášení u regenerátorů

Zanášení nebývá u regenerátorů hlavním problémem. Regenerátory mají oproti rekuperačním výměníkům velkou výhodu, jelikož jsou vždy protiproudé a směr proudění se v jednotlivých komorách mění. Díky tomu jsou částice, náchylné na usazení, protiproudým médiem odstraňovány. K zanášení přesto dochází, ale nemá velký vliv na zhoršení výkonu výměníku. Řeší se hlavně z důvodu tlakových ztrát. [5]



Obrázek 21: Zanášení u regenerátorů [15]

## Eliminace zanášení

K zanášení bude u výměníků nejspíše docházet vždy a je třeba s ním počítat. K tomuto problému lze přistupovat dvěma způsoby. Zanášení lze omezit buď hned při návrhu [1]:

- Konstrukční opatření
- Snížení koncentrace pevných částic ve spalínách (popílek)

Nebo je řešeno až když k němu dojde a může být potřeba odstávka výměníku [1]:

- Mechanické čištění (ofukování)
- Chemické čištění

## 4.2 Koroze

Koroze vzniká na povrchu součástí výměníku, které přichází do kontaktu s teplotně nosnými médii. Jedná se o samovolný děj, ke kterému dochází vlivem chemických reakcí a má za následek postupné poškození materiálu. Koroze se vyjadřuje jako úbytek materiálu [ $\text{g} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{hod}^{-1}$ ] nebo jako rychlost úbytku tloušťky stěny [ $\text{m} \cdot \text{hod}^{-1}$ ]. Druh koroze je vždy dán teplotně nosnými médii, které výměníkem prochází. V energetice se nejčastěji vyskytuje koroze způsobená vodou, či vodní parou a spalínami. [1]

Na straně vody bývá koroze nejčastěji z důvodu špatného pH faktoru, či špatného odplynění vody. Korozi dělíme na [1]:

- Elektrochemickou – Vzniká v kapalném prostředí, které obsahuje  $\text{O}_2$  nebo má pH nižší než 5. Nastává také u galvanických článků, a to u materiálů, které jsou anodou.
- Chemickou – Vzniká v plynném prostředí, které obsahuje  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}_2$ , nebo  $\text{SO}_2$ .



Obrázek 22: Koroze na rekuperačním výměníku tepla

Na straně spalin rozlišujeme dva druhy koroze [1]:

- Nízkoteplotní – Vzniká, pokud dojde ke snížení teploty pod teplotu rosného bodu spalin na stěnách výměníku nebo spalinovodu. Dochází ke kondenzaci vodní páry a kyseliny sírové, která způsobuje znehodnocení materiálu. Vznik kyseliny sírové je znázorněn na následujících rovnicích:



- Vysokoteplotní – Vzniká, pokud dojde k překročení teploty bodu tavení vanadu (570 °C), jenž se vyskytuje ve spalinách ve formě oxidů  $V_2O_5$ . Pokud se dosáhne teploty tavení vanadu, jeho oxidy způsobí poškození trubek. Přesná hodnota množství vanadu se neměří a pouze se odhaduje z množství síry.

### **Koroze u regenerátorů**

Vysokoteplotní koroze se u regenerátorů prakticky nevyskytuje, jelikož se nedosahuje tak vysokých teplot. Zato nízkoteplotní koroze představuje pro regenerátory hrozbu poškození konstrukce. Jednou z prevencí je u ohříváků vzduchu ohřátí vstupujícího vzduchu na 60 - 80 °C. Také se z důvodu koroze navrhuje na studené polovině rotoru vhodnější plechy, u kterých je možná výměna za nové, nebo jsou navrženy z odolnějšího materiálu. Nejúčinnější metodou, jak zabránit nízkoteplotní korozi je však navrhnout výměník takovým způsobem, aby spaliny nepodkročily teplotu rosného bodu spalin.

### **Eliminace koroze**

Vzniku koroze se předchází nejčastěji volbou vhodného materiálu, či použitím kovových, či nekovových povlaků, které chrání materiál konstrukce. Korozi, která vzniká na straně vody, je možné předejít odplyněním vody, či změnou pH. Předejít korozi na straně spalin se dá více způsoby. U nízkoteplotní koroze to jsou tyto metody [1]:

- Spalování s nízkým přebytkem vzduchu – zamezuje se vzniku oxidů síry  $SO_3$
- Snížení obsahu síry – při spalování se přidávají aditiva, která snižují obsah síry ve spalinách
- Nepodkročení teploty rosného bodu spalin

Vysokoteplotní koroze se eliminuje těmito způsoby:

- Nepřekročení teploty tavení vanadu – nejúčinnější metoda, která však omezuje parametry vyráběné páry
- Spalování s nízkým přebytkem vzduchu – zamezuje se vzniku oxidů vanadu

### 4.3 Tepelné namáhání

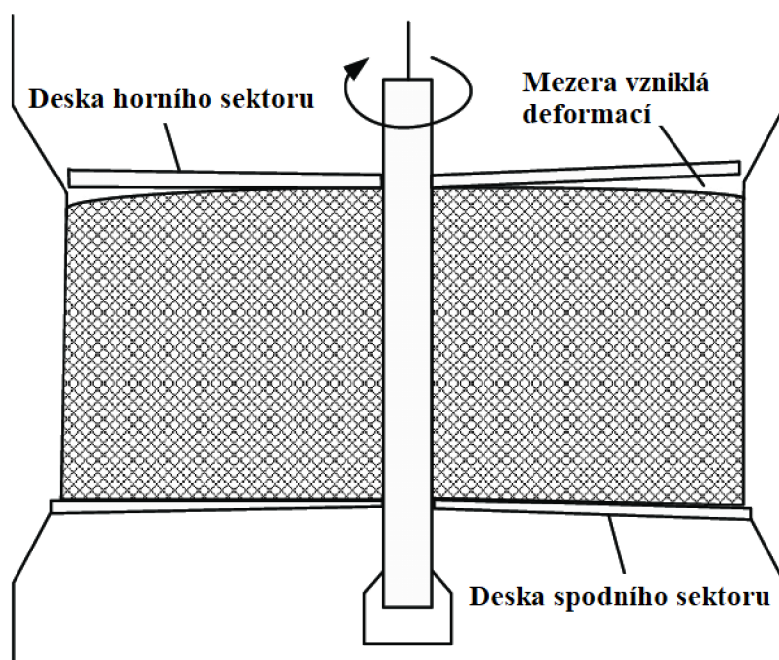
Výměníky tepla jsou zařízení, která pracují s vysokými teplotami, a podle toho je také navržena jejich konstrukce. Pokud přesto dojde k přehřátí teplosměnných ploch, mohou nastat závady jako například porucha svarů, nadměrná tepelná roztažnost nebo nadměrné mechanické namáhání. K nadměrnému tepelnému zatížení dochází nejčastěji při poruše chlazení, při výskytu velké vrstvy nánosů, či nečekanému prošlehnutí plamene.

#### Tepelné namáhání u regenerátorů

Tepelné namáhání má velký vliv především u rotačních regenerátorů. Problémem je nerovnoměrné prohřívání rotoru, který má jednu polovinu mnohem teplejší než druhou. Zároveň je teplota na ose větší než teplota vnější. Teplotní deformace rotoru se projevuje pokroucením rotoru, který ztrácí tvar ideálního válce. Na hranách rotoru se vytváří mezery, které mají za následek úniky teplotnosných látek a klesá účinnost. Například u rotoru s průměrem 17 metrů, může být mezera velká až 7 cm. [17]

#### Eliminace nadměrného tepelného namáhání

Pokud výměníkem prochází horké spaliny, musí se s tepelným namáháním počítat, zejména s tepelnou roztažností. Vliv nadměrného tepelného namáhání se dá potlačit kvalitním materiálem, který vydrží vysoké teploty. Dále se mohou teplotnosné plochy výměníků chladit. To však má za následek snížení účinnosti. [17]



Obrázek 23: Teplotní deformace rotoru regenerátoru [17]

## 4.4 Abraze

Abraze je ořez tuhých částic o teplosměnné plochy, kvůli kterému dochází k úbytku materiálu. Abraze vzniká tedy všude tam, kde se tuhé částice vyskytují v teplosměnných médiích. Nejčastěji používaným médiem, které způsobuje abrazi, jsou spaliny. Může k ní však dojít i tam, kde proud plynu obsahuje drobné kapky. Abraze je nejvíce závislá na obsahu a rychlosti spalin. Intenzita abraze roste s třetí mocninou rychlosti spalin, což je velice důležitý faktor při návrhu výměníku. Abraze je typická u ohříváků vody, ohříváků vzduchu, v mlýnských okruzích, a také na lopatkách spalinových ventilátorů. [1]

### Výpočet množství ořezu

$$G_k = c_1 \cdot \mu \cdot w^3 \cdot \tau \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-2}] \quad (4.4)$$

Kde:

$c_1$  je člen, který je složen ze součinitelů zahrnujících vliv uspořádání (trubek, výplně), paliva, materiálu, velikosti tuhých částic a nerovnoměrnosti rychlostního profilu

$\mu$  je koncentrace tuhých částic ve spalinách [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

$w$  je rychlost proudění [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]

$\tau$  je čas [s]

### Abraze u regenerátorů

U rekuperačních výměníků představuje abraze větší komplikace. Přesto regenerační ohříváky vzduchu pracují se spalinami, které proudí rychlostí okolo 10 m/s a je třeba s ní počítat. Při vyšších rychlostech by mohlo dojít k poškození výplně rotoru.

### Eliminace abraze

Abraze se eliminuje několika způsoby [1]:

- Snížení rychlosti spalin – jedná se o nejběžnější prevenci, rychlost spalin je třeba navrhovat v závislosti na průměru trubek, či kanálu.
- Snížení koncentrace prachových částic v teplosměnném médiu

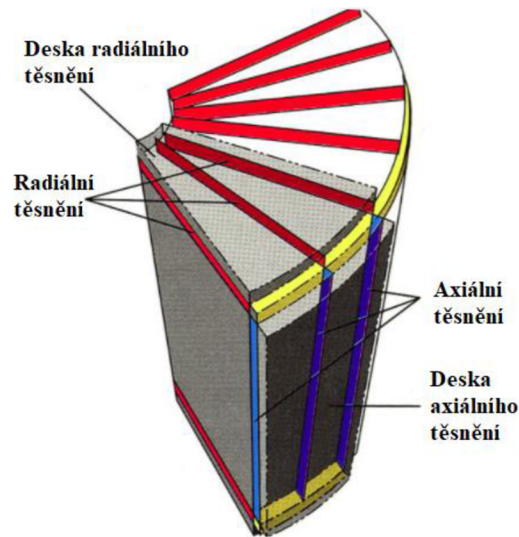
## 4.5 Netěsnosti

Netěsnosti jsou problémem převážně u regeneračních výměníků tepla a byly již popsány v kapitole 3.3. Jedná se o hlavní problém regenerátorů, a to z více důvodů. Prvním důvodem je mísení teplosměnných médií, což není častokrát žádoucí. Druhým důvodem je velký pokles účinnosti, který je horší než u tlakových ztrát. Nejdůležitější jsou úniky labyrintové a přenosové. Dochází k nim vlivem zkratových a obtokových proudů v rotoru regenerátoru.

