

**UČENÍ TECHNICKÉ
V PRAZE**

**FAKULTA
STROJNÍ**



**BAKALÁŘSKÁ
PRÁCE**

2023

**LUKÁŠ
KUČERA**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kučera** Jméno: **Lukáš** Osobní číslo: **476126**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav energetiky**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Energetika a procesní technika**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh regeneračního výměníku pro plynovou turbínu

Název bakalářské práce anglicky:

Design of a regenerative exchanger for a gas turbine

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte regenerační výměník pro předehřev spalovacího vzduchu, který bude umístěn za plynovou turbínou ST 07. Dílčí cíle: 1. Popište způsob zapojení a technického řešení regeneračních výměníků pro plynové turbíny 2. Pro zadané parametry výměníku v návrhovém bodě turbosoustrojí proveďte tepelnou bilanci 3. Navrhněte geometrické uspořádání a potřebné rozměry výměníku ve více variantách 4. Návrh optimalizujte z hlediska velikosti výměníku a tlakových ztrát 5. Nakreslete sestavný výkres výměníku s hlavními rozměry

Seznam doporučené literatury:

KOUSAL, Milan: Spalovací turbíny stacionární: teorie a výpočty. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1965, <p>KADRNOŽKA, Jaroslav: Plynové turbíny a turbokompresory. Vyd. 1. Brno: VUT, 1986

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

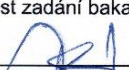
prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc. ústav energetiky FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

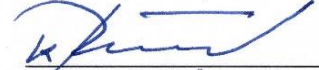
Datum zadání bakalářské práce: **31.10.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **09.01.2023**

Platnost zadání bakalářské práce: **31.12.2023**


prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
podpis vedoucí(ho) práce



podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

1.7.7.2022
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci vypracoval zcela samostatně pod vedením pana prof. Ing. Tomáše Dlouhého, CSc. Veškeré prameny a zdroje informací, které jsem použil k sepsání této práce, byly citovány v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Lukáš Kučera

Anotační list

Jméno autora:	Lukáš Kučera
Název BP:	Návrh regeneračního výměníku pro plynovou turbínu
Anglický název:	Design of a regenerative exchanger for a gas turbine
Akademický rok:	2022/2023
Ústav:	Ústav energetiky
Vedoucí BP:	prof. Ing. Tomáš Dlouhý, CSc.
Bibliografické údaje:	Počet stran: 54 Počet obrázků: 24 Počet tabulek: 10 Počet grafů: 3
Klíčová slova:	Tepelný výměník, výměník spaliny-vzduch, návrh, výpočet
Keywords:	Heat exchanger, flue gas-air exchanger, design, calculation
Anotace:	Tato práce se zabývá návrhem výměníku na využití tepla odpadních spalin z plynové turbíny pro ohřátí spalovacího vzduchu po kompresi. Dále jsou v práci popsány základní oběhy plynových turbín, také je v práci provedena literární rešerše na téma tepelných výměníků. V praktické části je proveden výpočet výměníku ve více variantách. Poslední fází je porovnání a optimalizace návrhu výměníku.
Abstract:	This work deals with the design of an exchanger for the use of heat from the exhaust gases from a gas turbine for heating the combustion air after compression. The thesis also describes the basic circuits of gas turbines, and also conducts a literature search on the subject of heat exchangers. In the practical part, the exchanger is calculated in several variants. The final stage is the comparison and optimization of the heat exchanger design.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat svým rodičům za podporu po celou dobu mého studia. Dále chci poděkovat především panu prof. Ing. Tomáši Dlouhému, CSc. za trpělivost, množství konstruktivních připomínek a rad ohledně postupu mého řešení této práce.

OBSAH

1	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	3
2	ÚVOD	5
3	TEPELNÉ OBĚHY PLYNOVÝCH TURBÍN	6
3.1	BRAYTONŮV TEPELNÝ OBĚH	6
3.1.1	VÝPOČET TERMICKÉ ÚČINNOSTI IDEÁLNÍHO BRAYTONOVA OBĚHU	8
3.1.2	SKUTEČNÝ BRAYTONŮV OBĚH	8
3.2	BRAYTONŮV TEPELNÝ OBĚH S REGENERACÍ	9
3.2.1	VÝPOČET TERMICKÉ ÚČINNOSTI IDEÁLNÍHO BRAYTONOVA OBĚHU S REGENERACÍ... ..	10
4	VÝMĚNÍKY TEPLA	11
4.1	ROZDĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ DLE PRACOVNÍHO POCHODU	11
4.1.1	REKUPERAČNÍ	11
4.1.2	REGENERAČNÍ	12
4.1.3	SMĚŠOVACÍ	12
4.2	ROZDĚLENÍ DLE VZÁJEMNÉHO PROUDĚNÍ MÉDIÍ	12
4.3	MECHANISMY PŘEDÁVÁNÍ TEPLA	13
4.3.1	PŘESTUP TEPLA KONDUKČÍ (VEDENÍM)	13
4.3.2	PŘESTUP TEPLA KONVEKČÍ (PROUDĚNÍM)	13
4.3.3	PŘESTUP TEPLA SÁLÁNÍM (ZÁŘENÍM)	14
4.3.4	KOMBINACE MECHANISMŮ SDÍLENÍ TEPLA	14
4.4	TYPY VÝMĚNÍKŮ PODLE KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ	14
4.4.1	TRUBKOVÉ VÝMĚNÍKY	15
4.5	VOLBA VÝMĚNÍKU A JEHO ZAPOJENÍ	17
5	CHARAKTERISTIKA A SLOŽENÍ PALIVA	18
5.1	SLOŽENÍ PLYNU	19
5.2	STECHEMETRIE PALIVA	19
5.2.1	VÝSLEDKY STECHIOMETRICKÝCH VÝPOČTŮ	20
6	SOUČINITEL PŘEBYTKU VZDUCHU α	21
6.1	TEPLOTA NECHLAZENÉHO PLAMENE	21
6.2	I-T TABULKA A DIAGRAM SPALIN	22
6.3	VYJÁDŘENÍ α_{ok}	24
7	ROZDĚLENÍ TRUBEK VE VÝMĚNÍKU	24
8	TEPELNÁ BILANCE VÝMĚNÍKU	29
9	RYCHLOSTI	30
9.1	RYCHLOST SPALIN	30

9.2	RYCHLOST VZDUCHU	31
10	VÝPOČET PŘESTUPU TEPLA	31
10.1	PŘESTUPNÍ SOUČINTEL NA STRANĚ VNĚ TRUBEK.....	31
10.1.1	SOUČINTEL PŘESTUPU TEPLA PRO VYSTŘÍDANÉ USPOŘÁDÁNÍ	32
10.2	PŘESTUPNÍ SOUČINTEL NA STRANĚ UVNITŘ TRUBEK	33
11	PROSTUPNÍ SOUČINTEL k	33
12	TLAKOVÉ ZTRÁTY	34
12.1	ZTRÁTY V TRUBKÁCH	34
12.1.1	ZTRÁTA TŘENÍM	34
12.1.2	ZTRÁTA VSTUPEM DO TRUBEK.....	35
12.1.3	ZTRÁTA VÝSTUPEM Z TRUBEK	36
12.1.4	CELKOVÁ TLAKOVÁ ZTRÁTA V TRUBKÁCH.....	36
12.2	ZTRÁTY V MEZITRUBKOVÉM PROSTORU	36
12.2.1	ZTRÁTA PROUDĚNÍM NAPŘÍČ SVAZKEM	36
12.2.2	ZTRÁTA OHYBEM VE VOLNÝCH PROSTORECH	37
12.2.3	CELKOVÁ ZTRÁTA V MEZITRUBKOVÉM PROSTORU	37
12.3	CELKOVÁ ZTRÁTA VÝMĚNÍKU	37
13	OPTIMALIZACE NÁVRHU	37
13.1	ZMĚNA VOLENÉ TEPLoty	38
13.2	ZMĚNA PRŮMERU PLÁŠTĚ	39
13.3	ZMĚNA RYCHLOSTI VZDUCHU	40
13.4	VYHODNOCENÍ OPTIMALIZACE	41
13.4.1	Geometrie výsledného výměníku.....	41
14	ZÁVĚR	43
15	BIBLIOGRAFIE	46
16	SEZNAM OBRÁZKŮ	48
17	SEZNAM TABULEK	49
18	SEZNAM GRAFŮ.....	49
19	SEZNAM PŘÍLOH	49

1 SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

t	teplota	[$^{\circ}C$]
a	práce	[W]
p	tlak	[Pa]
c_p	měrná tepelná kapacita při stálém tlaku	[$J/kg \cdot K$]
c_v	měrná tepelná kapacita při stálém objemu	[$J/kg \cdot K$]
T	teplota	[K]
q	teplo	[W/m^2]
Δt	teplotní rozdíl povrchů plochy	[$^{\circ}C$]
η	účinnost	[$\%$]
ε	kompresní poměr	[$-$]
κ	Poissonova konstanta	[$-$]
λ	součinitel tepelné vodivosti materiálu	[W/mK]
δ	tloušťka plochy materiálu	[m]
α	součinitel přestupu tepla	[$W/m^2 \cdot K$]
E	intenzita tepelného sálání	[W/m^2]
a	stupeň černosti (součinitel emisivity) sálajícího prostředí a povrchu přijímacího sálání	[$-$]
σ	Stefan-Boltzmannova konstanta	[$W/m^2 \cdot K^4$]
O	objem	[m^3]
V	objemový průtok spalin	[m^3/s]
Q	teplo	[J]
I	entalpie	[kJ/m^3]
S	plocha	[m^2]
s	entropie	[J/K]
v	rychlost	[m/s]
D	průměr	[m]
F	světlý průřez	[m^2]
w	rychlost proudu	[m/s]
s_1	příčná rozteč	[m]
s_2	podélná rozteč	[m]

Re	Reynoldsovo číslo	$[-]$
Pr	Prandtlovo číslo	$[-]$
k	součinitel prostupu tepla	$[W/m^2K]$
ξ	opravný součinitel	$[-]$
Δt_{log}	Střední logaritmický rozdíl teplot	$[-]$
ψ	Korekční faktor pro křížový proud	$[-]$
n	počet	$[-]$
L	délka	$[m]$
Δp	tlakový rozdíl	$[Pa]$
ρ	hustota	$[kg/m^3]$
ν	kinematická viskozita	$[m^2/s]$
\perp	kolmost	$[-]$
\parallel	rovnoběžnost	$[-]$
Σ	suma	$[-]$

2 ÚVOD

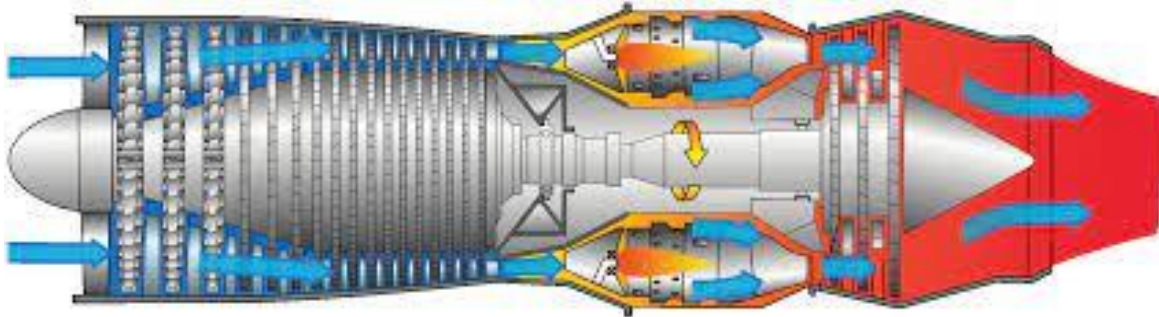
Plynové turbíny jsou v dnešní době rozšířeným strojem pro získání kinetické energie, která může být následně využita pro různé účely. Plynové turbíny se používají pro získání elektrické energie jako špičkové zdroje, dále se používají v letectví a v neposlední řadě například jako pohon dmyhadla pro tranzitní soustavu zemního plynu. Turbíny jsou samy o sobě z více různých částí a jako celek tvoří poměrně složitý stroj. V dnešní době se klade velký důraz na úspory nákladů a získávání co nejvíce možného užítku ze stejného množství paliva, to je důvodem navrhování například výměníků tepla pro snížení spotřeby paliva a uspoření nákladů.

V této práci bude navrhován tepelný výměník, což je stroj, který je extrémně rozšířený téměř ve všech technických aplikacích. Tepelné výměníky slouží k předávání tepla mezi různými médii. Výměníků tepla je nespočet různých druhů pro nespočet různých médií, dále využívají různé mechanismy sdílení tepla mezi médii či jejich kombinaci. Návrhy těchto zařízení jsou velmi komplexní úlohou, kde je téměř vždy nutné návrh optimalizovat a přizpůsobit dané konkrétní aplikaci.

3 TEPELNÉ OBĚHY PLYNOVÝCH TURBÍN

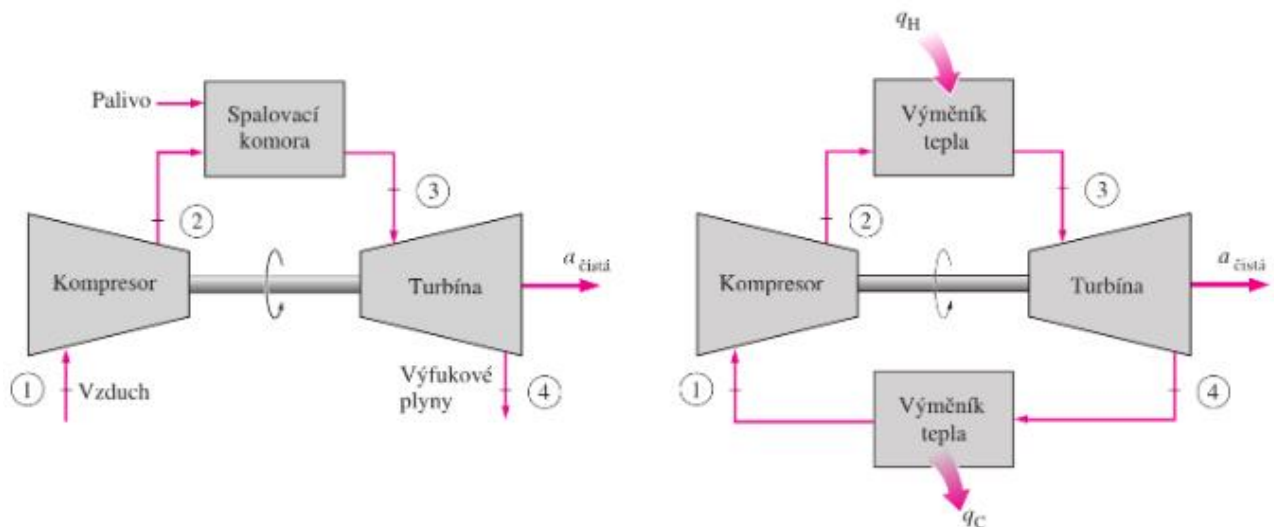
Zde budou popsány základní tepelné oběhy plynových turbín, nejvíce nás bude zajímat Braytonův tepelný oběh s regenerací, který je základem této práce čili návrhu výměníku právě v tomto oběhu.

Na Obr. 1 je uveden řez plynové turbíny, kde jsou názorně vidět jednotlivé části, komprese, spalovací komora a expanzní turbína.