### Eliminace netěsností

Netěsnosti se eliminují těsněním, které se stále vyvíjí. U momentálně nejlepších těsnění stále dochází k netěsnosti okolo 1,5 %. U ohříváků vzduchu se zavádí na rotor radiální a axiální těsnění, které bývá z upravených plechů. Těsnění je u rotačních regenerátorů komplikovaná

záležitost, jelikož nesmí bránit rotoru v pohybu, a přitom co nejefektivněji zabraňovat unikům. Ke zhodnocení těsnění se používají faktory těsnosti EATR a OACF, které již byly popsány výše v kapitole 3.3. Na obrázku 24 je znázorněno axiální a radiální těsnění u rotačního regenerátoru.



Obrázek 24: Těsnění rotačního regenerátoru [18]

## 4.6 Namrzání

Námraza vzniká, pokud ve výměníku dochází k částečné kondenzaci a venkovní teploty se pohybují okolo  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Námraza má za následek snížení účinnosti přenosu energie, či v horších případech může dojít k trvalému poškození. Rovněž se jedná především o problém, ke kterému dochází ve vzduchotechnice. Do ohříváků vzduchu v elektrárnách většinou vstupuje vzduch, který má okolo  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a to také z důvodu nízkoteplotní koroze.

### Eliminace námrazy

Jak již bylo naznačeno výše, přehřívání přívodního vzduchu je jedna z možností eliminace. Dále se však může použít snížení výkonu výměníku, a to tak, že buď zmenšíme průtok venkovního vzduchu, nebo se sníží otáčky pod jednu otáčku za minutu.

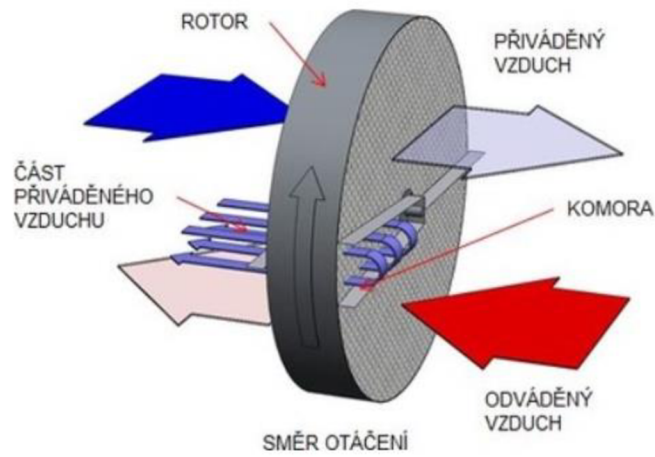
## 4.7 Návrat výstupního média zpět do regenerátoru

Dalším provozním problémem typickým pro regenerátory je navrácení části výstupního teplosměnného média zpět společně s novým přiváděným plynem. Děje se tak z důvodu rotace rotoru a netěsnostem výměníku. Tento jev má za následek kontaminaci přiváděného plynu, což je nežádoucí.

### Eliminace návratu výstupního média zpět do regenerátoru

Převážně ve vzduchotechnice se využívá pro eliminaci návratu výstupního vzduchu vyplachovací komora. Používá se většinou u aplikací, kde není žádoucí návrat škodlivin zpět

do výměníku. Problémem vyplachovací komory je snížení účinnosti přestupu energie o 5 %. Proto je třeba vždy zvážit, zda je zavedení vyplachovací komory nutné, a zda je kontaminace přiváděného vzduchu zásadnější než snížení účinnosti. Vyplachovací komorou zavádí část přiváděného vzduchu do odváděného kontaminovaného vzduchu, čímž zamezuje přechod opačným směrem. [4]



Obrázek 25: Vyplachovací komora [4]



## 5. Stechiometrie

Následuje samotný návrh rotačního regeneračního ohříváku. Nejdříve je zapotřebí vypočítat stechiometrii pro spaliny vstupující do ohříváku. V kotli se spaluje smrková štěpka a jsou známy tyto parametry paliva:

Tabulka 1: Parametry paliva – smrková štěpka

Název charakteristiky	Značení	Hodnota a jednotky
Výhřevnost	$Q_i^r$	12 MJ/kg
Obsah vody v palivu	$W^r$	30 %
Obsah popeloviny v sušině	$A^d$	1,19 %
Obsah uhlíku v hořlavíně	$C^{daf}$	49,56 %
Obsah dusíku v hořlavíně	$N^{daf}$	0,25 %
Obsah síry v hořlavíně	$S^{daf}$	0,01 %
Obsah kyslíku v hořlavíně	$O^{daf}$	44 %
Obsah vodíku v hořlavíně	$H^{daf}$	6,2 %

Jelikož nejsou charakteristiky zadány ve stejném stavu, musíme je přepočítat. Vše převedeme do stavu surového paliva.

$$A^r = A^d \cdot \frac{100 - W^r}{100 - W^d} = 1,19 \cdot \frac{100 - 30}{100 - 0} = 0,833 \% \quad (5.1)$$

$$C^r = C^{daf} \cdot \frac{100 - W^r - A^r}{100 - W^{daf}} = 49,56 \cdot \frac{100 - 30 - 0,833}{100 - 0} = 34,27917 \% \quad (5.2)$$

$$N^r = N^{daf} \cdot \frac{100 - W^r - A^r}{100 - W^{daf}} = 0,25 \cdot \frac{100 - 30 - 0,833}{100 - 0} = 0,17292 \% \quad (5.3)$$

$$S^r = S^{daf} \cdot \frac{100 - W^r - A^r}{100 - W^{daf}} = 0,01 \cdot \frac{100 - 30 - 0,833}{100 - 0} = 0,00692 \% \quad (5.4)$$

$$O^r = O^{daf} \cdot \frac{100 - W^r - A^r}{100 - W^{daf}} = 44 \cdot \frac{100 - 30 - 0,833}{100 - 0} = 30,43348 \% \quad (5.5)$$

$$H^r = H^{daf} \cdot \frac{100 - W^r - A^r}{100 - W^{daf}} = 6,2 \cdot \frac{100 - 30 - 0,833}{100 - 0} = 4,28835 \% \quad (5.6)$$

Provedeme kontrolní výpočet. Musí platit:

$$\begin{aligned} W^r + A^r + C^r + N^r + S^r + O^r + H^r &= 100 \% \\ 30 + 0,833 + 34,27917 + 0,17292 + 0,00692 + 30,43348 + 4,28835 &= \\ &= 100 \% \end{aligned} \quad (5.7)$$

Po přepočtení palivových charakteristik získáváme kompletní vstupní parametry:

Tabulka 2: Veškeré vstupní parametry

Název charakteristiky	Značení	Hodnota a jednotky
Výhřevnost	$Q_i^r$	12 MJ/kg
Obsah vody v palivu	$W^r$	30 %
Obsah popeloviny v palivu	$A^r$	0,833 %
Obsah uhlíku v palivu	$C^r$	34,2792 %
Obsah dusíku v palivu	$N^r$	0,1729 %
Obsah síry v palivu	$S^r$	0,0069 %
Obsah kyslíku v palivu	$O^r$	30,4335 %
Obsah vodíku v palivu	$H^r$	4,2884 %
Součinitel přebytku vzduchu	$\alpha$	1,8
Ztráta mechanickým nedopalem	$\xi_{MN}$	3 %
Ztráta chemickým nedopalem	$\xi_{CN}$	0,05 %
Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	$\xi_{fi}$	0,02 %
Ztráta sdílením tepla do okolí	$\xi_{sv}$	0,06 %
Ztráta komínová	$\xi_k$	5,1 %
Teplota ohřívaného vzduchu	$t_{vz1}$	25 °C
Teplota spalin	$t_{sp1}$	190 °C
Výkon kotle	$P_k$	200 kW

Cílem stechiometrických výpočtů je zjištění objemu vzduchu, který je zapotřebí ke spálení jednoho kilogramu paliva a objem spalin, které při spalování vznikají.

## 5.1 Minimální množství vzduchu

### Minimální potřebné množství kyslíku

$$V_{O_2 min} = \frac{22,414}{100} \cdot \left( \frac{C^r}{M_C} + \frac{H^r}{M_{4H}} + \frac{S^r}{M_S} - \frac{O^r}{M_{2O}} \right) =$$

$$= \frac{22,414}{100} \cdot \left( \frac{34,279}{12,01} + \frac{4,288}{4,03} + \frac{0,0069}{32,06} - \frac{30,434}{32} \right) = 0,665108 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5.8)$$

### Minimální množství suchého vzduchu

$$V_{vz min}^s = V_{O_2 min} \cdot \frac{100}{21} = 0,665108 \cdot \frac{100}{21} = 3,16718 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5.9)$$

### Minimální množství vlhkého vzduchu

$$V_{vz min} = f \cdot V_{vz min}^s = 1,024 \cdot 3,16718 = 3,2432 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5.10)$$

$$f = 1 + \frac{\frac{\varphi}{100} \cdot p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p''} = 1 + \frac{\frac{75}{100} \cdot 3169}{101325 - \frac{75}{100} \cdot 3169} = 1,024 \quad (5.11)$$

Kde:

$f$  = součinitel podílu vodní páry

$\varphi = 75\%$  .. relativní vlhkost vzduchu

$p'' = 3169 Pa$  .. absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti při dané teplotě vzduchu (25°C)

$p_c = 101\,325 Pa$  .. celkový absolutní tlak vlhkého vzduchu

## 5.2 Minimální množství spalin

### Minimální objem CO<sub>2</sub> ve spalinách

$$\begin{aligned} V_{CO_2min} &= \frac{V_{m,CO_2}}{M_C} \cdot \frac{C^r}{100} + x_{CO_2,obj} \cdot V_{vzd\ min}^s = \\ &= \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{34,279}{100} + 0,0004 \cdot 3,16718 = 0,6366 \frac{m^3}{kg_{pal}} \end{aligned} \quad (5.12)$$

### Minimální objem SO<sub>2</sub> ve spalinách

$$V_{SO_2min} = \frac{V_{m,SO_2}}{M_S} \cdot \frac{S^r}{100} = \frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{0,0069}{100} = 4,711 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5.13)$$

### Minimální objem N<sub>2</sub> ve spalinách

$$\begin{aligned} V_{N_2min} &= \frac{V_{m,N_2}}{2M_N} \cdot \frac{N^r}{100} + x_{N_2,obj} \cdot V_{vzd\ min}^s = \\ &= \frac{22,41}{28,01} \cdot \frac{0,1729}{100} + 0,7805 \cdot 3,16718 = 2,473367 \frac{m^3}{kg_{pal}} \end{aligned} \quad (5.14)$$

### Minimální objem Ar ve spalinách

$$V_{Ar\ min} = x_{Ar,obj} \cdot V_{vzd\ min}^s = 0,0092 \cdot 3,16718 = 0,029138 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5.15)$$

### Minimální množství suchých spalin

$$\begin{aligned} V_{sp\ min}^s &= V_{CO_2min} + V_{SO_2min} + V_{N_2min} + V_{Ar\ min} = \\ &= 0,6366 + 4,711 \cdot 10^{-5} + 2,473367 + 0,029138 = 3,13915 \frac{m^3}{kg_{pal}} \end{aligned} \quad (5.16)$$

### Minimální objem vodní páry

$$\begin{aligned}V_{H_2O \min} &= \frac{2 \cdot V_{m,H_2O}}{4 \cdot M_H} \cdot \frac{H^r}{100} + \frac{V_{m,H_2O}}{M_{H_2O}} \cdot \frac{W^r}{100} + (f - 1) \cdot V_{vzd \min}^s = \\&= \frac{2 \cdot 22,41}{4,03} \cdot \frac{4,288}{100} + \frac{22,41}{18,01} \cdot \frac{30}{100} + (1,024 - 1) \cdot 3,16718 = \\&= 0,9262 \frac{m^3}{kg_{pal}}\end{aligned}\quad (5.17)$$

### Minimální množství vlhkých spalin

$$V_{sp \min} = V_{sp \min}^s + V_{H_2O \min} = 3,13915 + 0,9262 = 4,06535 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5.18)$$

### Skutečné množství spalin

Jelikož se pracuje s přebytkem vzduchu  $\alpha = 1,8$ , pak se skutečné množství suchých spalin nerovná minimálnímu množství suchých spalin a skutečné množství vlhkých spalin se nerovná minimálnímu množství vlhkých spalin.

$$V_{sp}^s = V_{sp \min}^s + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \min}^s = 3,139 + (1,8 - 1) \cdot 3,167 =$$

$$V_{sp}^s = 5,6726 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5.19)$$

$$V_{sp} = V_{sp \min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz \min} = 4,065 + (1,8 - 1) \cdot 3,243 =$$

$$V_{sp} = 6,6594 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5.20)$$

Déle pomocí stavové rovnice vypočítáme skutečné množství spalin. Uvažujeme střední teplotu, ke které jsme dospěli postupnou optimalizací výpočtu. Již nyní je nutné použít teplotu spalin na výstupu, i když ji získáme až v rovnici 6.49. V kotli je buď mírný přetlak nebo mírný podtlak. Pro zjednodušení uvažujeme atmosférický tlak.

$$t_{sp \text{ stř}} = \frac{t_{sp1} + t_{sp2}}{2} = \frac{190 + 104}{2} = 147 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.21)$$

$$V_{sp \text{ skut}} = V_{sp} \cdot \frac{273,15 + t_{sp \text{ stř}}}{273,15} \cdot \frac{101325}{p_s}$$

$$V_{sp \text{ skut}} = 6,6594 \cdot \frac{273,15 + 147}{273,15} \cdot \frac{101325}{101325} = 10,243 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5.22)$$

### Skutečné množství vzduchu

Obdobně postupujeme při stanovení skutečného množství vzduchu. Opět vypočítáme střední teplotu vzduchu pomocí postupné optimalizace. Výpočet výstupní teploty vzduchu obsahuje rovnice 6.50.

$$t_{vz\ stř} = \frac{t_{vz1} + t_{vz2}}{2} = \frac{25 + 134}{2} = 79,5\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (5.23)$$

$$V_{vz\ skut} = V_{vzd\ min} \cdot \frac{273,15 + t_{vz\ stř}}{273,15} \cdot \alpha = 3,2432 \cdot \frac{273,15 + 79,5}{273,15} \cdot 1,8 =$$

$$V_{vz\ skut} = 7,537 \frac{m^3}{kg_{pal}} \quad (5.24)$$

## 5.3 Hustota vzduchu a spalin

Z jednotlivých složek spalin vypočteme hustotu spalin, která je vztažena na normální fyzikální stav. Následně hustotu spalin přepočítáme na střední hodnotu spalin. U vzduchu postupujeme obdobně. Opět uvažujeme pro zjednodušení atmosférický tlak.

Tabulka 5: Hustota vybraných složek spalin [20]

Složka spalin	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Ar	H <sub>2</sub> O
ρ <sub>x</sub> [kg/Nm <sup>3</sup> ]	1,98	2,92	1,25	1,78	0,8
x [%hm]	15,659	0,001	60,84	0,717	22,783

### Stechiometrická hustota spalin

$$\begin{aligned} \rho_{sp\ stech} &= \rho_{CO_2} \cdot x_{CO_2} + \rho_{H_2O} \cdot x_{H_2O} + \rho_{N_2} \cdot x_{N_2} + \rho_{SO_2} \cdot x_{SO_2} + \rho_{Ar} \cdot x_{Ar} \\ &= 1,98 \cdot 0,15659 + 0,8 \cdot 0,22783 + 1,25 \cdot 0,6084 + 2,92 \cdot 0,00001 + 1,78 \\ &\quad \cdot 0,00717 = 1,2656 \frac{kg}{Nm^3} \end{aligned} \quad (5.25)$$

### Hustota vzduchu

Hustotu suchého vzduchu odečteme z tabulek [27].

$$\rho_{vz}^s = 1,293 \frac{kg}{m^3}$$

Nyní můžeme vypočítat hustotu vlhkého vzduchu.

$$\rho_{vz} = \frac{V_{vz\ min}^s \cdot \rho_{vz}^s + (f - 1) \cdot \rho_{H_2O} \cdot V_{vz\ min}^s}{V_{vz\ min}} =$$

$$\rho_{vz} = \frac{3,16718 \cdot 1,293 + (1,024 - 1) \cdot 0,8 \cdot 3,16718}{3,2432} = 1,281 \frac{kg}{m^3} \quad (5.26)$$

### Hustota spalin

$$\rho_{sp} = \frac{V_{sp\ min} \cdot \rho_{sp\ stech} + (\alpha - 1) \cdot \rho_{vz} \cdot V_{vz\ min}}{V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min}}$$

$$\rho_{sp} = \frac{4,06535 \cdot 1,2656 + (1,8 - 1) \cdot 1,281 \cdot 3,2432}{4,06535 + (1,8 - 1) \cdot 3,2432} = 1,2716 \frac{kg}{m^3} \quad (5.27)$$

### Skutečná hustota spalin

$$\rho_{sp\ skut} = \rho_{sp} \cdot \frac{273,15}{t_{sp\ stř} + 273,15} = 1,272 \cdot \frac{273,15}{147 + 273,15}$$

$$\rho_{sp\ skut} = 0,827 \frac{kg}{m^3} \quad (5.28)$$

### Skutečná hustota vzduchu

$$\rho_{vz\ skut} = \rho_{vz} \cdot \frac{273,15}{t_{vz\ stř} + 273,15} = 1,281 \cdot \frac{273,15}{79,5 + 273,15}$$

$$\rho_{vz\ skut} = 0,992 \frac{kg}{m^3} \quad (5.29)$$

## 5.4 Měrná tepelná kapacita spalin a vzduchu

### Měrná tepelná kapacita spalin

Měrnou tepelnou kapacitu spalin při 190 °C a 104 °C vypočítáme pomocí hodnot, které vyčteme z chemické databáze [21]. Následně tyto dva případy zprůměrujeme a získáme skutečnou měrnou tepelnou kapacitu spalin.

Tabulka 6: Měrná tepelná kapacita složek spalin [21]

t [°C]	CO <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Ar	H <sub>2</sub> O
104	0,92	0,675	1,044	0,52103	2,063
190	0,99	0,713	1,051	0,52077	1,975
x [%hm]	15,659	0,001	60,84	0,717	22,783

Nejdříve vypočítáme měrnou tepelnou kapacitu spalín při 190 °C, ale bez přebytku vzduchu. Totéž uděláme pro hodnotu 104 °C.

$$c_{p\ sp} = c_{p\ CO_2} \cdot x_{CO_2} + c_{p\ H_2O} \cdot x_{H_2O} + c_{p\ N_2} \cdot x_{N_2} + c_{p\ SO_2} \cdot x_{SO_2} + c_{p\ Ar} \cdot x_{Ar}$$

$$c_{p\ sp}^{190\ ^\circ C} = 0,99 \cdot 0,15659 + 1,975 \cdot 0,22783 + 1,051 \cdot 0,6084 + 0,713 \cdot 0,00001 + 0,52077 \cdot 0,00717 = 1248 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (5.30)$$

$$c_{p\ sp}^{104\ ^\circ C} = 0,92 \cdot 0,15659 + 2,063 \cdot 0,22783 + 1,044 \cdot 0,6084 + 0,675 \cdot 0,00001 + 0,52103 \cdot 0,00717 = 1253 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (5.31)$$

$$c_{p\ sp} = \frac{c_{p\ sp}^{190\ ^\circ C} + c_{p\ sp}^{104\ ^\circ C}}{2} = \frac{1248 + 1253}{2} = 1250,5 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (5.32)$$

Následně musíme do výpočtu měrné tepelné kapacity spalín zavést přebytek vzduchu. Měrnou tepelnou kapacitu vzduchu při 190 °C a 104 °C vyčteme z tabulek [28] a zprůměrujeme.

$$c_{p\ vz}^{sp} = \frac{c_{p\ vz}^{190\ ^\circ C} + c_{p\ vz}^{104\ ^\circ C}}{2} = \frac{1035 + 1023}{2} = 1029 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (5.33)$$

$$c_{p\ sp\ skut} = \frac{V_{sp\ min} \cdot c_{p\ sp} + (\alpha - 1) \cdot c_{p\ vz}^{sp} \cdot V_{vz\ min}}{V_{sp\ min} + (\alpha - 1) \cdot V_{vz\ min}}$$

$$c_{p\ sp\ skut} = \frac{4,06535 \cdot 1250,5 + (1,8 - 1) \cdot 1029 \cdot 3,2432}{4,06535 + (1,8 - 1) \cdot 3,2432} = 1164 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (5.34)$$

### Měrná tepelná kapacita vzduchu

Měrnou tepelnou kapacitu vzduchu při 25 °C a 134 °C odečteme z tabulek [28] a následně zprůměrujeme. Měrnou tepelnou kapacitu vodní páry v tomto případě budeme předpokládat 1 840 J/(kg·K).

$$c_{p\ vz} = \frac{c_{p\ vz}^{25\ ^\circ C} + c_{p\ vz}^{134\ ^\circ C}}{2} = \frac{1011 + 1025}{2} = 1018 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (5.35)$$

$$c_{p\ vz\ skut} = \frac{V_{vz\ min}^s \cdot c_{p\ vz} + (f - 1) \cdot c_{p\ H_2O} \cdot V_{vz\ min}^s}{V_{vz\ min}}$$

$$c_{p\ vz\ skut} = \frac{3,16718 \cdot 1018 + (1,024 - 1) \cdot 1840 \cdot 3,1672}{3,2432} = 1037 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (5.36)$$

## 5.5 Rosný bod spalin

Před samotným návrhem ohřívačku vzduchu je nutné spočítat rosný bod spalin, abychom věděli, jakou teplotu spalin nemůžeme na výstupu podkročit. Spalované palivo obsahuje pouze 0,001 % SO<sub>2</sub>, přesto by mohlo docházet k nízkoteplotní korozi a měli bychom se jí vyvarovat.

### Střední zdánlivá molární hmotnost suchých spalin

$$M = \sum M_i \cdot x_i = M_{CO_2} \cdot x_{CO_2} + M_{SO_2} \cdot x_{SO_2} + M_{N_2} \cdot x_{N_2} + M_{Ar} \cdot x_{Ar}$$

$$M = 44 \cdot 0,1566 + 64 \cdot 0,00001 + 28 \cdot 0,6084 + 40 \cdot 0,00717$$

$$M = 24,21 \frac{kg}{kmol} \quad (5.37)$$

### Měrná plynová konstanta suchých spalin

$$r_v = \frac{R_m}{M} = \frac{8314}{24,21} = 343,375 \frac{J}{kg * K} \quad (5.38)$$

### Měrná plynová konstanta vodní páry

$$r_p = \frac{R_m}{M_{H_2O}} = \frac{8314}{18} = 461,889 \frac{J}{kg * K} \quad (5.39)$$

### Měrná vlhkost

$$x = \frac{M_{H_2O} \cdot x_{H_2O}}{M} = \frac{18 \cdot 0,2278}{24,21} = 0,169 \frac{kg}{kg_{sv}} \quad (5.40)$$

### Parciální tlak vodní páry ve spalinách

$$p_p = \frac{x \cdot p_c}{\frac{r_v}{r_p} + x} = \frac{0,169 \cdot 101325}{\frac{343,375}{461,889} + 0,169} = 18,8 kPa \quad (5.41)$$

Z termodynamických tabulek určíme teplotu sytosti vodní páry ve spalinách.

$$t_k = 58,7 \text{ } ^\circ C \quad (5.42)$$

### Součinitel $\beta$

Součinitel  $\beta$  je závislý na součiniteli přebytku vzduchu za ohništěm. Při součiniteli přebytku vzduchu  $\alpha = 1,8$  počítáme se součinitelem  $\beta = 220$ .