Obr. 1 Plynová turbína, citováno z (1)

3.1 BRAYTONŮV TEPELNÝ OBĚH



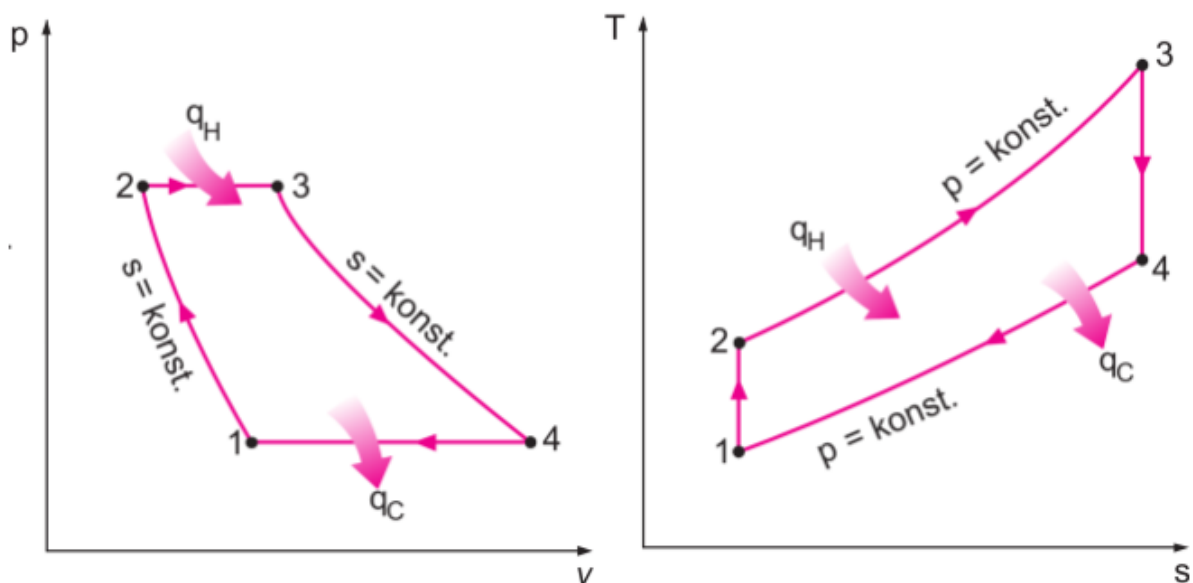
Obr. 2 Schéma Braytonova oběhu, otevřený a uzavřený cyklus, citováno z (2)

Braytonův tepelný oběh pracuje v rámci dvou termodynamických dějů, adiabatického (izoentropického) a izobarického. V tomto oběhu probíhá přívod tepla ve spalovací komoře izobaricky. Tento oběh slouží jako porovnávací oběh v případě, že komprese a expanze je uskutečněna v rotačních strojích. (2)

Turbíny fungující v rámci Braytonova cyklu jsou ve většině případů používány v otevřeném cyklu, viz Obr. 2 (levé schéma). V takovémto případě však není využito teplo, které je obsaženo ve spalinách, a spaliny jsou vypouštěny do okolí bez jakéhokoli dalšího využití. Výhodou otevřeného cyklu může být možnost realizace v místech bez dostatku chladicí vody. (2)

Pokud se podíváme na Obr. 2, můžeme vidět pevné spojení kompresoru a turbíny hřídelí, důvodem je použití práce získané expanzí na turbíně k pohonu kompresoru. Ve většině případů se bude jednat až o polovinu ze získané práce generované turbínou, v případě nízké účinnosti obou komponent (kompresoru a turbíny) může být potřeba i více než polovina. (2) Vztah pro čistou získanou práci vypadá tedy takto:

$$a_{\text{čistá}} = a_{\text{turbína}} - a_{\text{kompresor}} \quad (3.1)$$



Obr. 3 p-v a T-s diagram ideálního Braytonova tepelného oběhu, citováno z (2)

Z p-v a T-s diagramů lze jednoznačně vidět, že ideální Braytonův oběh pracuje mezi dvěma tlaky, a přívod (body 1–2) i odvod (body 4–1) tepla zde probíhá za konstantního tlaku, čili izobaricky. Kompresce mezi body 1 a 2 zde probíhá adiabaticky (izoentropicky) a expanze mezi body 3 a 4. (2)

- 1–2 V první fázi je vzduch z okolí nasáván do kompresoru, kde je adiabaticky stlačován z tlaku p_1 na tlak p_2 . Díky stlačení se zvýší kromě tlaku i teplota vzduchu.
- 2–3 Vzduch vycházející z kompresoru stlačený na tlak p_2 se následně dostává do spalovací komory, kam je přiváděno palivo, které se v komoře smísí se stlačeným vzduchem a dochází ke spalování. Spalování je uskutečněno izobaricky, tudíž bez změny daného tlaku p_2 .
- 3–4 Spaliny vzniklé při spalování vzduchu a paliva mezi body 2 a 3 míří do turbíny, kde dochází k expanzi na atmosférický tlak, v důsledku toho je tlaková energie přeměněna na energii kinetickou neboli roztočení lopatek turbíny.
- 4–1 Mezi těmito body dochází v případě otevřeného oběhu k vypuštění výfukových plynů z turbíny do atmosféry. V případě uzavřeného oběhu výfukové plyny putují po expanzi na turbíně do výměníku tepla, který z nich odebere teplo, a následně jdou do kompresoru a celý cyklus začíná znovu.

3.1.1 VÝPOČET TERMICKÉ ÚČINNOSTI IDEÁLNÍHO BRAYTONOVA OBĚHU

Termickou účinnost vyjádříme pomocí přivedeného a odvedeného tepla, přivádíme teplo izobaricky, tudíž využijeme tepelnou kapacitu za konstantního tlaku (c_p). (2)

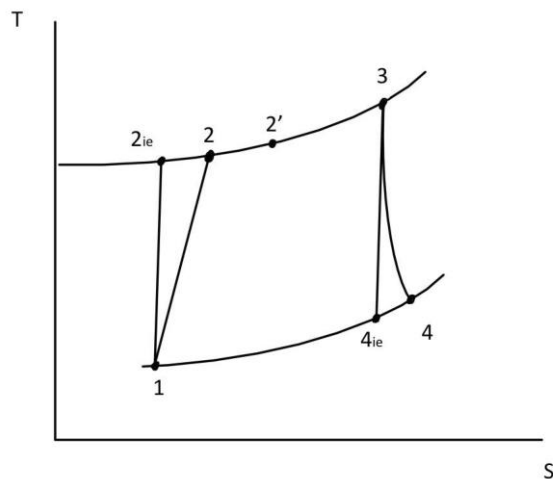
$$q_H = c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (3.2)$$

$$q_C = c_p \cdot (T_4 - T_1) \quad (3.3)$$

$$\eta_t = 1 - \frac{q_C}{q_H} = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \cdot \left(\frac{T_4}{T_1} - 1\right)}{T_2 \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} - 1\right)} \quad (3.4)$$

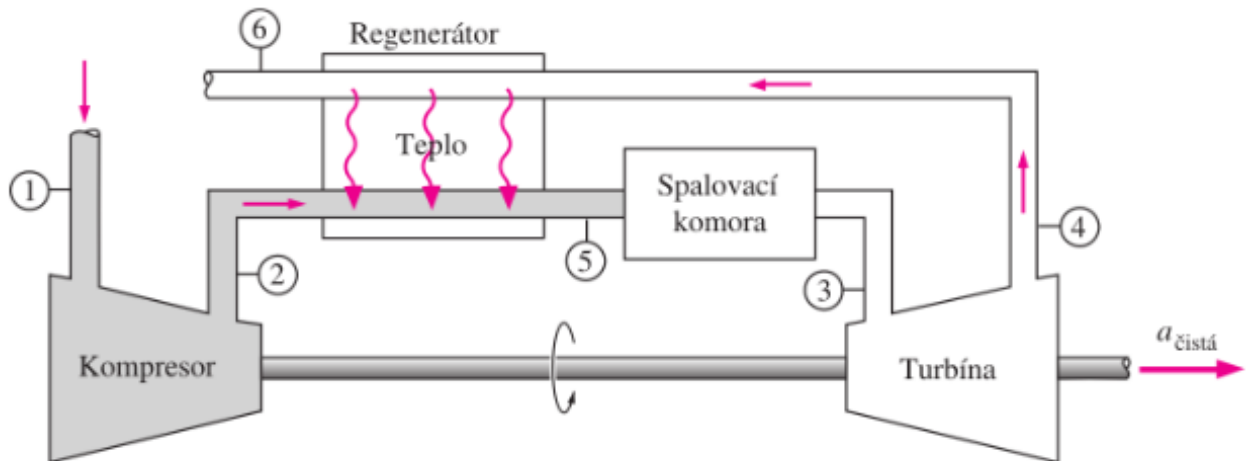
3.1.2 SKUTEČNÝ BRAYTONŮV OBĚH

Skutečný Braytonův oběh se liší převážně v nedokonalosti ideálních vratných termodynamických změn. V reálných podmínkách jsou děje nevratné namísto vratné. Také děje nejsou ideální, například definice adiabatického děje nám říká, že je to takový děj, při kterém nedochází k výměně tepla mezi soustavou a okolím, což v reálných podmínkách téměř není možné zajistit a v kompresoru či turbíně se nějaké teplo ztratí do okolí. Izobarický děj také nebude probíhat dle definice za stálého (konstantního) tlaku. Na Obr. 4 je znázorněna reálná komprese a expanze čísly 2 a 4 a adiabatická je označena 2_{ie} a 4_{ie}. (2)



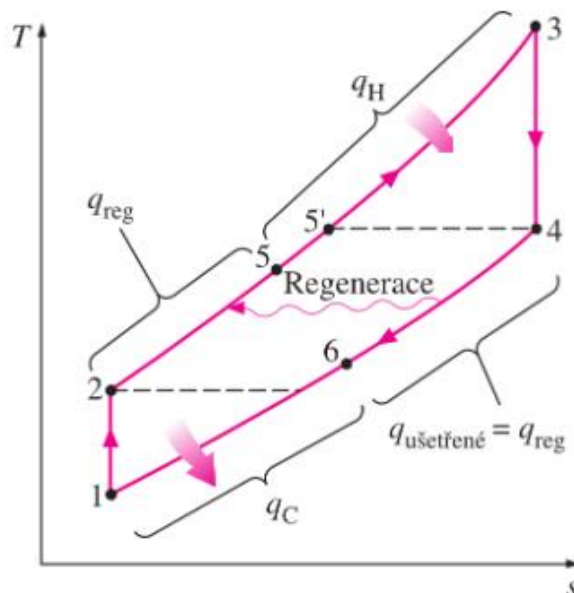
Obr. 4 T-s diagram skutečný Braytonův oběh

3.2 BRAYTONŮV TEPELNÝ OBĚH S REGENERACÍ



Obr. 5 Schéma Braytonova oběhu s regenerací, citováno z (2)

Zde je velmi důležité definovat, že regenerací se snažíme zvýšit termickou účinnost oběhu a musíme dbát na to, aby se tak stalo. V případě velmi vysokého tlakového poměru kompresoru může nastat situace, kdy teplota vzduchu za kompresí bude vyšší než teplota výfukových plynů za turbínou. V tomto případě by regenerace nedávala smysl, protože by nám termickou účinnost nezvyšovala, ale snižovala. Výměník by v takové situaci fungoval opačně, než předpokládáme a vzduch by předával teplo spalinám, jejich energie by tedy rostla a celková termická účinnost by klesala. V případě, že je splněn požadavek na nižší teplotu vzduchu za kompresí, než je teplota spalin, ušetříme tepelný příkon. Spaliny nám ohřejí vzduch na vyšší teplotu a díky tomu do spalovací komory můžeme dodávat méně tepla ve formě paliva, snížení množství paliva přiváděného do spalovací komory má následně za důsledek zvýšení termické účinnosti. (2)



Obr. 6 T-s diagram ideálního Braytonova oběhu s regenerací, citováno z (2)

Z diagramu na Obr. 6 je patrné, že základ oběhu zůstal stejný, jen přibýly body popisující regeneraci. Lze si také všimnout, kolik tepla lze v případě ideálního oběhu ušetřit.

- 1–2 Zde se oproti oběhu bez regenerace nic nemění, stále zde probíhá adiabatická (izoentropická) komprese nasávaného vzduchu kompresorem.
- 2–5 Mezi těmito body se v diagramu uskutečňuje izobarický přívod tepla do stlačeného vzduchu ze spalin pomocí výměníku tepla.
- 5–3 Tady se opět nic oproti původnímu cyklu nemění, probíhá zde izobarický přívod tepla ve spalovací komoře.
- 3–4 Znovu stejný děj jako v obyčejném Braytonově oběhu, tentokrát adiabatická (izoentropická) expanze spalin na turbíně.
- 4–6 Výfukové plyny zde proudí skrze výměník tepla a za konstantního tlaku (izobaricky) předávají tepelnou energii stlačenému vzduchu proudícímu z kompresoru.

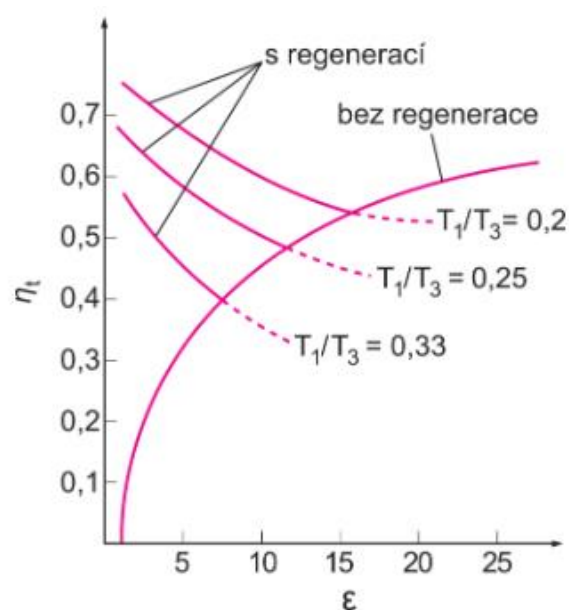
3.2.1 VÝPOČET TERMICKÉ ÚČINNOSTI IDEÁLNÍHO BRAYTONOVA OBĚHU S REGENERACÍ

Jak je popsáno výše, u tohoto oběhu je velmi důležitý tlakový poměr a tímto poměrem regulujeme snížení či zvýšení termické účinnosti. Vzorec pro termickou účinnost ideálního Braytonova oběhu s regenerací vypadá následovně:

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{T_1}{T_3}\right) \cdot (\varepsilon)^{\frac{(\kappa-1)}{\kappa}} \quad (3.5)$$

Pokud bychom uvažovali využití ideálního plynu, můžeme vyjádřit účinnost regenerátoru takto:

$$\eta_{regenerátoru} \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (3.6)$$



Obr. 7 Diagram účinnosti Braytonova oběhu s regenerací, citováno z (2)

V diagramu na Obr. 7 lze vidět, že při poměrně nízkých tlakových a nižších teplotních poměrech lze regenerací dosáhnout nejvyšší účinnosti.

4 VÝMĚNÍKY TEPLA

Výměníky tepla jsou zařízení sloužící k předání tepla chladnějšímú médiu z média teplejšího. Tyto zařízení jsou nedílnou součástí velkého množství strojů, či technologií. Tepelné výměníky najdeme v elektrárnách, v chladicích zařízeních, v kotlích a mnoha dalších běžných zařízeních. U těchto zařízení je vždy důležité dosáhnout co možná nejefektivnějšího přenosu tepla ohřivanému médiu, co nejmenších tlakových ztrát a co nejmenších rozměrů, tudíž je nezbytné provést optimalizaci, následně výměník dle návrhu správně a přesně vyrobit. Návrh takové výměníku je však velmi komplexní úloha a je zde potřeba individuální přístup při každém jiném druhu aplikace. (3)

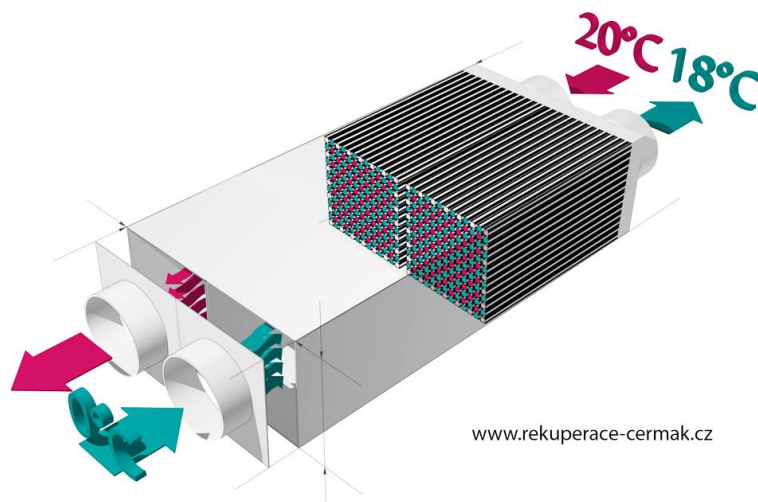
4.1 ROZDĚLENÍ VÝMĚNÍKŮ DLE PRACOVNÍHO POCHODU

Existují tři základní typy: (4)

- Rekuperační
- Regenerační
- Směšovací

4.1.1 REKUPERAČNÍ

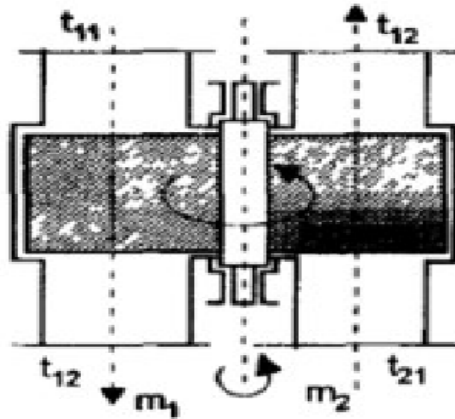
Média jsou od sebe navzájem oddělena nepropustnou stěnou o určité tloušťce a výhřevných plochách. Teplo se u tohoto typu výměníků předává pomocí vedení a proudění. (4)



Obr. 8 Rekuperační výměník, citováno z (5)

4.1.2 REGENERAČNÍ

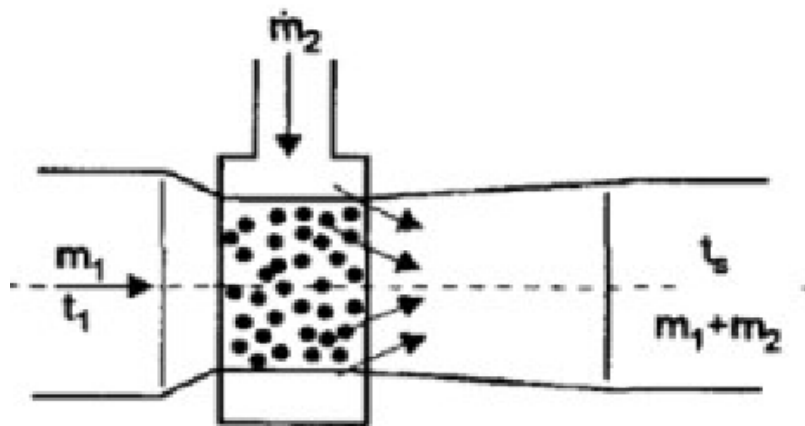
Médium, které se ohřívá, natéká s určitým časovým zpožděním za médiem ohřívajícím do určitého prostoru. Tento prostor je vyplněn pevným teplo zprostředkujícím elementem (akumulační hmota). Ohřívané médium přijímá teplo (dříve předané ohřívajícím médiem) z daného elementu. (4)



Obr. 9 Regenerační výměník, citováno z (4)

4.1.3 SMĚŠOVACÍ

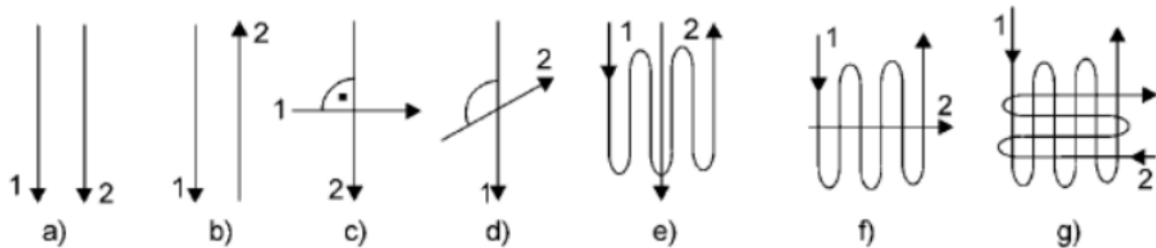
Obě média, jak ochlazované, tak ohřívané, se v tomto typu výměníku směšují s důsledkem vytvoření směsi. Teplonosnou plochou může být například povrch vstříkovaných kapek tekutiny. (4)



Obr. 10 Směšovací výměník, citováno z (4)

4.2 ROZDĚLENÍ DLE VZÁJEMNÉHO PROUDĚNÍ MÉDIÍ

- Souproudé** – osy proudů obou médií jsou rovnoběžné a vektory rychlostí mají stejný směr.
- Protiproudé** – osy proudů jsou rovnoběžné, ale vektory rychlostí mají opačný směr.
- Křížové** – osy proudů nejsou rovnoběžné, média spolu svírají úhel 90° .
- Se šikmým vzájemným proudem** – média spolu svírají úhel větší než 90° .
- S kombinovaným prouděním**



Obr. 11 Vzájemné proudění médií, citováno z (4)

U souprůdných výměníků nejde zpravidla dosáhnout takového ohřátí ohřívaného média jako u výměníků protiprůdných. Souprůdný výměník má výhodu v tom, že lze lépe kontrolovat výstupní teplotu ohřívaného média.