### Poměrný obsah popela v úletu

Po odborné konzultaci je stanoven poměrný obsah popela v úletu  $X_{\dot{u}}$  na 0,7. Tato hodnota je dána typem kotle a typem paliva.



**Redukovaný obsah síry v surovém palivu**

$$S_r = \frac{S^r}{Q_i^r} = \frac{0,0069}{12} = 0,0006 \frac{\% \text{ kg}}{\text{MJ}} \quad (5.43)$$

**Redukovaný obsah popela v surovém palivu**

$$A_r = \frac{A^r}{Q_i^r} = \frac{0,833}{12} = 0,0694 \frac{\% \text{ kg}}{\text{MJ}} \quad (5.44)$$

**Teplota rosného bodu spalin**

$$t_{rb} = t_k + \frac{\beta_{př} \cdot \sqrt[3]{S_r}}{1,2266^{X_u \cdot A_r}} = 58,7 + \frac{220 \cdot \sqrt[3]{0,0006}}{1,2266^{0,7 \cdot 0,0694}} = 76,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.45)$$

## 6. Tepelný a konstrukční výpočet

Nejdříve navrhne výměník pro 100 % jmenovitého výkonu kotle, a poté použijeme stejný výměník, ale kotel bude pracovat pouze na 30 % jmenovitého výkonu. Následně porovnáme výkony ohříváku vzduchu a teploty na výstupu z ohříváku.

### 6.1 Návrh výměníku pro 100% jmenovitý výkon kotle

#### 6.1.1 Přípravné výpočty

##### Výpočet účinnosti

$$\eta = 1 - \Sigma \xi_i = 1 - \xi_{MN} - \xi_{CN} - \xi_{fi} - \xi_{sv} - \xi_k$$

$$\eta = 1 - 0,03 - 0,0005 - 0,0002 - 0,0006 - 0,051 = 0,9177 \quad (6.1)$$

##### Hmotnostní tok paliva

$$M_{pal} = \frac{P_k}{\eta * Q_i^r} = \frac{200}{0,9177 * 12000} = 0,01816 \frac{kg}{s} \quad (6.2)$$

##### Skutečné spálené palivo (výpočtové)

$$M_{pv} = M_{pal} * (1 - \xi_{MN})$$

$$M_{pv} = 0,01816 * (1 - 0,03) = 0,0176 \frac{kg}{s} \quad (6.3)$$

##### Objemový tok spalin

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp\ skut} * M_{pv} = 10,243 * 0,0176 = 0,1803 \frac{m^3}{s} \quad (6.4)$$

##### Hmotnostní tok spalin

$$M_{sp} = \rho_{sp\ skut} * \dot{V}_{sp} = 0,827 * 0,1803 = 0,149 \frac{kg}{s} \quad (6.5)$$

##### Objemový tok vzduchu

$$\dot{V}_{vz} = V_{vz\ skut} * M_{pv} = 7,537 * 0,0176 = 0,133 \frac{m^3}{s} \quad (6.6)$$

##### Hmotnostní tok vzduchu

$$M_{vz} = \rho_{vz\ skut} * \dot{V}_{vz} = 0,992 * 0,133 = 0,1316 \frac{kg}{s} \quad (6.7)$$

## 6.1.2 Návrh výměníku

Nejdříve musíme navrhnout, jak bude vypadat uspořádání samotného rotoru, z jakého materiálu budou plechy na teplém a na studeném konci, jakým elektromotorem bude poháněn a jak rychle budou skrz něj procházet spaliny a vzduch.

### Uspořádání rotoru

U větších ohříváků typu Ljungström je z pravidla spalínová část větší, než vzduchová část. Z přípravných výpočtů však můžeme odhadnout, že náš ohřívák bude velmi malý. Proto můžeme zvolit souměrné uspořádání. Rotor rozdělíme na osmnáct částí, z toho dvě se použijí pro těsnění proudů. Spalínová i vzduchová část budou každá obsahovat osm částí rotoru.

$$x_t = \frac{2}{18} \quad (6.8)$$

$$x_{sp} = x_{vz} = \frac{8}{18} = 160^\circ \quad (6.9)$$

### Materiál rotoru

Pro výplň rotoru volíme materiál 11330, který se používá i u velkých rotorů. Na studeném konci použijeme hladké plechy (NF), z důvodu častějších oprav způsobených korozí. V teplé části výplně budou použity vlnité distanční plechy (NU). V tabulkách najdeme charakteristiky materiálu 11330. [22]

$$\text{Měrná tepelná kapacita: } c_{pw} = 465 \frac{J}{kg \cdot K} \quad (6.10)$$

$$\text{Hustota: } \rho_w = 7800 \frac{kg}{m^3} \quad (6.11)$$

$$\text{Tepelná vodivost: } \lambda_w = 59 \frac{W}{m \cdot K} \quad (6.12)$$

$$\text{Tepelná difuzivita: } \kappa_w = \frac{\lambda_w}{c_{pw} \cdot \rho_w} = \frac{59}{465 \cdot 7800} = 16,267 \frac{mm^2}{s} \quad (6.13)$$

### Charakteristiky typu plechů NU - char. rozměr, tloušťka, součinitel výplně rotoru [19]

Plechý typu NU byly znázorněny v teorii na obrázku 16.

$$d_e = 7,8 \text{ mm} \quad (6.14)$$

$$\delta = 0,63 \text{ mm} \quad (6.15)$$

$$K_V = 0,86 \quad (6.16)$$

## Rychlost spalin a vzduchu

Rychlost spalin bývá u ohříváků vzduchu od 7 až do 11 m/s. Volíme 8 m/s a rychlost vzduchu dopočítáme.

$$w_{sp} = 8 \text{ m/s} \quad (6.17)$$

$$w_{vz} = 0,9 \cdot w_{sp} = 7,2 \text{ m/s} \quad (6.18)$$

Pomocí charakteristického rozměru  $d_e$  a rychlosti spalin vyčteme z nomogramu [19] součinitel přestupu tepla pro teplou část rotoru.

$$\alpha_1 = 35 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.19)$$

Stejně postupujeme i u hladkých plechů.

## Charakteristiky typu plechů NF – char. rozměr, tloušťka, součinitel výplně rotoru [19]

Plechů typu NF byly znázorněny v teorii na obrázku 15.

$$d_e = 9,6 \text{ mm} \quad (6.20)$$

$$\delta = 0,63 \text{ mm} \quad (6.21)$$

$$K_V = 0,89 \quad (6.22)$$

$$\alpha_2 = 31 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.23)$$

## Pohon rotoru

Rotor je poháněn elektromotorem. Příkon použitého elektromotoru je srovnatelný spíše s příkonem elektromotorů, které se využívají ve vzduchotechnice. Pro náš případ vystačuje. Rychlost otáček volíme o něco větší, než je běžné u velkých ohříváků tepla. Naopak menší, než je běžné u regenerátorů ve vzduchotechnice, které nepracují s horkými spalinami. Důvodem jsou opět malé rozměry ohříváku.

$$P_e = 370 \text{ W} \quad (6.24)$$

$$n = 5 \frac{\text{ot}}{\text{min}} \quad (6.25)$$

## Rozměry rotoru

Pomocí postupné optimalizace volíme vnitřní průměr rotoru (otvor pro hřídel) a výšku výplně rotoru. Následně vypočítáme vnější průměr rotoru pomocí vzorce ze zdroje [23].

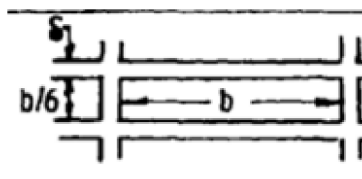
$$d = 0,04 \text{ m} \quad (6.26)$$

$$h = 0,3 \text{ m} \quad (6.27)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_{sp}}{\pi \cdot x_{sp} \cdot w_{sp} \cdot K_V} + \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1803}{\pi \cdot \frac{8}{18} \cdot 8 \cdot 0,86} + \frac{\pi \cdot 0,04^2}{4}}$$
$$D = 0,2763 \doteq 0,28 \text{ m} \quad (6.28)$$

## Výplň rotoru

Výplň rotoru může mít různé podoby. Volíme výplň tak, aby měla relativně velký měrný povrch, a aby nedocházelo k značnému zanášení. Zvolená výplň je znázorněna na obrázku 25. Obrázek však znázorňuje pouze typ uložení výplně a slouží pro výběr správného vzorečku. Ve skutečnosti jsou použity plechy typu NF a NU, které mají vruby.



Obrázek 25: Výplň rotoru [5]

Rozteč  $b$  bývá u velkých ohříváků okolo 3 mm. Menší ohříváky však mohou mít i menší rozteč. Volíme 2 mm. Dále vypočítáme poréznost a měrný povrch výplně.

$$b = 2 \text{ mm} \quad (6.29)$$

$$\sigma = \frac{b^2}{(b + \delta)^2} = \frac{0,002^2}{(0,002 + 0,00063)^2} = 0,578 \quad (6.30)$$

$$\beta_{rot} = \frac{\frac{7 \cdot b}{3}}{\left(\frac{b}{6} + \delta\right) \cdot (b + \delta)} = \frac{\frac{7 \cdot 0,002}{3}}{\left(\frac{0,002}{6} + 0,00063\right) \cdot (0,002 + 0,00063)}$$

$$\beta_{rot} = 1842 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3} \quad (6.31)$$

### Hmotnost rotoru

$$M_w = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot h \cdot \rho \cdot (1 - \sigma)$$

$$M_w = \frac{\pi}{4} \cdot (0,28^2 - 0,04^2) \cdot 0,3 \cdot 7800 \cdot (1 - 0,578) = 59,52 \text{ kg} \quad (6.32)$$

### Vliv těsnění

Jak již bylo zmíněno v teorii, velkou nevýhodou rotačních regenerátorů je jejich těsnost. Použijeme lepší dotykové těsnění, které má únik spalin a vzduchu okolo 3 %. Vypočítáme tedy skutečné hmotnostní toky vzduchu a spalin, které výměníkem prochází.

$$M_{sp,sk} = M_{sp} \cdot 0,97 = 0,149 \cdot 0,97 = 0,145 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (6.33)$$

$$M_{vz,sk} = M_{vz} \cdot 0,97 = 0,1316 \cdot 0,97 = 0,128 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (6.34)$$

### Průtokové kapacity

$$C_{sp} = c_{p \text{ sp skut}} \cdot M_{sp,sk} = 1164 \cdot 0,145 = 168,276 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (6.35)$$

$$C_{vz} = C_{min} = c_{p \text{ vz skut}} \cdot M_{vz,sk} = 1037 \cdot 0,128 = 132,391 \frac{\text{W}}{\text{K}} \quad (6.36)$$

### Poměr průtokových kapacit

$$C = \frac{C_{vz}}{C_{sp}} = \frac{132,391}{168,276} = 0,7867 \quad (6.37)$$

### Faktor ( $\alpha A$ )

Jedná se o kontrolní výpočet, zda můžeme použít klasický vzorec pro výpočet efektivnosti výměníku. Dávají se do poměru součinitele přestupu tepla a výseče rotoru ve stupních. Faktor ( $\alpha A$ ) musí být v rozmezí od 0,25 až 4.

$$(\alpha A) = \frac{\alpha_2 \cdot x_{vz}}{\alpha_1 \cdot x_{sp}} = \frac{31 \cdot 160^\circ}{35 \cdot 160^\circ} = 0,886 \quad (6.38)$$

Podmínka je splněna a můžeme použít klasický vzorec pro efektivnost výměníku.