4.3 MECHANISMY PŘEDÁVÁNÍ TEPLA

V tepelných výměnících se na výměně tepla podílí základní tři mechanismy, popřípadě jejich kombinace. Různé typy výměníků využívají různé mechanismy předání tepla.

4.3.1 PŘESTUP TEPLA KONDUKČÍ (VEDENÍM)

Vedení tepla je děj, při kterém dochází k vyrovnání teplot v určitém tělese vzájemným působením částic (molekul). K ději dochází, pokud nemá těleso ve všech místech stejnou teplotu, důsledkem kinetické energie dochází k vyrovnání teplot. Uskutečňuje se převážně v pevných tělesech, nebo v nehybných plynech a kapalinách. (6) (7)

V případě vedení tepla se uplatňuje Fourierův zákon, ve znění:

$$q_v = \frac{\lambda}{\delta} \cdot \Delta t \quad [\text{W/m}^2] \quad (4.1)$$

λ [W/m·K] je součinitel tepelné vodivosti materiálu, stanovuje se experimentálně

δ [m] je tloušťka plochy materiálu

Δt [°C] teplotní rozdíl povrchů plochy

4.3.2 PŘESTUP TEPLA KONVEKČÍ (PROUDĚNÍM)

Tento mechanismus probíhá především v proudících kapalinách a plynech. Pohybem kapaliny či plynu dochází k vzájemnému pohybu jednotlivých částic, tyto částice mají různou teplotu, tudíž hustotu vnitřní energie, a tím se teplo přenáší. (6)

V případě přenosu tepla prouděním se uplatňuje Newtonův zákon:

$$q_k = \alpha_k \cdot \Delta t \quad [\text{W/m}^2] \quad (4.2)$$

α [W/m²·K] je součinitel přestupu tepla

Δt [°C] teplotní rozdíl proudící tekutiny a omývaného povrchu

4.3.3 PŘESTUP TEPLA SÁLÁNÍM (ZÁŘENÍM)

U tohoto typu přenosu tepla není potřeba žádné hmotné prostředí, jedná se zde o elektromagnetické záření o vlnové délce cca 800-4000 nm. Na rozdíl od předchozích mechanismů přenosu tepla, je sálání možné realizovat i ve vakuu. Uplatňuje se však především při přestupu u dvou těles, nebo například u plynu a výhřevné plochy výměníku. (6)

U sálání platí Stefan-Boltzmannův zákon, určující efektivní tepelný tok mezi sálajícími tělesy:

$$E = a \cdot \sigma \cdot (T_m^4 \cdot T_{st}^4) \quad [\text{W/m}^2] \quad (4.3)$$

a [-] stupeň černosti (součinitel emisivity) sálajícího prostředí a povrchu přijímacího sálání

σ = 5,6687 · 10⁻⁸ [W/m²·K⁴] Stefan-Boltzmannova konstanta

T_m^4 [K] je teplota sálajícího elementu

T_{st}^4 [K] je teplota osálaného povrchu

4.3.4 KOMBINACE MECHANISMŮ SDÍLENÍ TEPLA

V praktickém využití sdílení se může zkombinovat přestup tepla sáláním s konvekcí nebo vedením. Zde však kvůli odlišným principům výpočtů je postup řešení komplikovanější. (6) Často se uplatňuje analogie ve výpočtu přestupu tepla sáláním s konvekcí tak, že zavedeme součinitele přestupu tepla sáláním:

$$\alpha_k = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot a \cdot T_m^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{st}}{T_m}\right)^4}{1 - \frac{T_{st}}{T_m}} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (4.4)$$

Následně lze vyjádřit součinitel přestupu tepla, který respektuje sálání i konvekci takto:

$$\alpha_{ks} = \alpha_k + \alpha_{sál} \quad (4.5)$$

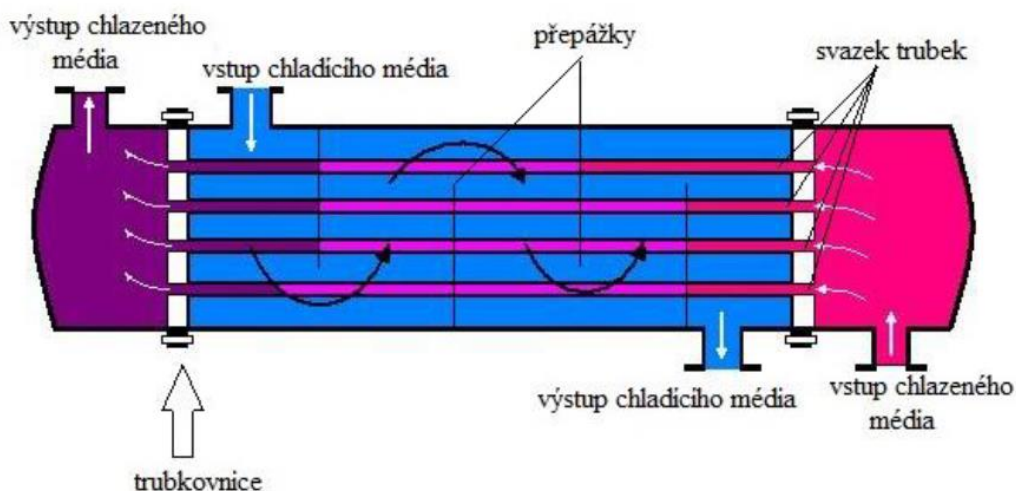
4.4 TYPY VÝMĚNÍKŮ PODLE KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ

Existuje nespočet možných konstrukčních řešení výměníků tepla, níže jsou uvedeny ty nejznámější. Popsán bude pouze výměník trubkový, z důvodu výběru tohoto typu výměníku pro náš návrh v praktické části této práce. (6)

- Deskové
- Trubkové
- Žebrové
- Kotlové
- Šroubové
- Svazkové

4.4.1 TRUBKOVÉ VÝMĚNÍKY

Tento typ výměníku je nejstarším typem. Díky principu funkce se jedná o rekuperační výměník tepla. Trubkový výměník dokáže pokrýt široké rozpětí provozních podmínek, což je důvod jeho velkého zastoupení v praxi. Tyto výměníky se skládají z pláště, na kterém jsou připevněny trubkovnice, do trubkovic jsou zaválcovány či přivařeny trubky. Další součástí jsou přepážky, používané pro zvýšení plochy přestupu tepla a také pro zamezení průhybu trubek. Jedno médium proudí uvnitř trubek a druhé v mezitrubkovém prostoru. (3)

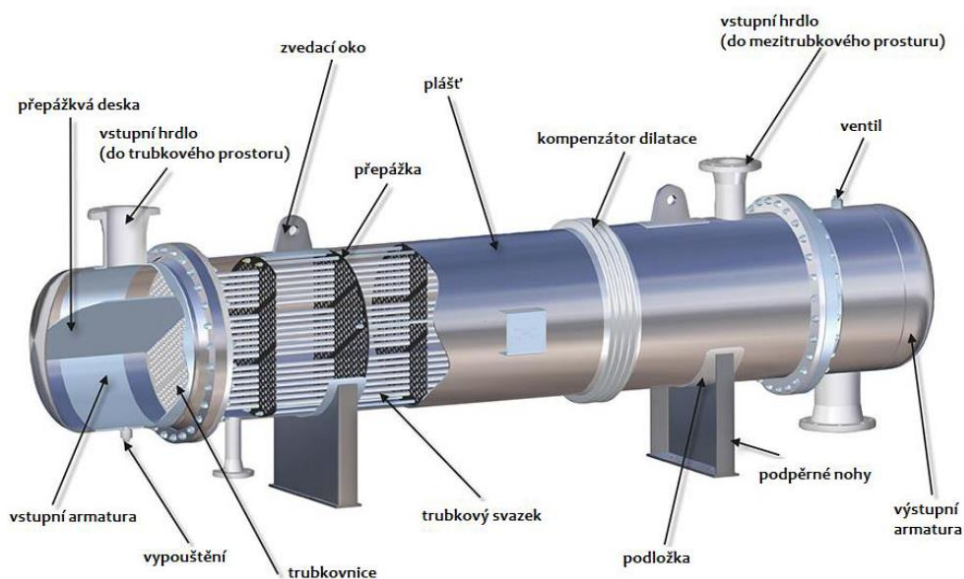


Obr. 12 Schéma trubkového výměníku, citováno z (8)

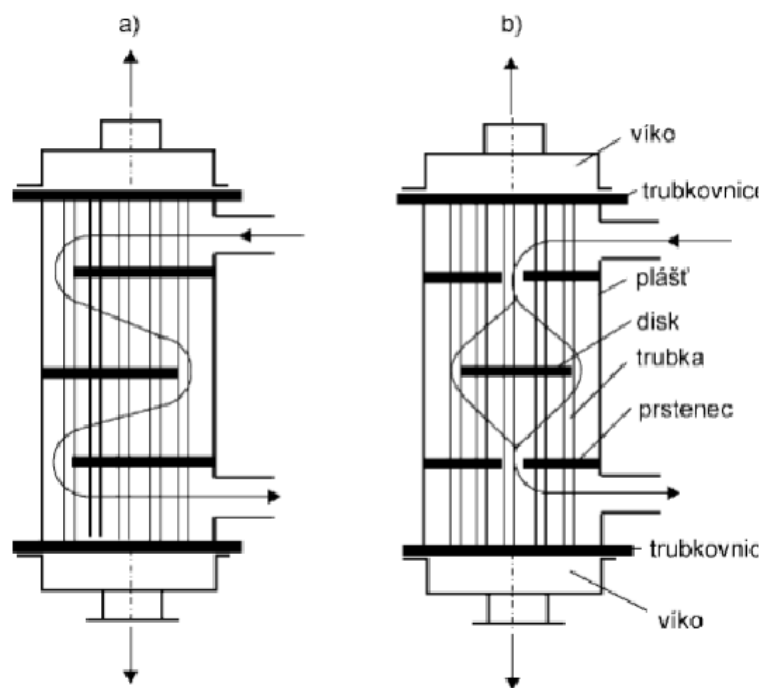
4.4.1.1 ROZDĚLENÍ TRUBKOVÝCH VÝMĚNÍKŮ

4.4.1.1.1 TRUBKOVÝ VÝMĚNÍK PLÁŠŤOVÝ S ROVNÝMI TRUBKAMI

Základní provedení trubkového výměníku. Mezi výhody tohoto typu provedení patří zejména rovné trubky, které jsou jednoduché na výrobu, čištění a případně lze poškozenou trubku poměrně jednoduše vyměnit. Citováno z (9)



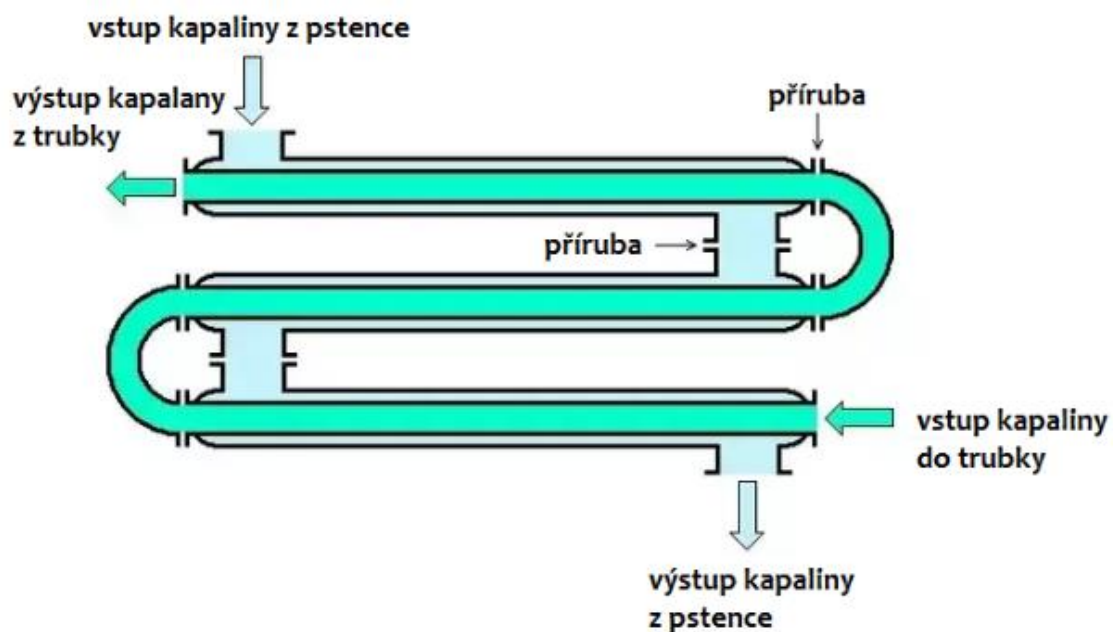
Obr. 13 Trubkový výměník s rovnými trubkami, citováno z (9)



Obr. 14 Trubkový výměník s přepážkami, a) segmentové b) koncentrické, citováno z (4)

4.4.1.1.2 ČLÁNKOVÝ VÝMĚNÍK TEPLA

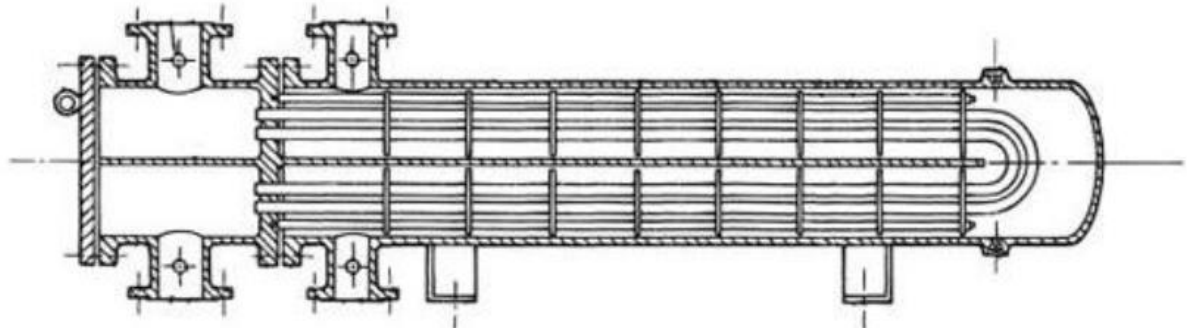
Zde jde o výměník trubka v trubce. Konstruuje se jako protiproudý výměník. Tento typ se využívá pro malé teplotní rozdíly a nízké tlaky. Výhodou je opět jednoduché mechanické čištění a jednoduchá výroba.



Obr. 15 Článekový trubkový výměník, citováno z (9)

4.4.1.1.3 VÝMĚNÍK S U-TRUBKAMI

Největší výhodou je možnost roztažení trubek, tudíž odpadá problém s teplotními dilatacemi. Nevýhoda zde však nastává v případě poškození jedné trubky, protože ji nelze jednoduše vyměnit jako u výměníku s rovnými trubkami. Dále také nelze provádět manuální čištění z důvodu zahnutí trubek.



Obr. 16 Trubkový výměník s U-trubkami, citováno z (8)

4.5 VOLBA VÝMĚNÍKU A JEHO ZAPOJENÍ

Pro zadání této práce volím trubkový výměník plášťový s rovnými trubkami. Jeho nespornou výhodou je možnost mechanického čištění trubek a také poměrně snadná výroba. Tento typ výměníků se v praxi využívá pro podobné aplikace čili pro zvýšení účinnosti plynových turbín (Obr. 13). Přepážky jsou voleny koncentrické.

Dále je třeba vhodně zvolit, zda trubkami budou proudit spaliny nebo vzduch. Na první pohled by se zdálo, že vhodnější bude mít vzduch v trubkách, protože má po kompresi vysoký tlak. Trubky by bylo jednodušší dimenzovat na vyšší tlak než plášť výměníku. V tomto případě je ale rozhodující kritérium, to, že spaliny mohou tvořit nános, či díky svému obsahu jinak poškozovat trubky. Proto jsou v podobných případech spaliny vedeny v trubkách a v mezitrubkovém prostoru bude vzduch. Toto zapojení je vhodné především kvůli čištění. Trubky lze jednoduše mechanicky čistit, případně i jednotlivě vyměnit.

Na Obr. 17 je uveden příklad regeneračního výměníku pro 6MW turbínou pohánějí dmychadlo plynové tranzitní soustavy v ČR. Tyto výměníky jsou pro danou turbínu dva a jsou paralelně zapojeny, v tomto případě s výfukem spojeným do jednoho komína.



Obr. 17 Ukázka trubkového výměníku z praxe

5 CHARAKTERISTIKA A SLOŽENÍ PALIVA

Tato kapitola bude o palivu, jeho složení a následně o stechiometrických výpočtech pro námi použité palivo.

Zemní plyn je velmi dobře hořlavý a výbušný plyn, je charakteristický vysokým spalným teplem a výhřevností. Jedná se o přírodní látku, tvořenou metanem s příměsí dalších plynů. Protože samotný zemní plyn je bez jakékoli chutě či zápachu, z bezpečnostních důvodů se odorizuje (přidává se do něj páchnoucí složka, merkaptan). Pak je možné snáze identifikovat plyn v ovzduší při případě úniku. Zemní plyn váží zhruba polovinu, co vzduch. Zemní plyn by se dal rozdělit do dvou skupin, a to naftový a karbonský. Naftový je uložen v pórovitých horninách ohraničených nepropustnými vrstvami a vodou, kde se jako specificky lehčí látka nahromadil v průběhu tisíců let nad vrstvami ropy nebo vody. Karbonský vznikl v průběhu dlouholeté přeměny prvohorních rostlin na černé uhlí, není tedy překvapením, že se vyskytuje v ložiscích černého uhlí. Zemní plyn se stal velmi důležitým zdrojem energie. (10) (11)

Toto plynné palivo je tvořeno převážně z hořlavé složky a tou jsou uhlovodíky C_mH_n , další hořlavou složkou je vodík H_2 a oxid uhelnatý CO . Naopak obsahuje i složky nehořlavé jako dusík N_2 , oxid uhličitý CO_2 , vodní pára atd. (10)

V České republice máme 3 hlavní distributory plynu a to jsou: RWE – GasNet, E.ON, Pražská plynárenská. (12)

5.1 SLOŽENÍ PLYNU

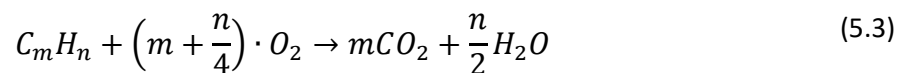
Složení plynu může být různé, převážně záleží na původu daného plynu. Pro tuto práci je složení následující:

CH_4	– 0,980830 %
C_2H_6	– 0,05910 %
C_3H_8	– 0,002020 %
C_4H_{10}	– 0,000791 %
C_5H_{12}	– 0,000212 %
C_6H_{14}	– 0,000172 %
CO_2	– 0,001380 %
N_2	– 0,008680 %

Výhřevnost tohoto plynu je 35 900,0 kJ/Nm³.

5.2 STECHIOMETRIE PALIVA

Stechiometrické výpočty uijeme pro zjištění objemu vzduchu potřebného pro spalování, dále také pro objem a složení spalin. Jsou to výpočty objemové a jednotkovým množstvím je 1 Nm³. (13)
Při výpočtech níže budeme vycházet z těchto vztahů:



Minimální objem kyslíku potřebného pro dokonalé spálení 1 Nm³ plynu:

$$O_{O_2,min} = 0,5 \cdot o_{H_2} + 0,5 \cdot o_{CO} + \sum \left(m + \frac{n}{4}\right) \cdot o_{C_mH_n} - o_{O_2} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (5.4)$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 Nm³ plynu:

$$O_{VS,min} = \frac{O_{O_2,min}}{0,21} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (5.5)$$

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebného pro dokonalé spálení 1 Nm³ plynu:

$$O_{VV,min} = K_v \cdot O_{VS,min} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (5.6)$$

Minimální objem vodní páry v tomto objemu:

$$O_{H_2O}^V = O_{VV,min} - O_{VS,min} = (K_v - 1) \cdot O_{VS,min} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (5.7)$$

Dílčí objemy složek suchých spalin vzniklých při spalování plynu s přebytkem vzduchu $\alpha=1$ jsou následující:

Objem oxidu uhličitého:

$$O_{CO_2} = o_{CO_2} + 0,994 \cdot (o_{CO} + \sum m \cdot o_{C_m H_n}) + 0,0003 \cdot O_{VS,min} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (5.8)$$

Objem dusíku:

$$O_{N_2} = o_{N_2} + 0,7805 \cdot O_{VS,min} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (5.9)$$

Objem argonu:

$$O_{Ar} = o_{Ar} + 0,0092 \cdot O_{VS,min} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (5.10)$$

Objem oxidu siřičitého:

$$O_{SO_2} = o_{SO_2} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (5.11)$$

Objem suchých spalin je dán jejich součtem:

$$O_{SS,min} = O_{CO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} + O_{SO_2} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (5.12)$$

Objem vodní páry ve spalinách:

$$O_{H_2O}^S = o_{H_2O} + o_{H_2} + \sum \frac{n}{2} \cdot o_{C_m H_n} + O_{H_2O}^V \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (5.13)$$

Minimální objem vlhkých spalin je dán součtovým vztahem:

$$O_{SV,min} = O_{SS,min} + O_{H_2O}^S \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3] \quad (5.14)$$

5.2.1 VÝSLEDKY STECHIOMETRICKÝCH VÝPOČTŮ

Pro výpočet stochiometrie daného paliva byl použit Microsoft Excel, výsledky daných výpočtů jsou uvedeny v tabulce níže. S vypočtenými hodnotami budeme dále pracovat při zjišťování součinitele přebytku vzduchu α a pro tvorbu I-T diagramu.

Palivo:	Hodnota (výsledek výpočtu)	Jednotka
$O_{O_2,min}$	2,0009165	$\text{m}^3/\text{m}^3 \text{ pal}$

$O_{VS,min}$	9,52817381	m^3/m^3 pal
$O_{VV,min}$	9,68062459	m^3/m^3 pal
O_{H2O}^V	0,152450781	m^3/m^3 pal
Spaliny:		
O_{H2O}^S	2,146351781	m^3/m^3 pal
O_{CO2}	1,003552376	m^3/m^3 pal
O_{N2}	7,445419658	m^3/m^3 pal
O_{Ar}	0,087659199	m^3/m^3 pal
$O_{SS,min}$	8,536631234	m^3/m^3 pal
$O_{SV,min}$	10,68298301	m^3/m^3 pal

Tabulka 1 Výsledky stechiometrických výpočtů

6 SOUČINITEL PŘEBYTKU VZDUCHU α

Máme zadáno, že je třeba zvolit množství přiváděného vzduchu tak, aby adiabatická spalovací teplota nepřesáhla 1200 °C. Budeme tedy hledat takový součinitel přebytku vzduchu, abychom toto dodrželi.

6.1 TEPLOTA NECHLAZENÉHO PLAMENE

Nejprve využijeme vzorce a definice pro teplotu nechlazeného plamene. Taková teplota je popsána jako teoretická adiabatická spalovací teplota neboli jako taková teplota v plameni, která by nastala, pokud bychom z něj neodváděli žádné teplo. Tato teplota je úměrná součtu všech tepel uvolněných v ohništi. (13) V našem případě čili bez recirkulace spalin či ztrát bychom teplo Q_u (součet všech tepel uvolněných v ohništi) vyjádřili následujícím vztahem:

$$Q_u = Q_{V,palivo(plyn)} + Q_{spal.vzduch}(420^\circ C) \cdot \alpha \quad [kJ/m^3] \quad (6.1)$$

Teplota spalovacího vzduchu není zadána, tudíž musela být odhadnuta. Odhad vychází ze zadaných teplot na vstupu do výměníku (vstupní teplota vzduchu – 272 °C, vstupní teplota spalin – 485 °C). Pro tento výpočet bude použita teplota spalovacího vzduchu 420 °C. Pokud máme teplotu spalovacího vzduchu vstupujícího do ohniště, je možné vypočítat $Q_{spal.vzduch}$ potřebné pro výše uvedený vztah výpočtu Q_u . $Q_{spal.vzduch}$ tato hodnota se tedy rovná hodnotě entalpie vzduchu o teplotě 420 °C spočtenou dle vzorce:

$$I_{V,min}^t = O_{VS,min} \cdot i_{VS}^t(420^\circ C) + O_{H2O}^V \cdot i_{H2O}^t(420^\circ C) \quad [kJ/Nm^3] \quad (6.2)$$

Výsledné Q_u se v našem případě rovná $I_{np}^{t,np,\alpha_{ok}}$, díky vyjádření této entalpie a α_{ok} bychom mohli z I-T tabulky spalin, nebo z I-T diagramu určit teplotu nechlazeného plamene t_{np} [°C].

6.2I-T TABULKA A DIAGRAM SPALIN

Abychom mohli určit optimální součinitel přebytku vzduchu, je potřeba si pro naše palivo vytvořit I-T diagram spalín, ze kterého potom zjistíme součinitel přebytku vzduchu takový, abychom nepřesáhli teplotu 1200 °C. (13) Nejprve si spočteme entalpii spalín minimální ($I_{S,min}^t$) a entalpii vzduchu minimální ($I_{V,min}^t$), pro tento výpočet použijeme následující vztahy:

$$I_{S,min}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O} \cdot i_{H_2O}^t \quad [kJ/Nm^3] \quad (6.3)$$

$$I_{V,min}^t = O_{VS,min} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t \quad [kJ/Nm^3] \quad (6.4)$$

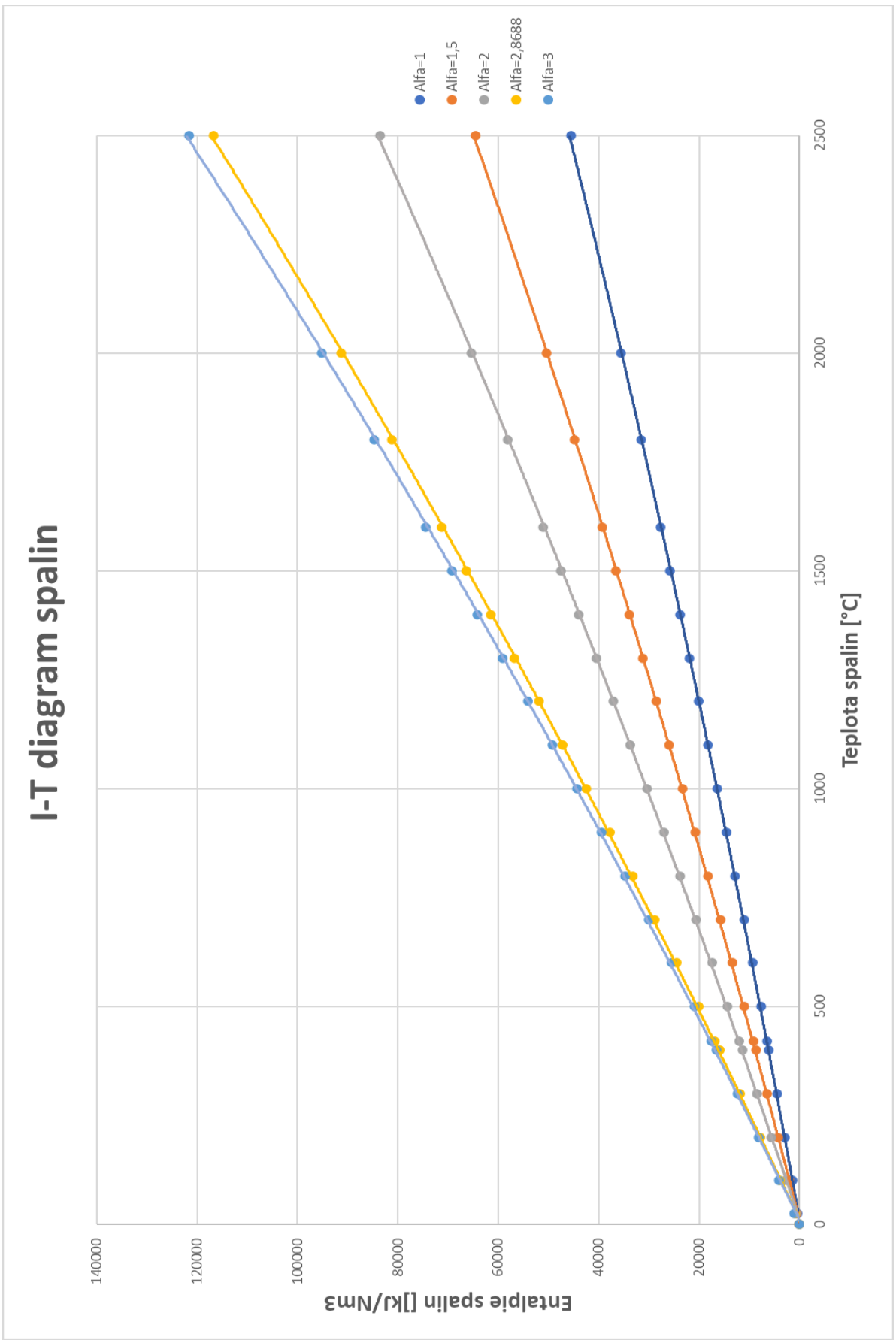
Dále byly spočteny entalpie ($I_S^{t,\alpha}$) spalín pro různé součinitele přebytku vzduchu. Pro zjištění těchto entalpií byl použit vztah:

$$I_S^{t,\alpha} = I_{S,min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{V,min}^t \quad [kJ/kg] \quad (6.5)$$

Výpočty byly provedeny v Excelu a výsledky jsou uvedeny v tabulce I-T, hodnoty z této tabulky byly použity pro I-T diagram spalín.

T [°C]	Is [kJ/Nm³]	Iv [kJ/Nm³]	Is(α) [kJ/Nm³]				
			α				
			1	1,5	2	2,87	3
0	0	0	0	0	0	0	0
25	369,93	316,29	369,93	528,08	686,23	961,04	1002,52
100	1466,18	1283,54	1466,18	2107,95	2749,72	3864,91	4033,26
200	2963,70	2582,82	2963,70	4255,11	5546,53	7790,58	8129,35
300	4497,91	3905,65	4497,91	6450,73	8403,55	11796,92	12309,20
400	6072,13	5256,84	6072,13	8700,55	11328,96	15896,29	16585,80
420	6395,24	5583,27	6395,24	9186,88	11978,51	16829,45	17561,78
500	7687,70	6639,35	7687,70	11007,38	14327,05	20095,56	20966,41
600	9345,94	8052,27	9345,94	13372,08	17398,21	24394,32	25450,49
700	11043,39	9494,68	11043,39	15790,73	20538,07	28787,40	30032,76
800	12779,42	10960,84	12779,42	18259,84	23740,26	33263,43	34701,10
900	14547,29	12457,30	14547,29	20775,94	27004,59	37827,94	39461,88
1000	16354,38	13973,73	16354,38	23341,24	30328,11	42468,99	44301,83
1100	18183,60	15509,97	18183,60	25938,59	33693,57	47169,20	49203,55
1200	20041,65	17056,51	20041,65	28569,90	37098,16	51917,48	54154,67
1300	21919,79	18613,34	21919,79	31226,46	40533,13	56705,08	59146,47
1400	23814,83	20180,16	23814,83	33904,90	43994,98	61528,23	64175,14
1500	25729,04	21766,79	25729,04	36612,44	47495,83	66407,61	69262,62
1600	27674,58	23353,88	27674,58	39351,52	51028,46	71319,15	74382,34
1800	31573,32	26558,17	31573,32	44852,41	58131,49	81206,20	84689,66
2000	35524,09	29802,25	35524,09	50425,22	65326,34	91219,62	95128,59
2500	45573,37	38028,04	45573,37	64587,39	83601,41	116641,56	121629,46

Tabulka 2 I-T tabulka



Graf 1 I-T diagram spalin

6.3 VYJÁDŘENÍ α_{ok}

Pro vyjádření požadovaného součinitele přebytku vzduchu budeme hledat takovou hodnotu, aby se entalpie spalin při teplotě 1200 °C rovnala spočtenému Q_u . Položíme tedy rovnici pro výpočet entalpie spalin ($I_S^{t,\alpha}$) při 1200 °C rovnou vzorci pro výpočet součtu všech tepel uvolněných v ohništi (Q_u):

$$\begin{aligned} I_{S,min}^t(1200\text{ }^\circ\text{C}) + (\alpha - 1) \cdot I_{V,min}^t(1200\text{ }^\circ\text{C}) \\ = Q_{V,palivo(plyn)} + Q_{spal.vzduch}(420\text{ }^\circ\text{C}) \cdot \alpha \end{aligned} \quad (6.6)$$

Vyjádřením součinitele přebytku vzduchu α z této rovnosti dostaneme vzorec pro výpočet námi potřebného α tak, aby adiabatická spalovací teplota byla požadovaných 1200 °C. Tento vzorec bude vypadat následovně:

$$\begin{aligned} \alpha = \frac{Q_{V,palivo(plyn)} - I_{S,min}^t(1200\text{ }^\circ\text{C}) + I_{V,min}^t(1200\text{ }^\circ\text{C})}{I_{V,min}^t(1200\text{ }^\circ\text{C}) - Q_{spal.vzduch}(420\text{ }^\circ\text{C})} \\ = \mathbf{2,86883629} \end{aligned} \quad (6.7)$$

Tímto výpočtem byl získán potřebný součinitel přebytku vzduchu a vyhovíme tedy zadání nepřesáhnout adiabatickou spalovací teplotu 1200 °C.