### Tepelná kapacita výměníku

$$C_r = M_w \cdot c_{pw} \cdot n = 59,522 \cdot 465 \cdot \frac{5}{60} = 2,3065 \frac{\text{kW}}{\text{K}} \quad (6.39)$$

### Poměr kapacit

$$\frac{C_r}{C_{min}} = \frac{2306,5}{132,391} = 17,422 \quad (6.40)$$

### Celková teplosměnná plocha

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot h \cdot \beta_{rot} \cdot (1 - x_t)$$
$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (0,28^2 - 0,04^2) \cdot 0,3 \cdot 1842 \cdot \left(1 - \frac{2}{18}\right) = 29,628 \text{ m}^2 \quad (6.41)$$

### Dílčí teplosměnné plochy

$$S_{sp} = S \cdot x_{sp} = 29,628 \cdot \frac{8}{18} = 13,168 \text{ m}^2 \quad (6.42)$$

$$S_{vz} = S \cdot x_{vz} = 29,628 \cdot \frac{8}{18} = 13,168 \text{ m}^2 \quad (6.43)$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot S_{sp}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot S_{vz}}} = \frac{1}{\frac{1}{35 \cdot 13,168} + \frac{1}{31 \cdot 13,168}} = 216,47 \frac{W}{K} \quad (6.44)$$

### NTU

$$NTU = \frac{k}{C_{min}} = \frac{216,47}{132,391} = 1,635 \quad (6.45)$$

### Efektivnost protiproudého výměníku

$$E_{cf} = \frac{1 - e^{(-NTU \cdot (1 - \frac{C_{vz}}{C_{sp}}))}}{1 - \frac{C_{vz} \cdot e^{(-NTU \cdot (1 - \frac{C_{vz}}{C_{sp}}))}}{C_{sp}}} = \frac{1 - e^{(-1,635 \cdot (1 - 0,787))}}{1 - \frac{132,39 \cdot e^{(-1,635 \cdot (1 - 0,787))}}{168,276}} = 0,662 \quad (6.46)$$

### Efektivnost rotačního výměníku

$$E = E_{cf} \cdot \left(1 - \frac{1}{9 \cdot \left(\frac{C_r}{C_{min}}\right)^{1,93}}\right) = 0,662 \cdot \left(1 - \frac{1}{9 \cdot (17,422)^{1,93}}\right) = 0,661 \quad (6.47)$$

### Výkon výměníku

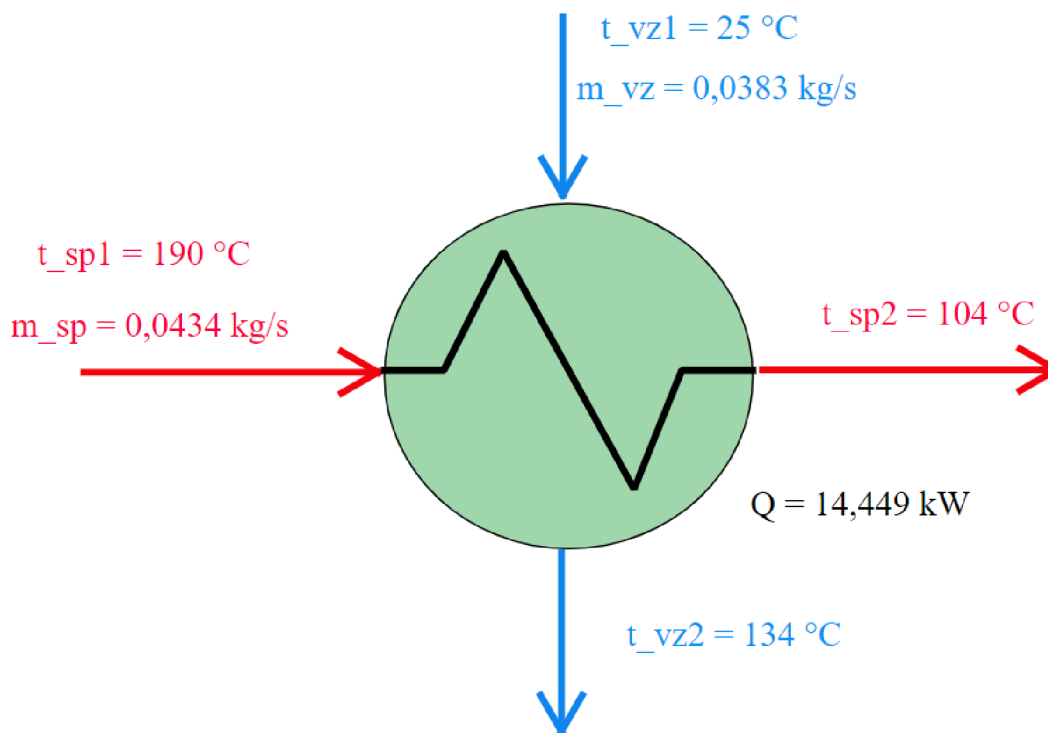
$$Q = C_{min} \cdot (t_{sp1} - t_{vz1}) \cdot E = 132,39 \cdot (190 - 25) \cdot 0,661 = 14,449 \text{ kW} \quad (6.48)$$

### Výstupní teploty

$$t_{sp2} = t_{sp1} - \frac{Q}{M_{sp,sk} \cdot c_{p\ sp\ skut}} = 190 - \frac{14449}{0,145 \cdot 1164} = 104,13 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.49)$$

$$t_{vz2} = t_{vz1} + \frac{Q}{M_{vz,sk} \cdot c_{p\ vz\ skut}} = 25 + \frac{14449}{0,128 \cdot 1037} = 134,14 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.50)$$

Výstupní teplota spalin je větší než teplota rosného bodu spalin, tudíž by nemělo docházet k výraznému růstu koroze. Přesto je studený konec opatřen hladkými plechy NF, jelikož se zde předpokládají častější opravy. Na obrázku 26 lze vidět schéma ohříváku vzduchu při 100 % jmenovitém výkonu kotle.



Obrázek 26: Schéma ohříváku vzduchu při 100 % jmenovitém výkonu kotle  
(vytvořeno v programu Open Modelica)



### 6.1.3 Kontrolní pevnostní výpočet

Je nutné provést kontrolní výpočet, zda hřídel rotoru vydrží zatížení během provozu. Materiál hřídele volíme ocel třídy 11600, která se využívá právě na konstrukci hřídelí. Mez kluzu této oceli dosahuje až k 340 MPa. Bezpečnostní faktor volíme 3.

$$k_d = 3 \quad (6.51)$$

$$R_e = 340 \text{ MPa} \quad (6.52)$$

#### Ohybový moment

Velké rotační ohříváky bývají konstruovány s vertikální osou. U rotačních regenerátorů ve vzduchotechnice a u malých ohříváků je běžná spíše horizontální osa. Proto musíme v našem případě zohlednit i zatížení ohybem. Rotor zatěžuje hřídel liniíovou silou.

$$q = M_w \cdot \frac{g}{h} = 59,522 \cdot \frac{9,807}{0,3} = 1,946 \frac{kN}{m} \quad (6.53)$$

$$M_o = \frac{q \cdot h^2}{2} = \frac{1946 \cdot 0,3^2}{2} = 87,56 \text{ Nm} \quad (6.54)$$

#### Kroutící moment

$$M_K = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{370}{2 \cdot \pi \cdot \frac{5}{60}} = 706,648 \text{ Nm} \quad (6.55)$$

#### Redukované napětí

$$\sigma_{RED} = \frac{R_e}{k_d} = \frac{340}{3} = 113,33 \text{ MPa} \quad (6.56)$$

#### Minimální průměr hřídele podle metody HMM

$$d_{min} = \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot M_o^2 + 768 \cdot M_K^2}{\sigma_{RED}^2 \cdot \pi^2}} = \sqrt[6]{\frac{1024 \cdot 87,56^2 + 768 \cdot 706,648^2}{(113,33 \cdot 10^6)^2 \cdot \pi^2}} \quad (6.57)$$
$$d_{min} = 38,17 \text{ mm}$$

#### Volba ložisek

Průměr hřídele vychází 38,17 mm, takový rozměr nám nikdo nevyrobí. Volíme  $d = 40$  mm. Na tento průměr hřídele vyhledáme adekvátní ložiska. Bylo zvoleno kuličkové ložisko 61708. Dále je nutné zkontrolovat, zda vybrané ložisko vydrží statické namáhání od rotoru. Dynamické namáhání není nutné v našem případě kontrolovat, jelikož regenerátor pracuje při velmi nízkých otáčkách.

Ložisko 61708 vydrží podle katalogu [26] statické zatížení 1,27 kN. Vypočítáme statické zatížení způsobené vahou rotoru.

$$F_s = M_w \cdot g = 59,522 \cdot 9,807 = 584 \text{ N} \quad (6.58)$$

Ložiska jsou použita dvě. Statická zátěž na jednom ložisku je tedy poloviční.

$$1,27 \text{ kN} > 0,292 \text{ kN} \quad (6.59)$$

Námi zvolená ložiska statickou zátěž bezpečně zvládnou.

#### 6.1.4 Kontrolní dynamický výpočet

Pomocí dynamického výpočtu zjistíme, zda navržený výměník dokáže přenést vypočítaný tepelný výkon během časového úseku, který médium stráví ve spalinovém kanále. Postup dynamického výpočtu je odvozen z literatury [25].