7 ROZDĚLENÍ TRUBEK VE VÝMĚNÍKU

V této kapitole bude popsán program vytvořený v Microsoft Excel. Cílem této kapitoly je navrhnout zatrubkování trubkového výměníku s dodržением určitých podmínek. Celý tento výpočet vychází z rovnice kontinuity, která má takovéto znění:

$$S_1 \cdot v_1 = S_2 \cdot v_2 = konst. \quad (7.1)$$

Jak si můžeme všimnout, jedná se o přímou úměrnost, čili když 2x zmenšíme průřez, rychlost 2x vzroste. Snahou je dodržet v celém výměníku stejnou rychlost, respektive dovolíme, aby se rychlost snížila maximálně o 25 %, tudíž i průtočný průřez se bude muset snížit maximálně o 25 %.

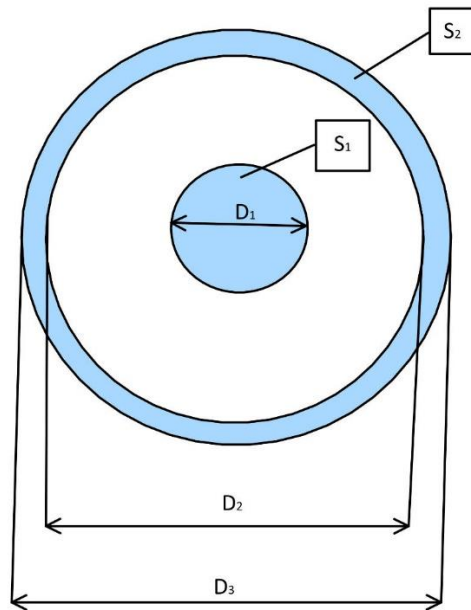
Trubky jsou zvoleny 20x1,5 mm.

Rozměr trubky:	20 x	1,5 mm		
Můstek minimální:		6 mm		
D1 (plášť):		2500 mm	Velikost diskové přepážky =	2334,151439
Počáteční můstek:		7,5 mm		
Počet trubek:		263 ks		
Zmenšení kružnice:		38,72983 mm		
D2:		2304,151 mm	Průtočný průřez =	1974,192337
Můstek:		7,5 mm	Průřez 75% =	1480,644253
Počet trubek:		263 ks		
Zmenšení kružnice:		38,72983 mm		
D3:		2265,422 mm	Průtočný průřez =	1852,518977
Můstek:		7,03776 mm	Porovnání:	Platí
Počet trubek:		263 ks		
Zmenšení kružnice:		38,49039 mm		
D4:		2226,931 mm	Průtočný průřez =	1731,597838
Můstek:		6,578378 mm	Porovnání:	Platí

Obr. 18 Výstřižek z programu Microsoft Excel

Na Obr. 18 je vidět výstřižek z výpočtové tabulky v Excelu a budou popsány jednotlivé výpočty, které platí po celou dobu zmenšování kružnic, na kterých leží trubky.

Rozměry trubky jsou dané, minimální můstek rovněž. Hodnota D1 neboli průměr pláště výměníku je volena. Dále je zvolen počáteční můstek jako 1,25násobek hodnoty minimálního můstku. Abychom získali průměr první roztečné kružnice, na které budou ležet trubky a poté díky znalosti této hodnoty počet trubek, je nutné určit průměr diskové přepážky (v Excelu označeno jako velikost diskové přepážky). Průměr diskové přepážky určíme ze znalosti potřebného průtočného průměru pro vzduch (D_{vzd}) z kapitoly výpočtu rychlosti. Pro lepší vysvětlení poslouží Obr. 19, kde se vybarvené plochy S_1 a S_2 musí rovnat, aby byl rovnoběžný průtočný průřez mezi pláštěm a diskovou přepážkou rovný průřezu uprostřed výměníku uvnitř prstencové přepážky.



Obr. 19 Skica ploch

Vzorec pro průměr diskové přepážky je odvozen ze vzorce pro obsah kruhu, vypadá takto:

$$\frac{D_{1,vzd}^2 \cdot \pi}{4} = \frac{D_{3,plášť}^2 \cdot \pi}{4} - \frac{D_{2,disk.přep.}^2 \cdot \pi}{4} \quad (7.2)$$

$$\text{Průměr disk. přepážky} = \sqrt{D_{plášť}^2 - D_{vzd}^2} \quad (7.3)$$

Pokud již známe průměr diskové přepážky, můžeme vypočítat velikost první roztečné kružnice (označené D_2) pro trubky. Zde je nutné dodržet mezeru pro možnost vyvrtání díry pro trubku a nějakou rezervu, čili od průměru přepážky odečteme 2x poloměr trubky a následně přídavek kvůli vrtání 2x5 mm:

$$D_2 = \text{Velikost diskové přepážky} - 20 - 10 \quad (7.4)$$

Dalším výpočtem bude zjištění počtu trubek na dané kružnici. Pro tento výpočet bude potřeba počáteční můstek. Počet trubek určíme takto:

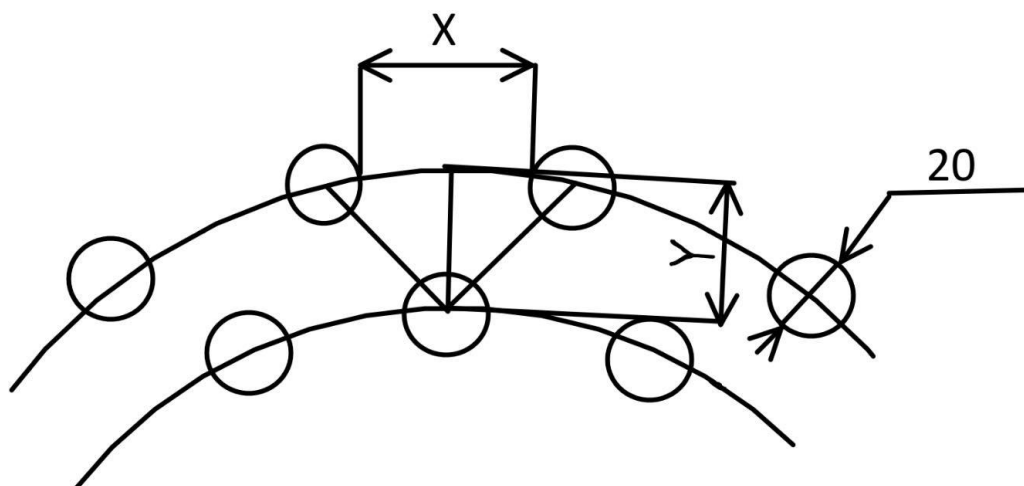
$$\text{Počet trubek} = \frac{\pi \cdot D_2}{D_{trubky} + \text{počáteční můstek}} \quad (7.5)$$

Následně spočteme volný prostor mezi trubkami pro vzduch, v Excelu označený jako průtočný průřez. Tento volný prostor se nesmí v celém výměníku zmenšit o více než 25 %, aby se nám rychlost vzduchu nezměnila o více než 25 %. Tudíž tento spočtený volný prostor na první roztečné kružnici vynásobíme 0,75 a potom budeme volný prostor mezi trubkami na každé další kružnici porovnávat s těmito

hodnotami. Pokud se tento prostor zmenší více než o 25 %, bude nutné změnit počet trubek na další menší kružnici.

$$\begin{aligned} \text{Volný prostor mezi trubkami} & & (7.6) \\ &= (\pi \cdot D_2) - (D_{trubky} \cdot \text{Počet trubek}) \end{aligned}$$

Poté vypočteme zmenšení průměru další kružnice.



Obr. 20 Skica zmenšení průměru kružnic

Rozměr X představuje tzv. můstek, čili mezeru mezi dvěma sousedícími trubkami. Dále je na Obr. 20 označena vzdálenost Y, což je hledané zmenšení průměru následující menší kružnice. Výpočet potom vypadá následovně:

$$\begin{aligned} \text{Zmenšení následujícího průměru kružnice} & & (7.7) \\ &= \sqrt{\left(\frac{\text{Můstek}}{2} + D_{trubky}\right)^2 - \left(\frac{\text{Můstek}}{2} + \frac{D_{trubky}}{2}\right)^2} \cdot 2 \end{aligned}$$

Velikost následující kružnice se potom zjistí odečtením zmenšení od průměru kružnice minulé. Počet trubek u následující menší kružnice necháme stejný a spočteme nový můstek, takto:

$$\text{Můstek} = \frac{(\pi \cdot D_{dané kružnice}) - (\text{počet trubek} \cdot D_{trubky})}{\text{počet trubek}} \quad (7.8)$$

Z nového můstku pro danou kružnici lze vypočítat nový volný prostor mezi trubkami a porovnat ho s původním. Také je potřeba porovnávat velikost můstku, která nesmí být menší než zadaná velikost minimálního můstku a to je 6 mm. Pokud by jedna z hodnot neležela v daném rozsahu, to znamená že

volný prostor mezi trubkami by byl menší než 75 % původního, nebo že můstek by byl menší než 6 mm, je potřeba změnit počet trubek, jak můžeme vidět na Obr. 21.

Počet trubek:		237 ks		
Zmenšení kružnice:		38,35917 mm		
D10:		1981,647 mm	Průtočný průřez =	1487,140666
Můstek:		6,276992 mm	Porovnání:	Platí
Počet trubek:		237 ks		
Zmenšení kružnice:		38,09304 mm		
D11:		1943,554 mm	Průtočný průřez =	1367,467853
Můstek:		5,771871 mm	Porovnání:	Nutná změna počtu trubek
Nový počet trubek:		204 ks		
Zmenšení kružnice:		52 mm		
D11:		1929,647 mm	Průtočný průřez =	1974,192337
Můstek:		9,658541 mm	Porovnání:	Platí
Počet trubek:		204 ks		
Zmenšení kružnice:		39,8289 mm		
D12:		1889,818 mm	Průtočný průřez =	1849,066143
Můstek:		9,046373 mm	Porovnání:	Platí

Obr. 21 Výstřižek z programu Microsoft Excel

Nové zmenšení průměru se vypočítá takto:

$$\begin{aligned} \text{Zmenšení } D \text{ při změně počtu trubek} & \quad (7.9) \\ & = 2 \cdot (D_{trubky} + \text{min. můstek}) \end{aligned}$$

V tomto případě se nový počet trubek vypočte takto:

$$\begin{aligned} \text{Nový počet trubek} & \quad (7.10) \\ & = \frac{(\pi \cdot D_{\text{nový}}) - \text{volný prostor mezi trubkami (původní)}}{D_{trubky}} \end{aligned}$$

Následně pokračujeme opět se stejným počtem trubek dle postupu popsaného výše do doby, kdy opět nesplníme jednu z podmínek, čili buď máme moc malý průtočný průřez, nebo menší můstek, než je daný minimální. Tímto způsobem pokračujeme až do doby, kdy dojdeme velikosti roztečné kružnice blížící se hodnotě D_{vzd} . Následně musíme zajistit nejbližší možný větší průměr diskové přepážky, aby byl dodržen průtočný průřez uprostřed výměníku. Od průměru D_{vzd} odečteme 2x poloměr trubek a následně odečteme ještě 2x5 mm přírůstek opět kvůli vrtání. Nejmenší roztečná kružnice, která vyhovuje této podmínce, bude naše poslední.

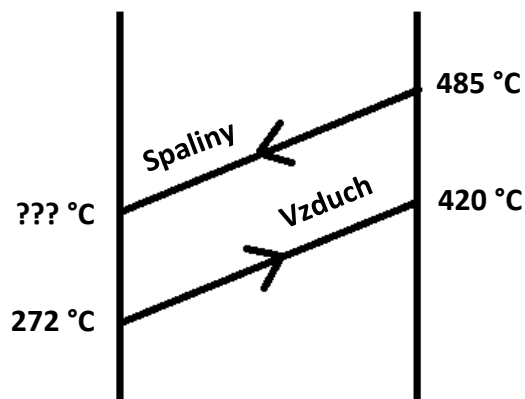
Počet trubek:		66 ks				
Zmenšení kružnice:		49,00929 mm				
D34:		997,6665 mm	Průtočný průřez =	1820,225127	Nejmenší D -10 mm pro vrtání =	967,6665216
Můstek:		27,70433 mm	Porovnání:	Platí	Kontrola prstence =	Vyhovuje
Počet trubek:		66 ks				
Zmenšení kružnice:		48,04345 mm			Nejmenší D -10 mm pro vrtání =	18,04345006
D35:		949,6231 mm	Průtočný průřez =	1669,292177	Kontrola prstence =	Špatně
Můstek:		25,40709 mm	Porovnání:	Platí		

Obr. 22 Výstřih z programu Microsoft Excel

Poslední fází bude sečtení trubek ve výměníku a následně výpočet průřezu všech trubek, kterou potřebujeme pro výpočet rychlosti spalin.

8 TEPELNÁ BILANCE VÝMĚNÍKU

V další fázi výpočtů je zapotřebí zjistit teplotu spalin na konci výměníku potřebnou pro provedení výpočtu rychlosti. Vzhledem ke známým hodnotám (entalpie, spotřeba plynu a součinitel přebytku vzduchu) tuto bilanci provedeme přes entalpie.



Obr. 23 Náčrt průběhů teplot

Na straně vzduchu známe obě teploty (420 °C je odhad z minulé kapitoly), čili si z této strany vyjádříme tepelný výkon našeho výměníku a budeme vycházet z toho, že tepelný výkon na obou stranách výměníku musí být roven. Výpočet je tedy následující:

Vzduch:

$$Q_{420^{\circ}\text{C}} = I_{V,\text{min}}^t(420^{\circ}\text{C}) \cdot \alpha \cdot (\text{spotřeba plynu}) \quad (8.1)$$

$$= 5\,606,117 \text{ kW}$$

$$Q_{272^{\circ}\text{C}} = I_{V,\text{min}}^t(272^{\circ}\text{C}) \cdot \alpha \cdot (\text{spotřeba plynu}) \quad (8.2)$$

$$= 3\,549,729 \text{ kW}$$

$$Q_{\text{vzduch}} = Q_{420^{\circ}\text{C}} - Q_{272^{\circ}\text{C}} = 2\,056,388 \text{ kW} \quad (8.3)$$

Spaliny:

$$Q_{485^{\circ}\text{C}} = I_{S,\min}^t(485^{\circ}\text{C}) \cdot (\text{spotřeba plynu}) \quad (8.4)$$

$$= \mathbf{6\,819,12\,kW}$$

$$Q_{???^{\circ}\text{C}} = Q_{spl,485^{\circ}\text{C}} - Q_{vzd,420^{\circ}\text{C}} + Q_{vzd,272^{\circ}\text{C}} \quad (8.5)$$

$$= \mathbf{4\,762,732\,kW}$$

$$Q_{spaliny} = Q_{485^{\circ}\text{C}} - Q_{???^{\circ}\text{C}} = \mathbf{2\,056,388\,kW} \quad (8.6)$$

$$I_{S,\alpha=2,8688}^t(???^{\circ}\text{C}) = \frac{Q_{???^{\circ}\text{C}}}{(\text{spotřeba plynu})} \quad (8.7)$$

$$= \mathbf{13\,607,806\,kJ/Nm^3}$$

Již známe entalpii spalin na výstupu z výměníku a I-T diagramu či tabulky zjistíme teplotu spalin o spočtené entalpii s naším přebytkem vzduchu. Odečtena teplota je dle I-T tabulky rovna **344 °C**.

9 RYCHLOSTI

U navrhovaného výměníku je pro jeho správné fungování nutné dodržet určité rozmezí, ve kterém by se rychlosti měly pohybovat. Při vyšších rychlostech získáme větší součinitel přestupu tepla a díky tomu menší potřebnou velikost výhřevné plochy, nicméně s rostoucí rychlostí nám také výrazně rostou tlakové ztráty. V trubkách, kde proudí spaliny je přípustná rychlost řádově vyšší než vně trubek, kde v našem případě proudí vzduch. (13) K výpočtu budeme přistupovat u vzduchu jinak než u spalin. Oba výpočty vycházejí z následujícího vzorce:

$$w = \frac{V}{F} \cdot \frac{273 + t_{střední}}{273} \quad [\text{m/s}] \quad (9.1)$$

9.1 RYCHLOST SPALIN

U spalin bude výpočet vypadat následovně:

$$w_{spl} = \frac{V_{spl}}{F_{spl}} \cdot \frac{273 + t_{střední}}{273} = \frac{9,881}{1,234} \cdot \frac{273 + 414,5}{273} \quad (9.2)$$

$$= \mathbf{20,168\,m/s}$$

Kde V [m³/s] je objemový průtok spalin, který vypočteme takto:

$$V_{spl,atm} = O_{SV,\min} \cdot \alpha \cdot (\text{spotřeba plynu}) = \mathbf{10,727\,m^3/s} \quad (9.3)$$

$$V_{spl} = \frac{101\,325 \cdot V_{spl,atm}}{110\,000} = \mathbf{9,881\,m^3/s} \quad (9.4)$$

Vypočtený objemový musí být přepočten na tlak, který mají spaliny ve výměníku. I když rozdíl normálního (101 325 Pa) a zadané tlaku (110 000 Pa) není velký, je potřeba přepočet provést, protože jak lze vidět ve výpočtu výše, případné zanedbání by vedlo k rozdílu v objemovém průtoku téměř 10 %.

Další hodnotou vystupující ve výpočtu je světlý průřez F [m²], který je spočten jako součet průřezů všech trubek v navržené geometrii.

9.2 RYCHLOST VZDUCHU

Zde bude vycházeno ze stejného vzorce, objemový průtok bude muset být opět přepočten na tlak vzduchu ve výměníku. Zadaný tlak vzduchu je 709 300 Pa, což se od atmosférického již velmi výrazně liší a skutečný průtok bude tedy výrazně nižší. (13) Objem bude přepočten dle stavové rovnice:

$$V_{vzd,atm} = O_{VV,min} \cdot \alpha \cdot (\text{spotřeba plynu}) = 9,720 \text{ m}^3/\text{s} \quad (9.5)$$

$$V_{vzd} = \frac{101\,325 \cdot V_{vzd,atm}}{709\,300} = 1,389 \text{ m}^3/\text{s} \quad (9.6)$$

U vzduchu následně využijeme jiného přístupu, rychlost zde zvolíme. Hledanou hodnotou bude v tomto případě světlý průřez pro zvolenou rychlost. Výpočet bude tedy vypadat takto:

$$F_{vzd} = \frac{V_{vzd}}{w_{vzd}} \cdot \frac{273 + t_{střední}}{273} = \frac{1,389}{5} \cdot \frac{273 + 346}{273} = 0,6297 \text{ m}^2 \quad (9.7)$$

Momentálně je již znám pro zvolenou rychlost 5 m/s potřebný průřez a lze z něj zjistit také potřebný průměr, který potom využijeme při návrhu geometrie pro návrh rozměrů přepážek.

$$D_{\text{otvoru prstencové přepážky}} = \sqrt{\frac{F_{vzd} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{0,6297 \cdot 4}{\pi}} = 0,8954 \text{ m} \quad (9.8)$$

10 VÝPOČET PŘESTUPU TEPLA

10.1 PŘESTUPNÍ SOUČINITEL NA STRANĚ VNĚ TRUBEK

Vzhledem k navrženému uspořádání trubek bude výpočet součinitele přestupu určován z rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla konvekcí pro vystřídání uspořádání trubek. Z návrhu zatrubkování je jasné, že se nebude jednat u všech sousedících řad trubek o uspořádání vystřídání, nicméně případ uspořádání za sebou nastane pouze při změně počtu trubek a můžeme jej tedy při výpočtu zanedbat. (13)

10.1.1 SOUČINITEL PŘESTUPU TEPLA PRO VYSTŘÍDANÉ USPOŘÁDÁNÍ

$$\begin{aligned}\alpha_{k1} &= C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda}{D} \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,33} & (10.1) \\ &= 1 \cdot 0,312 \cdot \frac{0,047422}{0,02} \cdot 12905,75^{0,6} \cdot 0,695^{0,33} \\ &= \mathbf{194,196 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}}\end{aligned}$$

Kde C_z je korekční součinitel na počet řad svazku a při více než deseti řadách nabývá hodnoty 1, C_s je korekční součinitel na uspořádání svazku, rozteč s_1 a s_2 je třeba brát jako střední hodnotu roztečí svazku s danou geometrií, který se určí takto:

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,03295}{0,02} = \mathbf{1,6475} \quad (10.2)$$

$$\varphi_\sigma = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{1,6475 - 1}{1,830 - 1} = \mathbf{0,780} \quad (10.3)$$

Kde σ_2' se vyjádří dle vzorce:

$$\sigma_2' = \sqrt{0,25 \cdot \sigma_1^2 \cdot \sigma_2^2} = \sqrt{0,25 \cdot 1,6475^2 \cdot 2,221^2} = \mathbf{1,830} \quad (10.4)$$

Pro vypočtenou hodnotu φ_σ zvolíme postup výpočtu C_s , v našem případě následující:

$$C_s = 0,34 \cdot \varphi_\sigma^{0,1} = 0,34 \cdot 0,721^{0,1} = \mathbf{0,315} \quad (10.5)$$

Reynoldsovo číslo Re se vypočte podle vzorce:

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{5 \cdot 0,02}{7,748 \cdot 10^{-6}} = \mathbf{12\,905,75} \quad (10.6)$$

Kinematická viskozita (ν) je tabulková hodnota pro střední teplotu, přepočtena na tlak vzduchu ve výměníku (0,7093 MPa): (13)

$$\nu = \frac{\nu_{tab}}{10 \cdot p} = \frac{0,00005496}{10 \cdot 0,7093} = \mathbf{7,748 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \quad (10.7)$$

Prandtlovo číslo je tabulková hodnota pro střední teplotu vzduchu ve výměníku (346 °C): (13)

$$Pr = \mathbf{0,695} \quad (10.8)$$

10.1.1.1 VÝSLEDNÝ SOUČINITEĽ PŘESTUPU TEPLA

$$\alpha_{vzd} = 194,196 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (10.9)$$

Tabulková hodnota součinitele α_{vzd} by se měla pohybovat okolo 50–75 W/m²·K, nicméně po přepočtení kinematické viskozity na zadaný tlak uvnitř výměníku a díky tomu o řád většímu Re se dostaneme na hodnotu více než dvojnásobnou.

10.2 PŘESTUPNÍ SOUČINITEĽ NA STRANĚ UVNITŘ TRUBEK

Přestupní součinitel pro spaliny v trubkách byl spočten dle vztahu:

$$\begin{aligned} \alpha_{spl} &= \frac{\lambda}{d} \cdot 0,012 \cdot (Re^{0,87} - 280) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(1 + d^{\frac{2}{3}}\right) \\ &= \frac{0,058204}{0,017} \cdot 0,012 \cdot (5714,25^{0,87} - 280) \\ &\cdot 0,6614^{0,4} \cdot \left(1 + 0,017^{\frac{2}{3}}\right) = 58,51 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (10.10)$$

Kde součinitel tepelné vodivosti spalin (λ) je tabulková hodnota odečtená pro střední teplotu, nicméně díky přebytku vzduchu 2,87 jsem použil střední hodnotu mezi vzduchem a spaliny středního složení. d je charakteristický rozměr, v tomto případě vnitřní průměr trubky. Reynoldsovo číslo je vypočteno analogicky k výpočtu pro vzduch čili:

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{20,415 \cdot 0,017}{0,00006} = 5714,25 \quad (10.11)$$

Prandtlovo číslo je opět tabulková hodnota pro danou teplotu spalin o jejich středním složení, opět kvůli přebytku vzduchu je použita střední hodnota mezi Prandtlem pro spaliny a pro vzduch o dané teplotě. (13)

$$Pr = 0,6614 \quad (10.12)$$

11 PROSTUPNÍ SOUČINITEĽ k

Prostupní součinitel je vypočten dle následujícího vztahu:

$$\begin{aligned} \frac{1}{k} &= \frac{1}{\alpha_{spl}} \cdot \frac{d}{d_1} + \frac{d}{2\lambda_{ocel}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_{vzd}} \cdot \frac{d}{d_2} \\ &= \frac{1}{58,51} \cdot \frac{0,02}{0,017} + \frac{0,02}{2 \cdot 45} \cdot \ln \frac{0,02}{0,017} + \frac{1}{194,196} \cdot 1 \\ &\rightarrow k = 39,57 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned} \quad (11.1)$$

Pro tento vztah platí $d = d_2$, součinitel tepelné vodivosti oceli (λ_{ocel}) je tabulková hodnota a je počítáno s hodnotou 45 W/mK. (13)

Následně je možné provést výpočty pro určení geometrie výměníku. Prvním z nich je výpočet výhřevné plochy, pro který využijeme tohoto vztahu:

$$S = \frac{Q}{k \cdot \xi \cdot \Delta t_{log} \cdot \psi} = \frac{2056387,9}{39,57 \cdot 0,8 \cdot 144,471 \cdot 0,95} = \mathbf{473,341 \text{ m}^2} \quad (11.2)$$

Výpočet délky trubek pro počet trubek n_t vypadá potom následovně:

$$L = \frac{S}{\pi \cdot d_2 \cdot n_t} = \frac{473,341}{\pi \cdot 0,017 \cdot 5436} = \mathbf{1,631 \text{ m}} \quad (11.3)$$

Délku mezi jednotlivými přepážkami určíme takto:

$$L_k = \frac{\text{potřebný průtočný průřez z výpočtu rychlosti}}{\text{střední volný prostor mezi trubkami}} = \frac{0,62968}{1,727} = \mathbf{0,365 \text{ m}} \quad (11.4)$$

Počet překřížení:

$$n_k = \frac{L}{L_k} = \frac{1,631}{0,365} = \mathbf{4,473} \quad (11.5)$$

Tuto hodnotu je třeba zaokrouhlit na celé číslo, nicméně tím se nám lehce změní navržená geometrie. V případě zaokrouhlení nahoru bychom museli prodloužit trubky. V případě zaokrouhlení dolů a zmenšení délky trubek bychom nemuseli dodržet výkon, a tedy výstupní teplotu, na kterou je výměník navrhován. Toto bude však řešeno až u vybrané varianty geometrie. Pro porovnání variant budeme pracovat s desetinnými hodnotami.

12 TLAKOVÉ ZTRÁTY

Dle zadání je nutné dodržet maximální tlakovou ztrátu 13 kPa v celém výměníku. Tlakové ztráty jsou velmi podstatnou hodnotou u výměníku pro plynovou turbínu, protože tlaková energie společně s tepelnou je využívána pro přeměnu na energii kinetickou na expanzní turbíně, zjednodušeně řečeno čím menší tlak a teplota, tím menší práce odvedená na turbíně. (14)

12.1 ZTRÁTY V TRUBKÁCH

Výpočet teploty stěny určována dle vztahu:

$$t_{st} = 414,5 - \Delta t_{log} \cdot \frac{k}{\alpha_{spl}} = 414,5 - 144,472 \cdot \frac{39,081}{59,239} = \mathbf{319,191 \text{ } ^\circ\text{C}} \quad (12.1)$$

12.1.1 ZTRÁTA TŘENÍM

Ztráta třením v trubkách je počítána dle vztahu:

$$\begin{aligned} \Delta p_1 &= \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\bar{w}_{\parallel}^2}{2} \cdot \bar{\rho} \cdot \left(\frac{T}{T_{st}}\right)^{0,587} & (12.2) \\ &= 0,049 \cdot \frac{1,631}{0,017} \cdot \frac{20,168_{\parallel}^2}{2} \cdot 0,546 \\ &\cdot \left(\frac{485 + 273,15}{319,191 + 273,15}\right)^{0,587} = \mathbf{604,465 Pa} \end{aligned}$$

Střední hustota spalin je vypočtena tímto způsobem:

$$\begin{aligned} \rho_{SV,min} &= \frac{\sum O_i \cdot \rho_i}{O_{SV,min}} & (12.3) \\ &= \frac{(1,0036 \cdot 1,9768) + (7,445 \cdot 1,2505) + (0,08766 \cdot 1,78385) + (2,1464 \cdot 0,8058)}{10,6830} \\ &= \mathbf{1,2337 kg/Nm^3} \end{aligned}$$

Hustota spalin s přebytkem vzduchu alfa:

$$\begin{aligned} \rho_{SV} &= \frac{O_{SV,min} \cdot \rho_{SV,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV,min} \cdot \rho_{VV}}{O_{SV,min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV,min}} & (12.4) \\ &= \frac{10,6830 \cdot 1,2337 + (2,869 - 1) \cdot 9,681 \cdot 1,285}{10,6830 + (2,869 - 1) \cdot 9,681} \\ &= \mathbf{1,266 kg/Nm^3} \end{aligned}$$

Přepoččet hustoty na daný tlak (110 000 Pa):

$$\begin{aligned} \bar{\rho} &= \rho_{SV} \cdot \frac{273}{t + 273} \cdot \frac{p}{0,101325} = 2,784 \cdot \frac{273}{414,5 + 273} \cdot \frac{0,110000}{0,101325} & (12.5) \\ &= \mathbf{0,546 kg/m^3} \end{aligned}$$

Příčemž λ se spočte dle vztahu:

$$\begin{aligned} \lambda &= 3,33 \cdot 10^{-11} \cdot Re^2 - 3 \cdot 10^{-7} \cdot Re + 0,04733 & (12.6) \\ &= 3,33 \cdot 10^{-11} \cdot 12905^2 - 3 \cdot 10^{-7} \cdot 12905 \\ &+ 0,04733 = \mathbf{0,049} \end{aligned}$$

Tento vztah platí pro běžnou drsnost trubek v čistém stavu, zde by bylo ideálně potřeba ověřit, jak se provozem bude drsnost měnit a tím se bude měnit i λ .

12.1.2 ZTRÁTA VSTUPEM DO TRUBEK

Zde počítáme se zapaštěným svarem čili konstanta $\xi = 0,5$, potom vzorec vypadá následovně:

$$\begin{aligned} \Delta p_2 &= 0,5 \cdot \frac{\bar{w}_{\parallel}^2}{2} \cdot \bar{\rho} \cdot \frac{p}{p_1} \cdot \frac{T_1}{T} & (12.7) \\ &= 0,5 \cdot \frac{20,168_{\parallel}^2}{2} \cdot 0,546 \cdot \frac{110000}{110000 - 609,44} \\ &\cdot \frac{485 + 273,15}{319,191 + 273,15} = \mathbf{71,716 Pa} \end{aligned}$$

12.1.3 ZTRÁTA VÝSTUPEM Z TRUBEK

Vypočet analogický k výpočtu ztráty vstupem, nicméně $\xi = 1$.

$$\begin{aligned}\Delta p_3 &= 1 \cdot \frac{\bar{w}_{\parallel}^2}{2} \cdot \bar{\rho} \cdot \frac{\bar{p}}{p_2} \cdot \frac{T_2}{T} & (12.8) \\ &= 1 \cdot \frac{20,168_{\parallel}^2}{2} \cdot 0,546 \cdot \frac{110000}{110000 - 71,615} \\ &\quad \cdot \frac{485 + 273,15}{319,191 + 273,15} = \mathbf{142,736 Pa}\end{aligned}$$

12.1.4 CELKOVÁ TLAKOVÁ ZTRÁTA V TRUBKÁCH

Výsledná celková ztráta spalin v trubkách je součtem všech tlakových ztrát spočtených výše a vynásobíme ji koeficientem 1,2, který představuje 20 % rezervu pro ostatní případné ztráty.

$$\begin{aligned}\Delta p_{spl} &= 1,2 \cdot (\Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3) & (12.9) \\ &= 1,2 \cdot (604,465 + 71,716 + 142,736) \\ &= \mathbf{982,70 Pa}\end{aligned}$$

12.2 ZTRÁTY V MEZITRUBKOVÉM PROSTORU

12.2.1 ZTRÁTA PROUDĚNÍM NAPŘÍČ SVAZKEM

Tato ztráta se vypočte dle vztahu:

$$\begin{aligned}\Delta p_4 &= \xi \cdot n_k \cdot n_{\ddot{x}} \cdot \frac{w_{\perp}^2}{2} \cdot \bar{\rho} \cdot Re^{-0,16} & (12.10) \\ &= 0,424 \cdot 5 \cdot 31 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 3,968 \cdot 12905,75^{-0,16} \\ &= \mathbf{641,770 Pa}\end{aligned}$$

Kde ztrátový součinitel spočteme ze vztahu:

$$\begin{aligned}\xi &= Re^{-0,16} \cdot \left(1 + \frac{0,47}{(\alpha^{-1})^{1,08}}\right) & (12.11) \\ &= 12905,75^{-0,16} \cdot \left(1 + \frac{0,47}{(1,880^{-1})^{1,08}}\right) = \mathbf{0,424}\end{aligned}$$

Hustota je spočtena následovně:

$$\begin{aligned}\rho_{VV} &= \frac{O_{VS,min} \cdot \rho_{VS} + (\kappa_V - 1) \cdot O_{VS,min} \cdot \rho_{H2O}}{O_{VV,min}} & (12.12) \\ &= \frac{9,528 \cdot 1,293 + (1,016 - 1) \cdot 9,528 \cdot 0,8058}{9,6801} \\ &= \mathbf{1,285 kg/Nm^3}\end{aligned}$$

Přepočet hustoty na tlak (709 300 Pa):

$$\bar{\rho} = \rho_{sv} \cdot \frac{273}{t + 273} \cdot \frac{p}{0,101325} = 1,285 \cdot \frac{273}{346 + 273} \cdot \frac{0,709300}{0,101325} = \mathbf{3,968 \text{ kg/m}^3} \quad (12.13)$$

Koeficient a (průměrná střední poměrná příčná rozteč svazku) se vypočte takto:

$$a = \frac{((M\ddot{u}stek\ prvni + D_{trubky})/D_{trubky}) + ((M\ddot{u}stek\ posledni + D_{trubky})/D_{trubky})}{2} = \frac{\frac{27,5}{20} + \frac{47,704}{20}}{2} = \mathbf{1,880} \quad (12.14)$$

12.2.2 ZTRÁTA OHYBEM VE VOLNÝCH PROSTORECH

Ztrátový součinitel $\xi_{oh} = 2,4$, vztah pro výpočet tlakové ztráty pro n ohybů o 180° vypadá tedy takto:

$$\Delta p_5 = n \cdot \xi_{oh} \cdot \frac{w_{\perp}^2}{2} \cdot \bar{\rho} = 5 \cdot 2,4 \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 3,968 = \mathbf{532,415 \text{ Pa}} \quad (12.15)$$

12.2.3 CELKOVÁ ZTRÁTA V MEZITRUBKOVÉM PROSTORU

Pro ztrátu proudění vzduchu vně trubek použijeme opět rezervu 20 % na ztráty, které nebyly uvažovány v našem výpočtu. Celková ztráta se potom spočítá následovně:

$$\Delta p_{vzd} = 1,2 \cdot (\Delta p_4 + \Delta p_5) = 1,2 \cdot (641,770 + 532,415) = \mathbf{1\ 409,022 \text{ Pa}} \quad (12.16)$$

12.3 CELKOVÁ ZTRÁTA VÝMĚNÍKU

Ztráta celková nesmí přesáhnout hodnotu 13 kPa, pokud by se tak stalo, dané řešení by nebylo vhodné a museli bychom měnit některý z volených parametrů. Celkovou ztrátu výměníku dostaneme jako součet ztrát pro vzduch a pro spaliny.

$$\sum \Delta p = \Delta p_{spl} + \Delta p_{vzd} = 982,70 + 1\ 409,022 = \mathbf{2\ 391,17 \text{ Pa} < 13\ 000 \text{ Pa}} \quad (12.17)$$

Celková tlaková ztráta je menší než dovolená maximální, tudíž tento návrh z pohledu ztrát vyhovuje.