Nejdříve si vypočítáme periodu otáček rotoru. Na teplém a studeném konci jsou periody totožné.

$$P_{sp} = P_{vz} = \frac{1}{n} = \frac{1}{\frac{5}{60}} = 12 \text{ s} \quad (6.60)$$

$$P = P_{sp} + P_{vz} = 12 + 12 = 24 \text{ s} \quad (6.61)$$

Dále vypočítáme Hausenův faktor  $\Phi_H$ . Pro ten potřebujeme pomocný součinitel, který si označíme  $Z$ .

$$Z = \frac{b^2}{4 \cdot \kappa_w} \cdot \left( \frac{1}{P_{sp}} + \frac{1}{P_{vz}} \right) = \frac{0,002^2}{4 \cdot 1,627 \cdot 10^{-5}} \cdot \left( \frac{1}{12} + \frac{1}{12} \right) = 0,01 \quad (6.62)$$

$$\theta_H = 1 - \frac{Z}{15} = 1 - \frac{0,01}{15} = 0,999 \quad (6.63)$$

Nyní vypočítáme upravený součinitel přestupu tepla na straně spalin a vzduchu.

$$\frac{b \cdot \theta_H}{6 \cdot \lambda_w} = \frac{0,002 \cdot 0,999}{6 \cdot 59} = 5,646 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \quad (6.64)$$

$$\alpha_{sp,dyn} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sp}} + \frac{b \cdot \theta_H}{6 \cdot \lambda_w}} = \frac{1}{\frac{1}{35} + 5,646 \cdot 10^{-6}} = 34,993 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.65)$$

$$\alpha_{vz,dyn} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{vz}} + \frac{b \cdot \theta_H}{6 \cdot \lambda_w}} = \frac{1}{\frac{1}{31} + 5,646 \cdot 10^{-6}} = 30,995 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \quad (6.66)$$

Ted' již můžeme vypočítat dynamický součinitel prostupu tepla pomocí redukované délky a redukované periody.

$$K_O = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{sp,dyn} \cdot P_{sp}} + \frac{1}{\alpha_{vz,dyn} \cdot P_{vz}}\right) \cdot P} = \frac{1}{\left(\frac{1}{34,993 \cdot 12} + \frac{1}{30,995 \cdot 12}\right) \cdot 24}$$

$$K_O = 8,218 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.67)$$

$$\Lambda_{sp} = \frac{\alpha_{sp,dyn} \cdot S}{m_{sp} \cdot c_{p \text{ sp skut}}} = \frac{34,993 \cdot 29,628}{0,145 \cdot 1164} = 6,161 \quad (6.68)$$

$$\Lambda_{vz} = \frac{\alpha_{vz,dyn} \cdot S}{m_{vz} \cdot c_{p \text{ vz skut}}} = \frac{30,995 \cdot 29,628}{0,128 \cdot 1037} = 6,936 \quad (6.69)$$

$$\Pi_{sp} = \frac{\alpha_{sp,dyn} \cdot S \cdot P_{sp}}{M_w \cdot c_{pw}} = \frac{34,993 \cdot 29,628 \cdot 12}{59,522 \cdot 465} = 0,449 \quad (6.70)$$

$$\Pi_{vz} = \frac{\alpha_{vz,dyn} \cdot S \cdot P_{vz}}{M_w \cdot c_{pw}} = \frac{30,995 \cdot 29,628 \cdot 12}{59,522 \cdot 465} = 0,398 \quad (6.71)$$

$$\Pi_H = \frac{1}{\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{\Pi_{sp}} + \frac{1}{\Pi_{vz}}\right)} = \frac{1}{\frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1}{0,449} + \frac{1}{0,398}\right)} = 0,422 \quad (6.72)$$

$$\Lambda_{Ho} = \frac{1}{\Pi_H} \cdot \left(\frac{\Pi_{sp}}{\Lambda_{sp}} + \frac{\Pi_{vz}}{\Lambda_{vz}}\right) = \frac{1}{0,422} \cdot \left(\frac{0,449}{6,161} + \frac{0,398}{6,936}\right) = 0,3087 \quad (6.73)$$

$$\Lambda_H = \frac{2}{\Lambda_{Ho}} = \frac{2}{0,3087} = 6,4785 \quad (6.74)$$

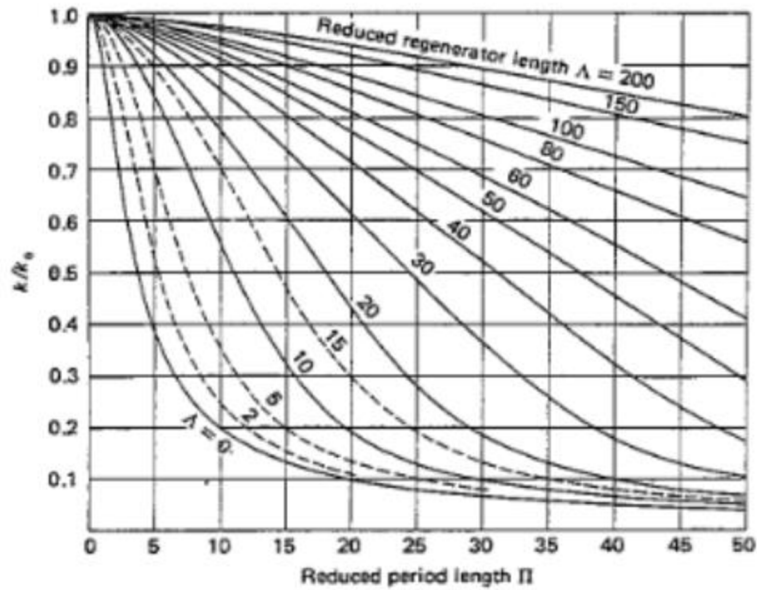
Nyní z grafu znázorněném na obrázku 27 vyčteme hodnotu  $K/K_O$ , která je přibližně 0,98. Následně vypočítáme upravený dynamický součinitel prostupu tepla  $K$ .

$$K = K_O \cdot \frac{K}{K_O} = 8,218 \cdot 0,98 = 8,054 \frac{W}{m^2 K} \quad (6.75)$$

Nyní již můžeme vypočítat dynamický tepelný výkon.

$$T_{ln} = \frac{(t_{sp1} - t_{vz2}) \cdot (t_{sp2} - t_{vz1})}{\ln\left(\frac{t_{sp1} - t_{vz2}}{t_{sp2} - t_{vz1}}\right)} = \frac{(190 - 134) \cdot (104 - 25)}{\ln\left(\frac{(190 - 134)}{(104 - 25)}\right)}$$

$$T_{ln} = 66,82 K \quad (6.76)$$



Obrázek 27: Graf uvádějící závislost redukované periody a délky na členu  $K/K_o$  [25]

$$Q_{dyn} = K \cdot S \cdot T_{ln} = 8,054 \cdot 29,628 \cdot 62,903 = 15,945 \text{ kW} \quad (6.77)$$

Z výsledku můžeme odvodit, že navržený výměník dokáže přenést tepelný výkon za daný čas. Vypočítali jsme, že je výměník schopen přenést tepelný výkon až 15,945 kW. Přitom pro ochlazení spalin je potřeba pouze 14,449 kW, takže je výměník mírně předimenzovaný.

## 6.2 Tepelný výpočet pro 30 % jmenovitý výkon kotle

### 6.2.1 Přípravné výpočty

#### Hmotnostní tok paliva

$$M_{pal} = \frac{0,3 \cdot P_k}{\eta \cdot Q_i^r} = \frac{0,3 \cdot 200}{0,9177 \cdot 12000} = 0,005448 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (6.78)$$

#### Skutečné spálené palivo (výpočtové)

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - \xi_{MN})$$

$$M_{pv} = 0,005448 \cdot (1 - 0,03) = 0,00528 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (6.79)$$

#### Objemový tok spalin

$$\dot{V}_{sp} = V_{sp \text{ skut}} \cdot M_{pv} = 10,243 \cdot 0,00528 = 0,054 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \quad (6.80)$$

### Hmotnostní tok spalin

$$M_{sp} = \rho_{sp\ skut} \cdot \dot{V}_{sp} = 0,827 \cdot 0,054 = 0,0447 \frac{kg}{s} \quad (6.81)$$

### Objemový tok vzduchu

$$\dot{V}_{vz} = V_{vz\ skut} \cdot M_{pv} = 7,537 \cdot 0,00528 = 0,0398 \frac{m^3}{s} \quad (6.82)$$

### Hmotnostní tok vzduchu

$$M_{vz} = \rho_{vz\ skut} \cdot \dot{V}_{vz} = 0,992 \cdot 0,0398 = 0,0395 \frac{kg}{s} \quad (6.83)$$

## 6.2.2 Tepelné výpočty

### Rychlost spalin a vzduchu

S menšími objemovými toky spalin a vzduchu klesne také rychlost spalin a vzduchu.

$$w_{sp\ 30\%} = \frac{w_{sp}}{\dot{V}_{sp\ 100\%}} \cdot \dot{V}_{sp\ 30\%} = \frac{8}{0,1803} \cdot 0,054 = 2,4 \frac{m}{s} \quad (6.84)$$

$$w_{vz\ 30\%} = w_{sp\ 30\%} \cdot 0,9 = 2,4 \cdot 0,9 = 2,16 \frac{m}{s} \quad (6.85)$$

Se známými rychlostmi a již dříve uvedenými charakteristickými rozměry plechů na obou koncích výměníku, můžeme z nomogramu určit součinitele přestupu tepla.

$$\alpha_{sp} = 12 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.86)$$

$$\alpha_{sp} = 10 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (6.87)$$

### Skutečné hmotnostní toky

$$M_{sp,sk} = M_{sp} \cdot 0,97 = 0,0447 \cdot 0,97 = 0,0434 \frac{kg}{s} \quad (6.88)$$

$$M_{vz,sk} = M_{vz} \cdot 0,97 = 0,0395 \cdot 0,97 = 0,0383 \frac{kg}{s} \quad (6.89)$$

### Průtokové kapacity

$$C_{sp} = c_{p\ sp\ skut} \cdot M_{sp,sk} = 1164 \cdot 0,0434 = 50,5 \frac{W}{K} \quad (6.90)$$

$$C_{vz} = C_{min} = c_{p\ vz\ skut} \cdot M_{vz,sk} = 1037 \cdot 0,0383 = 39,71 \frac{W}{K} \quad (6.91)$$

### Poměr průtokových kapacit

$$C = \frac{C_{vz}}{C_{sp}} = \frac{39,71}{50,5} = 0,786 \quad (6.92)$$

### Faktor ( $\alpha A$ )

$$(\alpha A) = \frac{\alpha_2 \cdot x_{vz}}{\alpha_1 \cdot x_{sp}} = \frac{10 \cdot 160^\circ}{12 \cdot 160^\circ} = 0,833 \quad (6.93)$$

Podmínka je splněna a můžeme použít klasický vzorec pro efektivnost výměníku.

### Tepelná kapacita výměníku

$$C_r = M_w \cdot c_{pw} \cdot n = 59,522 \cdot 465 \cdot \frac{5}{60} = 2306 \frac{kW}{K} \quad (6.94)$$

### Poměr kapacit

$$\frac{C_r}{C_{min}} = \frac{2306}{39,71} = 58,084 \quad (6.95)$$

### Celková teplosměnná plocha

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot h \cdot \beta_{rot} \cdot (1 - x_t)$$

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (0,28^2 - 0,04^2) \cdot 0,3 \cdot 1842 \cdot \left(1 - \frac{2}{18}\right) = 29,628 \text{ m}^2 \quad (6.96)$$

### Dílčí teplosměnné plochy

$$S_{sp} = S \cdot x_{sp} = 29,628 \cdot \frac{8}{18} = 13,168 \text{ m}^2 \quad (6.97)$$

$$S_{vz} = S \cdot x_{vz} = 29,628 \cdot \frac{8}{18} = 13,168 \text{ m}^2 \quad (6.98)$$

### Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot S_{sp}} + \frac{1}{\alpha_2 \cdot S_{vz}}} = \frac{1}{\frac{1}{12 \cdot 13,168} + \frac{1}{10 \cdot 13,168}} = 71,824 \frac{W}{K} \quad (6.99)$$

### NTU

$$NTU = \frac{k}{C_{min}} = \frac{71,824}{39,71} = 1,809 \quad (6.100)$$

### Efektivnost protiproudého výměníku

$$E_{cf} = \frac{1 - e^{(-NTU \cdot (1 - \frac{C_{vz}}{C_{sp}}))}}{1 - \frac{C_{vz} \cdot e^{(-NTU \cdot (1 - \frac{C_{vz}}{C_{sp}}))}}{C_{sp}}} = \frac{1 - e^{(-1,809 \cdot (1 - 0,786))}}{1 - \frac{39,71 \cdot e^{(-1,809 \cdot (1 - 0,786))}}{50,5}} = 0,688 \quad (6.101)$$

### Efektivnost rotačního výměníku

$$E = E_{cf} \cdot \left( 1 - \frac{1}{9 \cdot \left( \frac{C_r}{C_{min}} \right)^{1,93}} \right) = 0,688 \cdot \left( 1 - \frac{1}{9 \cdot (58,08)^{1,93}} \right) = 0,688 \quad (6.102)$$

### Výkon výměníku

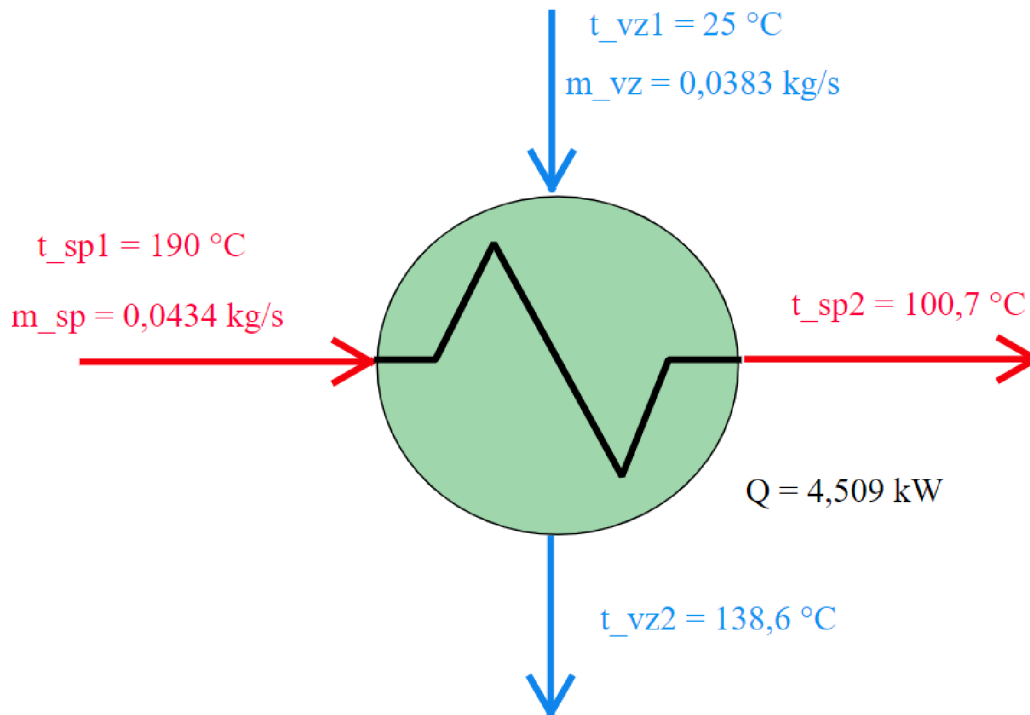
$$Q = C_{min} \cdot (t_{sp1} - t_{vz1}) \cdot E = 39,71 \cdot (190 - 25) \cdot 0,688 = 4509 W \quad (6.103)$$

### Výstupní teploty

$$t_{sp2} = t_{sp1} - \frac{Q}{M_{sp,sk} \cdot c_{p \ sp \ skut}} = 190 - \frac{4509}{0,0434 \cdot 1164} = 100,704 \text{ } ^\circ C \quad (6.104)$$

$$t_{vz2} = t_{vz1} + \frac{Q}{M_{vz,sk} \cdot c_{p \ vz \ skut}} = 25 + \frac{4509}{0,0383 \cdot 1037} = 138,561 \text{ } ^\circ C \quad (6.105)$$

Na obrázku 28 lze vidět schéma ohříváku vzduchu při 30 % jmenovitém výkonu kotle.



Obrázek 28: Schéma ohříváku vzduchu při 30 % jmenovitém výkonu kotle  
(vytvořeno v programu Open Modelica)

### 6.3 Porovnání tepelných výpočtů

V kapitole 6.1 jsme provedli návrh výměníku pro 100 % jmenovitý výkon kotle, následně jsme ten samý výměník použili pro stav, kdy kotel pracuje pouze na 30 % jmenovitého výkonu (kap. 6.2). Můžeme si všimnout, že tepelný výkon výměníku při 30 % jmenovitého výkonu kotle se pohybuje okolo třetiny celkového jmenovitého výkonu.

$$\frac{Q_{30\%}}{Q_{100\%}} = \frac{4509}{14449} = 0,31 \quad (6.106)$$

Dále můžeme pozorovat, že se spaliny ochladí v obou případech na velice podobnou hodnotu. Výměník sice při 30 % jmenovitého výkonu kotle nepřenes takový tepelný výkon, ale prochází skrz něj mnohem menší množství spalin a vzduchu, takže se spaliny stihnou ochladit na podobnou teplotu jako při 100 % jmenovitém výkonu kotle.

Z teorie je známo, že se u rotačních regenerátorů může vyskytovat nízkoteplotní koroze. Pracujeme však s palivem, které obsahuje pouze 0,00692 % síry a teplota rosného bodu vychází dle výpočtu (5.45) na 76,8 °C, což znamená, že je zde určitá rezerva do 104 °C respektive 100,7 °C pro 30 % jmenovitého výkonu kotle. K rychlému růstu koroze by tedy nemělo docházet.

Dalším problémem by mohla být abraze. Při 30 % jmenovitém výkonu dosahují rychlosti spalin pouze 2,4 m/s, což nepředstavuje vážnější problém. Zato při 100 % výkonu kotle prochází spaliny výměníkem rychlostí 8 m/s. Rotačními regenerátory mohou procházet spaliny i větší rychlostí, i při 8 m/s je však zapotřebí provádět průběžné revize a sledovat stav výměníku.



## Závěr

Cílem této diplomové práce bylo v teoretické části sepsání rešerše typů a užití regeneračních výměníků a rozbor problémů a závad, ke kterým může během provozu dojít. Hlavní pozornost byla věnována rotačním a přepínacím regenerátorům, jelikož se jedná o dva nejpoužívanější typy regeneračních výměníků. U přepínacích regenerátorů jsou uvedeny výhody a nevýhody tohoto druhu regenerátorů, princip funkce a konstrukční prvky. Detailně jsou popsány druhy výplně lóže použité u přepínacích regenerátorů. U rotačních regenerátorů je rovněž popsán princip funkce a jsou uvedeny výhody a nevýhody. Dále jsou rozebrány aplikace v energetice a ve vzduchotechnice. Na závěr teoretické části jsou sepsány provozní problémy specifické pro regenerační výměníky.

Cílem praktické části bylo navržení rotačního regeneračního ohříváku. Byl navržen pro kotel na dřevní štěpku a byl dimenzován pro 100 % jmenovitý výkon kotle. Nejdříve se provedl samotný návrh výměníku, kdy se musely optimalizovat některé rozměry, aby následně byly kontrolní pevnostní a dynamické výpočty vyhovující. Vnější průměr rotoru byl navržen na 28 cm a délka rotoru na 30 cm. Výplň rotoru byla zvolena s roztečí 2 mm, čímž bylo dosaženo měrného povrchu  $1842 \text{ m}^2/\text{m}^3$ . Rotor je umístěn na hřídel z oceli třídy 11600 o průměru 4 cm. Dále byly navrženy periferie výměníku. Byl zvolen pohon výměníku s výkonem 370 W a kuličková ložiska, která vydrží dané statické zatížení. Taktéž se počítá s úniky vzduchu a spaliny 3 %, a to, i když je zavedeno dotykové těsnění. Při 100 % jmenovitém výkonu kotle pracuje výměník s výkonem 14,449 kW. V tomto případě se spaliny ochladí na  $104 \text{ }^\circ\text{C}$  a vzduch se ohřeje na  $134 \text{ }^\circ\text{C}$ . Následně byl proveden tepelný výpočet pro případ, kdyby kotel pracoval pouze na 30 % jmenovitého výkonu. Vyšlo nám, že v tomto případě klesne tepelný výkon na 31 %, což považujeme za věrohodný výsledek. Při 30 % jmenovitého výkonu výměník pracuje s výkonem 4,509 kW a spaliny se ochladí na teplotu  $100,7 \text{ }^\circ\text{C}$  a vzduch se ohřeje na teplotu  $138,6 \text{ }^\circ\text{C}$ . Spaliny se ochladí při 30 % výkonu kotle na podobnou teplotu jako při 100 % výkonu kotle, jelikož do výměníku vstupuje daleko menší množství spalin. Pro lepší názornost byla zpracována výkresová dokumentace a datasheet.

Na závěr je třeba podotknout, že i když byly splněny jak cíle teoretické části, tak praktické části diplomové práce, stále by se dalo na tomto návrhu dále pracovat. Například by se mohla vypočítat tlaková ztráta ohříváku, nebo by se dalo zabývat čištěním výplně rotoru. Rovněž by se pomocí vhodného programu mohlo znázornit rozložení teplot v rotoru. Pokud by se dořešily tyto záležitosti, určitě by bylo zajímavé uvést tento ohřívák do praxe. U takto nízkých parametrů převažují spíše rekuperační ohříváky vzduchu. Regenerační výměníky mají však své přednosti, které by se mohly využít i u kotlů s nižším výkonem.

## Seznam použité literatury

- [1] BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5769-7.
- [2] Shaik, Ayesha & Sivasamy, Kalaivanee. (2017). Regenerative Heat Exchanger. 10.13140/RG.2.2.33261.69600.
- [3] [stirlinguvmotor.cz](http://stirlinguvmotor.cz)
- [4] <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/15795-moderni-rotacni-vymeniky-tepla>
- [5] KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 0-8247-9787-6.
- [6] SCHÜTZ, S. Výpočet regeneračního výměníku tepla. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 65 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Bohuslav Kilkovský, Ph.D..
- [7] VDI heat atlas, 2nd ed. New York: Springer, 2010, ISBN 35-407-7876-4.
- [8] Modi, Akash & Haque, Azharul & Pratap, Bhanu & Bansal, Ish & Kumar, Prasoon & Supramani, Saravanan & Muniappan, Senthil & Kumar, Chidambaram. (2017). A Review on Air Preheater Elements Design and Testing.
- [9] Vulloju, Sreedhar. (2013). Analysis of Performance of Ljungstrom Air Preheater Elements. International Journal of Current Engineering and Technology. 2. 501-505. 10.14741/ijcet/spl.2.2014.94.
- [10] VIJAYSHREE PATIL, SRIKANTH a Dr. M.C. NAVINDGI. Optimization and CFD Analysis on Profile Elements of Regenerative Rotary Air-Preheater. *International Research Journal of Engineering and Technology*. 2019, 06(e-ISSN: 2395-0056), 516-519.
- [11] Akash Modi, Azharul Haque, Bhanu Pratap, Ish Kumar Bansal, Prasoon Kumar, et al.. A Review on Air Preheater Elements Design and Testing. *Mechanics, Materials Science & Engineering Journal*, Magnolithe, 2017, ff10.2412/mmse.86.90.615ff. fffhal-01966399f
- [12] <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/uhelne-elektrarny/uhelna-elektrarna-podrobne/ohrivak-vzduchu/video-a-foto>
- [13] <https://vetrani.tzb-info.cz/vetrani-s-rekuperaci/3688-zpetne-ziskavani-tepla-ve-vetrani-a-klimatizaci-ii>
- [14] <https://kastt.cz/category/vyroba/produktove-rady/>
- [15] <https://www.powerengineeringint.com/coal-fired/increasing-boiler-efficiency-in-one-clean-sweep/>
- [16] <https://ndtblog.wordpress.com/tag/heat-exchanger/>
- [17] Wang, Xiao & Liu, Han. (2019). Data Supplement for Soft Sensor using a New Generative Model based on a Variational Auto-Encoder and Wasserstein GAN. *Journal of Process Control*. 85C. 91-99. 10.1016/j.jprocont.2019.11.004.