13 OPTIMALIZACE NÁVRHU

V jakémkoli návrhu výměníku je třeba nějakým způsobem optimalizovat řešení, každý návrh má totiž spoustu různých řešení. Tato kapitola bude rozdělena do tří částí, přičemž v každé z částí bude měněn pouze jeden z parametrů oproti referenčnímu návrhu, jehož postup je v této práci popsán. Pokusíme se docílit co možná nejlepších parametrů výměníku při dodržení zadání, zejména je nutné dávat pozor na dodržení maximální možné tlakové ztráty. Porovnávacím kritériem bude hmotnost výměníku.

Výsledkem optimalizace bude jedna konkrétní volba geometrie a následně sestavný výkres výměníku o této geometrii.

13.1 ZMĚNA VOLENÉ TEPLoty

První částí optimalizace bude změna volené teploty ohřátí vzduchu a vliv na účinnost ideálního cyklu. Dále bude vyjádřena úspora na palivu díky potřebě menšího množství dodaného tepla ve spalovací komoře.

	Účinnost regenerátoru [%]	Termická účinnost oběhu s regenerací [%]	Termická účinnost oběhu bez regenerace [%]
Varianta 1 (440 °C)	78,873	65,3	54,08
Varianta 2 (420 °C)	69,484	65,3	54,08
Varianta 3 (400 °C)	60,094	65,3	54,08
Varianta 4 (380 °C)	50,704	65,3	54,08
Varianta 5 (360 °C)	41,315	65,3	54,08
Varianta 6 (340 °C)	31,925	65,3	54,08

Tabulka 3 Porovnání variant na základě volené teploty

Vzorce pro výpočet účinností jsou rovnice (3.4) a (3.5). Z tabulky lze vidět, že termická účinnost je stejná pro všechny teploty. Důvodem je to, že v našem případě máme zadanou teplotu před expanzí (1 200 °C), která určuje termickou účinnost, jak bylo popsáno v kapitole Braytonův cyklus s regenerací. V případě změny ohřátí vzduchu v regenerátoru, za předpokladu spalování za stejných podmínek (stejný součinitel přebytku vzduchu, složení paliva, ...), docílíme však změny spotřeby paliva. Teplo dodáváme v regenerátoru a ve spalovací komoře, čím více ho dodáme v regenerátoru, tím méně ho bude potřeba dodat ve spalovací komoře a tím méně paliva budeme potřebovat, nicméně množství tepla budeme muset dodat stejné. V následující tabulce je vidět, kolik tepla ušetříme ve spalovací komoře.

	Dodané teplo v regenerátoru [kJ]	Dodané teplo ve spalovací komoře [kJ]
Varianta 1 (440 °C)	2 324	11 205
Varianta 2 (420 °C)	2 056	11 473
Varianta 3 (400 °C)	1 729	11 800
Varianta 4 (380 °C)	1 373	12 156
Varianta 5 (360 °C)	1 073	12 456
Varianta 6 (340 °C)	873	12 656

Tabulka 4 Porovnání variant na základě dodaného tepla

Dodané teplo v regenerátoru znamená úsporu tepla ve spalovací komoře, tudíž v palivu. Výhřevnost paliva je 35 900 kJ/Nm³, z toho lze snadno zjistit úsporu paliva v m³.

	Úspora paliva [m ³]	Úspora paliva [Kč]
Varianta 1 (440 °C)	0,0647	1,941
Varianta 2 (420 °C)	0,0573	1,719
Varianta 3 (400 °C)	0,0482	1,446
Varianta 4 (380 °C)	0,0382	1,146
Varianta 5 (360 °C)	0,0299	0,897
Varianta 6 (340 °C)	0,0243	0,729

Tabulka 5 Úspory

Počítáno s cenou plynu 30 Kč za m³. Úspora se zdá být velmi malá, musíme si však uvědomit, že pro spotřebě plynu 0,35 m³/s bychom například ve variantě 2 ušetřili 2 166 Kč za hodinu, za den tedy 51 984 Kč a za měsíc provozu turbíny by úspora činila 1 611 459 Kč, což už je poměrně vysoká částka.

Z důvodu úspor se budeme rozhodovat pouze mezi variantou 1 a 2. Geometrie těchto dvou variant je velmi podobná, díky ne až tak velkému rozdílu požadované teploty.

	Vnitřní D pláště [mm]	Délka trubek [mm]	Počet trubek [ks]	Počet přepážek [ks]	Tlaková ztráta [kPa]	Porovnávací hmotnost [kg]
Varianta 1 (440 °C)	2 500	1,614	5 412	4,260	2,430	6 641
Varianta 2 (420 °C)	2 500	1,631	5 436	4,473	2,392	6 729

Tabulka 6 Geometrie výměníků

Dle zadání bylo počítáno tak, aby adiabatická spalovací teplota dosahovala 1 200 °C, tudíž u teploty ohřátí 440 °C byl potřeba vyšší přebytek vzduchu, který se projevil na výpočtech geometrie výměníku. Pro vzduch o teplotě 440 °C dostaneme větší průtok vzduchu i spalin, dále dostaneme menší počet trubek při stejném průměru pláště díky většímu potřebnému průtočnému průřezu pro vzduch. Hodnoty hustot, kinematických viskozit a další hodnoty se liší jen minimálně.

Z důvodu úspory, která je u varianty 1 největší, zde volím tuto variantu a výměník bude navržen na výkon **2 329 kW** s předpokládanou měsíční úsporou **1 819 571 Kč** za palivo.

13.2 ZMĚNA PRŮMĚRU PLÁŠTĚ

V této části budeme zkoumat vliv změny průměru pláště na změnu počtu trubek, z toho vyplývající změnu rychlosti spalin, dále změnu délky trubek a v neposlední řadě změnu tloušťky pláště. Dále budeme kontrolovat tlakovou ztrátu. Referenční varianta je varianta s vnitřním průměrem pláště 2 500 mm.

	Počet trubek [ks]	Rychlost spalin [m/s]	Délka trubek [m]	Tloušťka pláště [mm]	Tlaková ztráta [kPa]
Vnitřní D pláště 3 400 mm	11 338	9,669	1,534	8,241	4,333
Vnitřní D pláště 3 000 mm	8 525	12,860	1,511	7,271	2,570
Vnitřní D pláště 2 500 mm	5 436	20,168	1,631	6,059	2,392
Vnitřní D pláště 2 300 mm	4 355	25,170	1,650	5,575	2,843
Vnitřní D pláště 2 000 mm	2 498	43,888	1,947	4,847	6,514
Vnitřní D pláště 1 700 mm	1 573	69,699	2,370	4,120	17,204

Tabulka 7 Změna parametrů na základě změny průměru pláště

Tloušťka pláště počítána ze vzorce:

$$S_{r,D=2500} = \frac{(p_{vzd} - p_{atm}) \cdot D_{pláště}}{2 \cdot (\sigma_D) \cdot f - (p_{vzd} - p_{atm})} \quad (13.1)$$

$$= \frac{(0,7093 - 0,1) \cdot 2500}{2 \cdot (180) \cdot 0,7 - (0,7093 - 0,1)} = 6,059 \text{ mm}$$

Koeficient f je koeficient svařitelnosti, nicméně k výsledné hodnotě bude při konstrukci výměníku přičten přírůstek na korozi a výrobní tolerance, tento přírůstek bude i z důvodu bezpečnosti 2 mm. Dále by zde bylo potřeba přepočítat σ_D dle nejvyšší teploty uvnitř výměníku, nicméně pro potřeby tohoto porovnání to bude v tomto případě zanedbáno, u vybrané optimalizované geometrie toto bude zahrnuto.

Při optimalizaci změny průměru pláště je potřeba brát ohled i na tlakovou ztrátu, kterou u průměru pláště 2 000 mm dodržíme jen velmi těsně, nicméně u průměru pláště 1 700 mm již tlakovou ztrátu nedodržíme. Zejména díky malému počtu trubek a obrovské rychlosti spalin v trubkách. Z tohoto důvodu nelze zvolit variantu s průměrem pláště 1 700 mm.

Porovnávacím kritériem je hmotnost výměníku při dodržení tlakových ztrát, čili se dá předpokládat, že výměník s nejmenším průměrem pláště bude pravděpodobně díky nejmenšímu množství trubek, nejmenšímu průměru přepážek a nejtenčí stěně nevhodnější variantou. Neoptimalnější variantou z hlediska hmotnosti výměníku je tedy výměník s vnitřním průměrem pláště 2 000 mm neboli 2 m. Rychlost spalin v trubkách u tohoto výměníku však nabývá hodnoty 33,738 m/s, což překračuje hodnoty uváděné jako doporučené pro proudění plynných médií v trubkách. Tlaková ztráta u tohoto průměru pláště je 5,033 kPa, splňujeme maximální možnou tlakovou ztrátu výměníku.

Naším porovnávacím kritériem je však hmotnost výměníku za dodržení daných tlakových ztrát, tudíž volím variantu s vnitřním průměrem pláště **2 000 mm**.

13.3 ZMĚNA RYCHLOSTI VZDUCHU

V poslední části optimalizace budeme měnit volenou rychlost vzduchu a vyšetřovat vliv na počet přepážek a délku trubek. Referenční varianta je 5 m/s.

	Počet přepážek [ks]	Délka trubek [m]	Porovnávací hmotnost [kg]	Tlaková ztráta [kPa]
Rychlost vzduchu 4 m/s	3,550	1,647	6 374	1,890
Rychlost vzduchu 5 m/s	4,473	1,631	6 729	2,392
Rychlost vzduchu 6 m/s	5,162	1,549	6 662	3,344
Rychlost vzduchu 7 m/s	5,971	1,523	6 815	4,559
Rychlost vzduchu 8 m/s	6,778	1,502	7 003	5,909
Rychlost vzduchu 9 m/s	7,587	1,488	7 169	7,834

Tabulka 8 Změna parametrů na základě změny rychlosti vzduchu

Hmotnost byla počítána bez obou vík výměníku, která by na výsledný rozdíl neměla vliv, protože průměr pláště je u všech variant stejný tím pádem i víka budou stejná. Dále jsou u této porovnávací

hmotnosti zanedbány trubkovnice. Hmotnost je tedy pouze součet hmotností pláště, trubek, diskových a prstencových přepážek. Počítáno s hustotou oceli $7\,850\text{ kg/m}^3$.

Z výše uvedené tabulky je vidět, že čím větší rychlost vzduchu, tím větší hmotnost. Jednou výjimkou je menší hmotnost u rychlosti 6 m/s než u 5 m/s, což je způsobeno především menší délkou trubek, a ne tak velkým rozdílem v počtu trubek (5 m/s – 5436 ks, 6 m/s – 5503 ks). Tloušťka přepážek je zvolena na 5 mm. Přepážky jsou zaokrouhlovány na nejbližší celé číslo.

Tlakové ztráty při změně rychlosti od 4 m/s do 9 m/s při průměru pláště z referenční varianty 2 500 mm vyhovují u všech rychlostí, ačkoli s rychlostmi rostou. Největší dosažená tlaková ztráta byla zjištěna u rychlosti 9 m/s a to konkrétně 7,834 kPa, nejmenší potom u rychlosti vzduchu 4 m/s, kde tlaková ztráta dosahuje 1,890 kPa.

Dle porovnávacího kritéria co nejmenší hmotnosti se zde jeví neoptimálnější variantou rychlost vzduchu 4 m/s. Volím tedy rychlost vzduchu **4 m/s**.

13.4 VYHODNOCENÍ OPTIMALIZACE

Optimalizace byla provedena změnou tří různých parametrů, přičemž měněn byl pouze jeden parametr referenční varianty. Porovnávacím kritériem pro výslednou volbu výměníku je hmotnost výměníku. Výsledný výběr geometrie výměníku bude založen na porovnání variant z optimalizace.

První částí optimalizace byla volba teploty ohřátí vzduchu ve výměníku a s tím související výkon navrhovaného výměníku. Zde byla vybrána teplota 440 °C a výkon výměníku 2 329 kW.

Další částí byla změna průměru pláště, kde byla zvolena varianta s průměrem pláště 2 000 mm.

Poslední část se zabývala změnou rychlosti vzduchu v mezitrubkovém prostoru, kde vybraná varianta byla rychlost vzduchu 4 m/s.

Výběr volby geometrie proto zúžíme na tyto tři varianty. Porovnávacím kritériem je hmotnost výměníku, tudíž budeme porovnávat hmotnost těchto dvou variant a tu z nich, která bude dosahovat nižší hmotnosti, vybereme jako konečnou variantu.

	Porovnávací hmotnost [kg]
Ohřátí vzduchu 440 °C	6 641
Vnitřní D pláště 2 000 mm	4 463
Rychlost vzduchu 4 m/s	6 374

Tabulka 9 Porovnání hmotnosti

V uvedené tabulce vidíme porovnávací hmotnosti výměníku, tyto porovnávací hmotnosti jsou počítány stejným způsobem jako u optimalizace při změně rychlosti vzduchu. Je patrné, že výsledný hmotnostní rozdíl je poměrně velký a je tedy celkem jasné, že z hlediska hmotnosti je optimálnější variantou, varianta s vnitřním průměrem pláště 2 000 mm. Výslednou volbou optimalizace je tedy tento výměník.

13.4.1 Geometrie výsledného výměníku

Výkon výměníku [kW]	2 262
Vnitřní průměr pláště [m]	2 000
Tloušťka stěny pláště [m]	0,010
Výhřevná délka trubek [m]	2
Celková délka trubek [m]	2,125
Rozměry trubek [m]	0,02x0,017
Počet přepážek [ks]	5

Počet trubek [ks]	3 249
Tlaková ztráta v trubkách [kPa]	3,217
Tlaková ztráta v mezi trubkovém prostoru [kPa]	1,798
Rychlost spalin v trubkách [m/s]	33,738
Rychlost vzduchu v mezi trubkovém prostoru [m/s]	6,7

Tabulka 10 Geometrie výměníku

Jak lze v tabulce s geometrií vidět díky zaokrouhlení přepážek musela být upravena rychlost vzduchu v mezitrubkovém prostoru, a díky tomu byl změněn trubkový plán a také se změnila tlaková ztráta a délka trubek. Počet přepážek bude zaokrouhlen na liché číslo z důvodu výsledného umístění výstupu vzduchu a spalin, abychom docílili výstupu vzduchu po obvodu pláště, je nutné končit i začínat přepážkou prstencovou.

Tloušťka pláště byla přepočítána dle maximální teploty ve výměníku, a to sice 485 °C. σ_D vynásobíme koeficientem 0,5 (zaokrouhleno na stranu bezpečnosti), výsledná tloušťka stěny vyjde 9,7 mm. Z důvodu bezpečnosti poté zaokrouhlíme na nejbližší celé vyšší číslo, což je 10 mm.

Postupně byly měněny parametry rychlosti vzduchu a s tím spojená změna geometrie celého návrhu díky změně potřebného průřezu pro vzduch. Pokud bychom zaokrouhlily přepážky na 3, čili dolů, dávalo by to vzhledem k požadavku na co nejmenší hmotnost největší smysl, nicméně museli bychom snižovat rychlost a z toho by vycházely s tím spojené následky. V této variantě úpravy rychlosti jsem při dosažení tří přepážek zaznamenal nárůst tlakové ztráty až za hranici ztráty dovolené (14,356 kPa, rychlost spalin vyšla 45,8 m/s), tudíž byla zvolena varianta opačná. Rychlost byla tedy posunuta z 5 m/s na 6,7, abychom dosáhli nejbližšího licheho počtu přepážek. Dalším důsledkem je prodloužení trubek o rozteč mezi přepážkami abychom měli stejnou rychlost i v posledním obratu, před odvodem vzduchu z výměníku, s tím je dále spojený nárůst výkonu procentuálně o stejnou hodnotu, tedy o nějakých 20 %. Výsledný výkon se tedy blíží k výkonu u varianty s teplotou ohřátí vzduchu na 440 °C. Velmi pravděpodobně budeme tedy dosahovat teploty ohřátí vzduchu na teplotu okolo 430 °C.

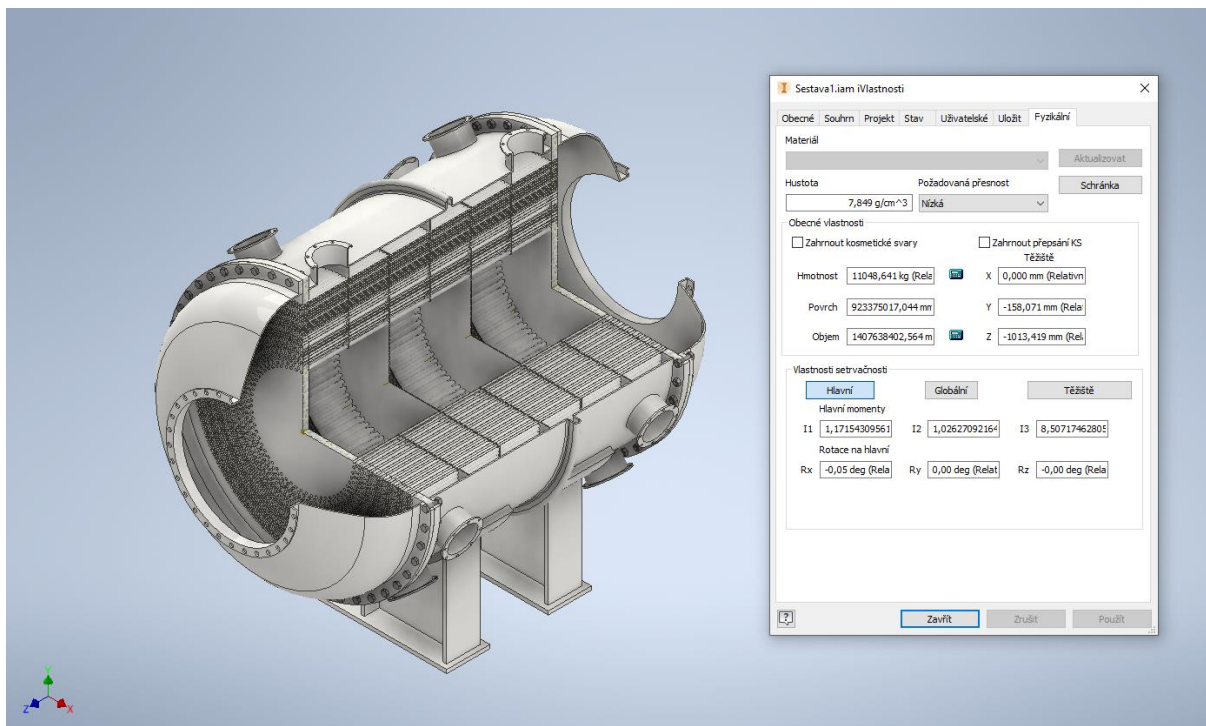
Rychlost vzduchu byla tedy změněna na 6,7 m/s, délka trubek na 2 125 mm (výchřevná plocha 2 000 mm, přepážky 5x5 mm, trubkovnice 2x50 mm) a tlaková ztráta nabývá hodnoty 5,645 kPa, což vyhovuje daným návrhovým podmínkám.