- [18] <https://josephbjohnson.com/ljungstrom/>
- [19] DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2591-8.
- [20] <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/8-fyzikalni-vlastnosti-vybranych-plynu-a-par>
- [21] <https://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/>
- [22] <https://matmatch.com/de/materials/minfm35158-en-10111-grade-dd13-hot-rolled>
- [23] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. Parní kotle a spalovací zařízení: vysokošk. učebnice pro strojní fakulty. Praha: SNTL, 1975. Řada strojírenské literatury. ISBN 80-010-2035-5
- [24] <https://www.rehva.eu/rehva-journal/chapter/rotary-heat-exchangers-save-energy-and-prevent-a-need-for-recirculation-which-contributes-to-the-decrease-the-risk-of-covid-19-transfer>
- [25] HEWITT, G. F.. Heat exchanger design handbook. New York: Begell House, 1998. ISBN 9781567000955
- [26] <https://www.skf.com/ph/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-W%2061708>
- [27] <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/70-hustota-sucheho-vzduchu>
- [28] <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/38-fyzikalni-hodnoty-pro-suchy-vzduch-pri-tlaku-100-kpa>
- [29] [https://www.paragonairheater.com/products\\_basketed\\_elements.html](https://www.paragonairheater.com/products_basketed_elements.html)

## Seznam použitých zkratek a symbolů

Značka	Jednotka	Význam
$\alpha$	[-]	součinitel přebytku vzduchu
$(\alpha A)$	[-]	faktor ( $\alpha A$ )
$\alpha_1$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	součinitel přestupu tepla teplé části rotoru
$\alpha_2$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	součinitel přestupu tepla studené části rotoru
$\alpha_{sp,dyn}$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	dynamický součinitel přestupu tepla teplé části rotoru
$\alpha_{vz,dyn}$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	dynamický součinitel přestupu tepla studené části rotoru
$A_r$	[(%·kg)/MJ]	redukováný obsah popela v surovém palivu
$A^d$	[%]	obsah popeloviny v sušině
$A^r$	[%]	obsah popeloviny v palivu
$b$	[m]	rozteč plechů
$\beta_{rot}$	[m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ]	měrný povrch výplně rotoru
$\beta$	[-]	součinitel $\beta$
$C$	[-]	poměr průtokových kapacit
$c_{pw}$	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita rotoru
$c_{p sp}$	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita spalin
$c_{p sp skut}$	[J/(kg·K)]	skutečná měrná tepelná kapacita spalin
$c_{p vz}$	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita vzduchu
$c_{p vz skut}$	[J/(kg·K)]	skutečná měrná tepelná kapacita vzduchu
$c_{p sp}^{190\text{ }^\circ\text{C}}$	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita spalin při 190 °C
$c_{p sp}^{104\text{ }^\circ\text{C}}$	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita spalin při 104 °C
$c_{p vz}^{25\text{ }^\circ\text{C}}$	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita vzduchu při 25 °C
$c_{p vz}^{134\text{ }^\circ\text{C}}$	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita vzduchu při 134 °C
$c_{p vz}^{sp}$	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita přebytku vzduchu ve spalinách
$C_r$	[W/K]	tepelná kapacita výměníku
$C_{sp}$	[W/K]	průtoková kapacita spalin
$C_{vz}$	[W/K]	průtoková kapacita vzduchu
$C^{daf}$	[%]	obsah uhlíku v hořlavině
$C^r$	[%]	obsah uhlíku v palivu
$D$	[m]	vnější průměr rotoru
$d$	[m]	vnitřní průměr rotoru
$d_e$	[m]	charakteristický rozměr plechu
$d_{min}$	[m]	minimální průměr hřídele
$\delta$	[m]	tloušťka plechu
$E$	[-]	efektivnost rotačního výměníku
$E_{cf}$	[-]	efektivnost protiproudého výměníku
$f$	[-]	součinitel podílu vodní páry
$\varphi$	[%]	relativní vlhkost vzduchu
$F_s$	[N]	statické zatížení
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	gravitační zrychlení
$h$	[m]	délka výplně rotoru
$H^{daf}$	[%]	obsah vodíku v hořlavině
$H^r$	[%]	obsah vodíku v palivu
$K$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	skutečný dynamický součinitel prostupu tepla
$k$	[W/K]	součinitel prostupu tepla (plocha součástí)

$K_O$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	dynamický součinitel prostupu tepla
$K_V$	[-]	součinitel výplně rotoru
$k_d$	[-]	zvolený bezpečnostní faktor
$\kappa_w$	[m <sup>2</sup> /s]	tepelná difuzivita rotoru
$\Lambda_H$	[-]	skutečná redukovaná délka
$\Lambda_{HO}$	[-]	redukovaná délka
$\Lambda_{sp}$	[-]	redukovaná délka na straně spalin
$\Lambda_{vz}$	[-]	redukovaná délka na straně vzduchu
$\lambda_w$	[W/(m·K)]	tepelná vodivost rotoru
$M$	[kg/kmol]	střední zdánlivá molární hmotnost suchých spalin
$M_K$	[Nm]	kroučící moment
$M_O$	[Nm]	ohybový moment
$M_{pal}$	[kg/s]	hmotnostní tok paliva
$M_{pv}$	[kg/s]	skutečný hmotnostní tok paliva
$M_{sp}$	[kg/s]	hmotnostní tok spalin
$M_{vz}$	[kg/s]	hmotnostní tok vzduchu
$M_w$	[kg]	hmotnost rotoru
$n$	[1/min]	otáčky rotoru
$\eta$	[-]	účinnost
$N^{daf}$	[%]	obsah dusíku v hořlavině
$N^r$	[%]	obsah dusíku v palivu
$O^{daf}$	[%]	obsah kyslíku v hořlavině
$O^r$	[%]	obsah dusíku v palivu
$P$	[1/s]	celková perioda
$P_e$	[W]	výkon elektromotoru
$P_K$	[W]	výkon kotle
$P_{sp}$	[1/s]	perioda na teplém konci
$P_{vz}$	[1/s]	perioda na studeném konci
$p_c$	[Pa]	celkový absolutní tlak
$p_p$	[Pa]	parciální tlak vodní páry ve spalinách
$p''$	[Pa]	absolutní tlak vodní páry na mezi sytosti
$\Pi_H$	[-]	redukovaná délka periody
$\Pi_{sp}$	[-]	redukovaná délka periody na straně spalin
$\Pi_{vz}$	[-]	redukovaná délka periody na straně vzduchu
$Q$	[W]	výkon výměníku
$q$	[N/m]	liniová síla
$Q_{30\%}$	[W]	výkon výměníku při 30 % jmenovitém výkonu kotle
$Q_{100\%}$	[W]	výkon výměníku při 100 % jmenovitém výkonu kotle
$Q_{dyn}$	[W]	dynamický tepelný výkon
$Q_i^r$	[J/kg]	výhřevnost paliva
$R_e$	[Pa]	mez kluzu oceli
$r_p$	[J/(kg·K)]	měrná plynová konstanta vodní páry
$r_v$	[J/(kg·K)]	měrná plynová konstanta suchých spalin
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota
$\rho_w$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota materiálu rotoru
$\rho_{sp}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota spalin s přebytkem vzduchu
$\rho_{sp\ skut}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	skutečná hustota spalin
$\rho_{sp\ stech}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	stechiometrická hustota spalin

$\rho_{vz}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota vlhkého vzduchu
$\rho_{vz\ skut}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	skutečná hustota vzduchu
$\rho_{vz}^s$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota suchého vzduchu
$S$	[m <sup>2</sup> ]	celková teplosměnná plocha
$S_r$	[(%·kg)/MJ]	redukovaný obsah síry v surovém palivu
$S_{sp}$	[m <sup>2</sup> ]	dílčí teplosměnná plocha na straně spalin
$S_{vz}$	[m <sup>2</sup> ]	dílčí teplosměnná plocha na straně vzduchu
$S^{daf}$	[%]	obsah síry v hořlavině
$S^r$	[%]	obsah síry v palivu
$\sigma$	[-]	poréznost výplně rotoru
$\sigma_{Red}$	[Pa]	redukované napětí
$T_{ln}$	[K]	střední teplotní logaritmický spád
$t_k$	[°C]	teplota sytosti vodní páry ve spalinách
$t_{rb}$	[°C]	teplota rosného bodu spalin
$t_{sp1}$	[°C]	teplota spalin na vstupu
$t_{sp2}$	[°C]	teplota spalin na výstupu
$t_{sp\ stř}$	[°C]	střední teplota spalin
$t_{vz1}$	[°C]	teplota vzduchu na vstupu
$t_{vz2}$	[°C]	teplota vzduchu na výstupu
$t_{vz\ stř}$	[°C]	střední teplota vzduchu
$\Theta_H$	[-]	Hausenův faktor
$\xi_{MN}$	[%]	ztráta mechanický nedopalem
$\xi_{CN}$	[%]	ztráta chemickým nedopalem
$\xi_{fi}$	[%]	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
$\xi_{sv}$	[%]	ztráta sdílením tepla do okolí
$\xi_k$	[%]	komínová ztráta
$V_{Ar\ min}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	minimální objem Ar ve spalinách
$V_{CO_2\ min}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	minimální objem CO <sub>2</sub> ve spalinách
$V_{H_2O\ min}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	minimální objem H <sub>2</sub> O ve spalinách
$V_{N_2\ min}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	minimální objem N <sub>2</sub> ve spalinách
$V_{O_2\ min}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	minimální objem O <sub>2</sub> ve spalinách
$V_{SO_2\ min}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	minimální objem SO <sub>2</sub> ve spalinách
$V_{sp}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	skutečné množství vlhkých spalin
$V_{sp\ min}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	minimální množství vlhkých spalin
$V_{vz\ min}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	minimální množství vlhkého vzduchu
$V_{sp\ skut}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	skutečné množství spalin pro střední teplotu spalin
$V_{sp}^s$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	skutečné množství suchých spalin
$V_{sp\ min}^s$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	minimální množství suchých spalin
$V_{vz\ skut}$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	skutečné množství vzduchu pro střední teplotu vzduchu
$V_{vz\ min}^s$	[m <sup>3</sup> /kg <sub>pal</sub> ]	minimální množství suchého vzduchu
$\dot{V}_{sp}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok spalin
$\dot{V}_{vz}$	[m <sup>3</sup> /s]	objemový tok vzduchu
$w_{sp}$	[m/s]	rychlost spalin
$w_{vz}$	[m/s]	rychlost vzduchu
$W^T$	[%]	obsah vody v palivu
$x$	[%]	hmotnostní podíl
$x$	[kg/kg <sub>sv</sub> ]	měrná vlhkost

$x_{sp}$	[-]	spalinová část rotoru
$x_t$	[-]	těsnící část rotoru
$x_{vz}$	[-]	vzduchová část rotoru
$X_{\acute{u}}$	[-]	poměrný obsah popela v úletu
$Z$	[-]	pomocný součinitel

## **Seznam příloh**

**Příloha č. 1:** Výkres ohřívačku vzduchu

**Příloha č. 2:** Datasheet