Geometrie vybraného výměníku je uvedena v tabulce výše, a pro tuto geometrii je v příloze k této práci zhotoven sestavný výkres a přiložen je také trubkový plán této varianty. Příruby pro přítok i odtok vzduchu do výměníku budou zkonstruovány tak, aby se zachovala rychlost vzduchu 6,7 m/s. K průměru pláště byl přidán přídavek 3 mm z důvodu bezpečnosti, svařitelnosti a korozní odolnosti daného pláště.

13.4.1.1 ÚSPORA NA PALIVU A PŘIBLIŽNÁ CENA VYBRANÉHO VÝMĚNÍKU

Zde bude vyjádřena úspora v nákladech na palivo a přibližná cena navrženého výměníku.

Cenu výměníku bychom mohli odhadnout z hmotnosti a to tak, že budeme počítat cenu oceli 250 Kč/kg a vynásobíme jí hmotností výměníku. Na Obr. 24 můžeme vidět výslednou hmotnost vybraného výměníku, která činí 11 049 kg. Náklady na materiál by tedy byly **2 762 250 Kč**.



Obr. 24 Výstřížek z programu Inventor – fyzikální vlastnosti modelu

Roční úspory na nákladech za palivo si dokážeme vyjádřit celkem přesně. Postup bude takový, že z optimalizace teploty ohřátí vzduchu známe úsporu v m^3 , dále známe spotřebu plynu a roční provozní hodiny turbíny odhadneme na 7 000 hodin. Bude se tedy jednat například o turbínu, která pohání dmychadlo tranzitní plynové soustavy. Úspora v nákladech na palivo za rok nám tedy vyjde **15 162 000 Kč**.

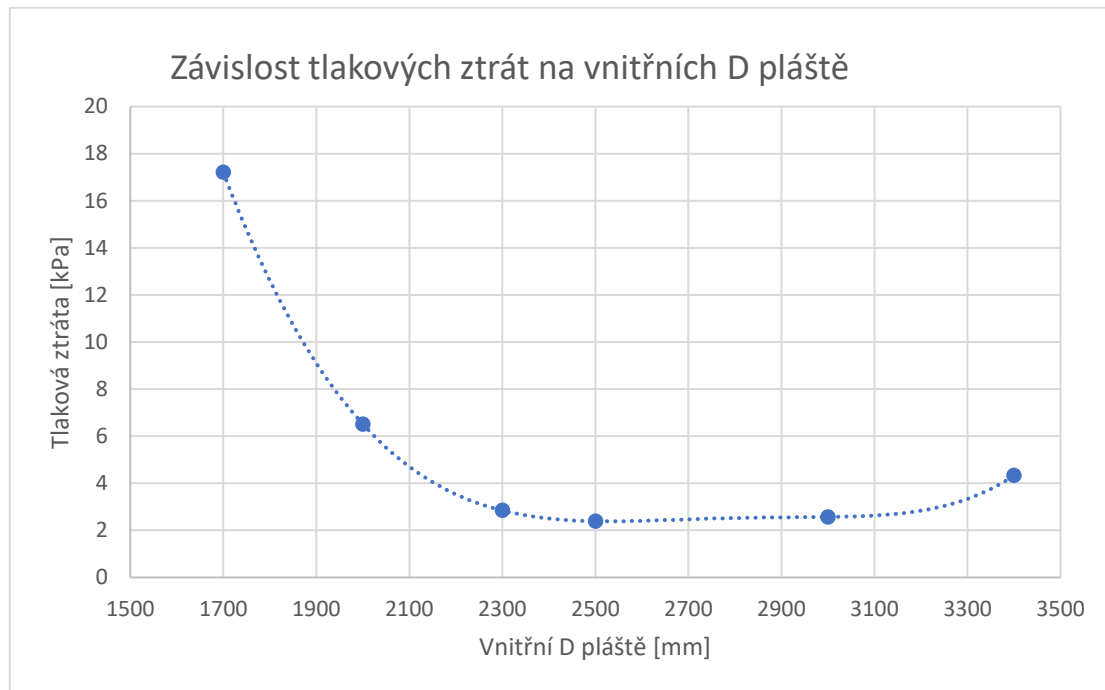
Je třeba si uvědomit, že cena výměníku byla pouze odhadnuta na základě hmotnosti a jednotkové ceny materiálu, reálná cena by se mohla v současných tržních podmínkách výrazně lišit. Dále počítáme s ohřátím vzduchu na $420\text{ }^\circ\text{C}$ a ohřátí díky změnám popsaným u geometrie výsledného výměníku bude vyšší. Nicméně i tak je úspora oproti ceně téměř šestinásobná. V takovémto případě by tedy s největší pravděpodobností aplikace takového výměníku k dané plynové turbíně vyplatila a dávala zákazníkovi smysl z důvodu uspoření nemalých peněz na provozních nákladech.

14 ZÁVĚR

Cílem této práce byl návrh různých variant tepleného výměníku pro plynovou turbínu. Nejprve byl proveden návrh pro referenční variantu, jejíž postup je popsán v této práci, dále byly stejným postupem vypočteny varianty s různými volenými parametry. Poslední částí této práce byla optimalizace, tudíž porovnání spočtených variant a následný výběr nejvhodnější varianty z hlediska hmotnosti. Geometrie finální varianty je uvedena v tabulce 9.

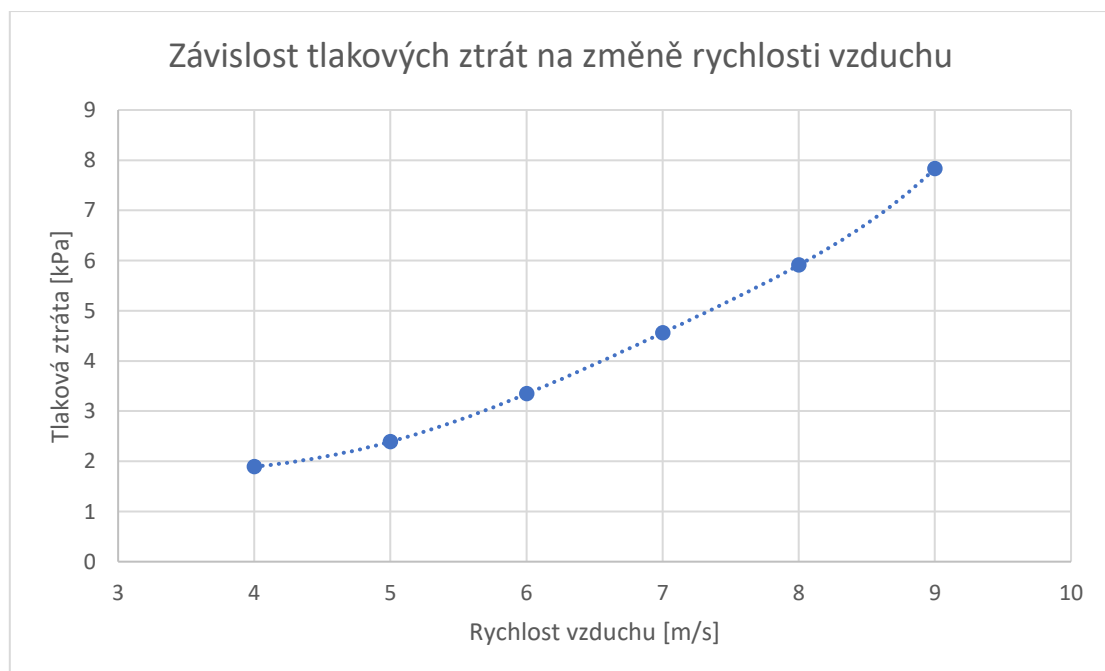
Pokud bychom se podívali na úsporu za palivo při využití výměníku, jedná se zde o poměrně výraznou uspořenou částku na provozních nákladech, tudíž bych aplikaci takového výměníku pro tuto konkrétní turbínu doporučil. Nicméně zde by při případném reálném zájmu o podobný výměník bylo nezbytné provést výpočet diskontované návratnosti investice do výměníku a na základě spočtených výsledků rozhodnout, zda se aplikace dlouhodobě vyplatí či ne.

Dále si lze při optimalizaci všimnout určitých závislostí při návrhu takového výměníku. Například závislosti tlakových ztrát, která vypadá následovně:



Graf 2 Závislost tlakových ztrát na vnitřním D pláště

Z grafu je patrné, že tlakové ztráty se zvětšením průměru pláště klesají, nicméně od určitého průměru se ztráta opět zvětšuje. Čím větší plášť, tím více trubek, tudíž tlaková ztráta uvnitř trubek roste, ale zároveň se zvětšuje počet překřížení a zmenšuje se velikost trubek, začíná nám tedy výrazně růst ztráta v mezitrubkovém prostoru.



Graf 3 Závislost tlakových ztrát na změně rychlosti vzduchu

Další graf vyjadřuje závislost tlakových ztrát na rychlosti vzduchu, zde tlakové ztráty rostou téměř lineárně v závislosti na zvyšování rychlosti.

Z výsledné geometrie je patrné, že při použití jednoho výměníku vychází výměník velkých rozměrů, včetně přípojovacích potrubí s velkým průměrem. Obvykle se používají dva paralelně řazené výměníky. Ty jsou pak rozměrově menší. I přípojovací potrubí je menšího průměru, od turbíny se vedou dvě potrubní větve samostatně k výměníkům, za výměníky potrubí spojuje do jednoho komína. Řešení se volí podle konkrétního místa instalace u zákazníka. Nicméně zadáním této práce je vybrat variantu s nejmenší hmotností s dodržением tlakových ztrát, což bylo provedeno.

V praxi o použití regeneračního výměníku rozhoduje zpravidla hlavně typ provozování turbíny. Pokud se například používá plynová turbína jako špičkový zdroj energie desítky hodin ročně, úspora provozních nákladů nevyváží instalaci regeneračních výměníků. Pokud je turbína v provozu dlouhodobě, úspora provozních nákladů je významná a využití tepla spalin dává ekonomický smysl.

15 BIBLIOGRAFIE

- (1) Testo. *Ovlivňující faktory a parametry měření plynových turbín a jejich význam pro optimalizaci efektivity a emisí.* [online]. 2018 [cit. 2022]. Dostupné z: <https://static-int.testo.com/media/9b/2f/f82793a62fad/Whitepaper-testo-350-plynove-turbiny-CZ.pdf>
- (2) BOBČÍK, Marek. *Ideální oběhy plynových turbín* [online]. Brno, 2011 [cit. 2022-10-21]. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/7000/final-thesis.pdf?sequence=1&isAllowed=y>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. JOSEF ŠTĚTINA, Ph.D.
- (3) VÍTEK, Tomáš. *NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA* [online]. Brno, 2017 [cit. 2022-12-05]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=149001. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Michal Špiláček.
- (4) DOC. ING. DLOUHÝ, Tomáš, CSc. *Výměníky tepla a kotle: přednáška 1-2* [online]. Praha, 2021 [cit. 2022-12-05]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/VTK-pr1-2.pdf>. Přednáška. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní.
- (5) Tepelné výměníky s extrémní velkou teplosměnnou plochou na co nejmenším objemu. In: *Rekuperace Čermák* [online]. Praha: Rekuperace Čermák, 2021 [cit. 2023-01-01]. Dostupné z: <http://www.rekuperace-cermak.cz/princip-vymeniku/>
- (6) DOC. ING. DLOUHÝ, Tomáš, CSc. *Výpočet sdílení tepla při návrhu výměníku: přednáška 3* [online]. Praha, 2021 [cit. 2023-01-01]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/VTK-pr3.pdf>. Přednáška. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní.
- (7) ING. POKORNÝ, Marek. *Vedení tepla: Teorie požáru* [online]. Praha, 2006 [cit. 2022-12-10]. Dostupné z: http://people.fsv.cvut.cz/www/wald/Pozarni_odolnost/e-text/specialiste/1/1-2_Vedeni_tepla.pdf. Přednáška. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta stavební.
- (8) ZEMACH, Vít. *TEPELNĚ-HYDRAULICKÝ VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA* [online]. Brno, 2019 [cit. 2022-12-12]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=193685&fbclid=IwAR0iYQzeWpV1m-dsSMQ9qtTCpl2QXs2ohUtZ6vcZp8H2ttvTqqVSZPLHFEXE. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Pavel Milčák.
- (9) ÚNAR, Jan. *TEPELNĚ HYDRAULICKÝ NÁVRH VÝMĚNÍKU PRO ZKUŠEBNÍ ZAŘÍZENÍ* [online]. Brno, 2019 [cit. 2022-12-06]. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=192943. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Petr Kracík, Ph.D.
- (10) VOBR, David. *Simulační model rezidenčního plynového kotle* [online]. Praha, 2016 [cit. 2023-12-13]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/64624/F3-BP-2016-Vobr->

David-BP_Vobr_2015.pdf. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Jiří Dostál.

- (11) BUDÍN, Jan. Zemní plyn - těžba, vlastnosti a rozdělení. In: *Oenergetice* [online]. Třebíč: OM Solutions s.r.o., 2015 [cit. 2023-12-15]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/plynarenstvi/zemni-plyn-tezba-vlastnosti-a-rozdeleni>
- (12) Distributoři plynu. In: *Kurzycz* [online]. Praha: Kurzy.cz, spol. s r.o., 2021 [cit. 2022-12-17]. Dostupné z: <https://www.kurzy.cz/plyn/distributori>
- (13) ING. DLOUHÝ, Tomáš, CSc. *VÝPOČTY KOTLŮ A SPALINOVÝCH VÝMĚNÍKŮ*. Praha, 1999. Skriptum. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní.
- (14) KIND, Matthias. *VDI-wärmeatlas*. 2nd. Springer Verlag Berlin: Springer Vieweg, 2010. ISBN 9783540778769.

16 SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 Plynová turbína, citováno z (1)	6
Obr. 2 Schéma Braytonova oběhu, otevřený a uzavřený cyklus, citováno z (2)	6
Obr. 3 p-v a T-s diagram ideálního Braytonova tepelného oběhu, citováno z (2)	7
Obr. 4 T-s diagram skutečný Braytonův oběh	8
Obr. 5 Schéma Braytonova oběhu s regenerací, citováno z (2)	9
Obr. 6 T-s diagram ideálního Braytonova oběhu s regenerací, citováno z (2)	9
Obr. 7 Diagram účinnosti Braytonova oběhu s regenerací, citováno z (2)	10
Obr. 8 Rekuperační výměník, citováno z (5)	11
Obr. 9 Regenerační výměník, citováno z (4)	12
Obr. 10 Směšovací výměník, citováno z (4)	12
Obr. 11 Vzájemné proudění médií, citováno z (4)	13
Obr. 12 Schéma trubkového výměníku, citováno z (8)	15
Obr. 13 Trubkový výměník s rovnými trubkami, citováno z (9)	15
Obr. 14 Trubkový výměník s přepážkami, a) segmentové b) koncentrické, citováno z (4)	16
Obr. 15 Článekový trubkový výměník, citováno z (9)	16
Obr. 16 Trubkový výměník s U-trubkami, citováno z (8)	17
Obr. 17 Ukázka trubkového výměníku z praxe	18
Obr. 18 Výstřižek z programu Microsoft Excel	25
Obr. 19 Skica ploch	26
Obr. 20 Skica zmenšení průměru kružnic	27
Obr. 21 Výstřižek z programu Microsoft Excel	28
Obr. 22 Výstřižek z programu Microsoft Excel	29
Obr. 23 Náčrt průběhů teplot	29
Obr. 24 Výstřižek z programu Inventor – fyzikální vlastnosti modelu	43

17 SEZNAM TABULEK

Tabulka 1 Výsledky stechiometrických výpočtů	21
Tabulka 2 I-T tabulka	22
Tabulka 3 Porovnání variant na základě volené teploty	38
Tabulka 4 Porovnání variant na základě dodaného tepla	38
Tabulka 5 Úspory	38
Tabulka 6 Geometrie výměníků	39
Tabulka 7 Změna parametrů na základě změny průměru pláště	39
Tabulka 8 Změna parametrů na základě změny rychlosti vzduchu	40
Tabulka 9 Porovnání hmotnosti	41
Tabulka 10 Geometrie výměníku	42

18 SEZNAM GRAFŮ

Graf 1 I-T diagram spalin	23
Graf 2 Závislost tlakových ztrát na vnitřním D pláště	44
Graf 3 Závislost tlakových ztrát na změně rychlosti vzduchu	44

19 SEZNAM PŘÍLOH

1	Sestavný výkres vybrané varianty tepelného výměníku
2	Trubkový plán referenční varianty
3	Trubkový plán vybraného výměníku