



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH KOGENERAČNÍ JEDNOTKY S VÝKONEM 200 KWE S DODÁVKOU TEPLA PRO SUŠÁRNU

COGENERATION UNIT WITH OUTPUT 200 KWE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

BC. JAN TUČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

ING. MARTIN LISÝ, PH.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Tuček

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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 kogenerační jednotky s výkonem 200 kWe s dodávkou tepla pro sušárnu

v anglickém jazyce:

Cogeneration unit with output 200 kWe

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrh kogenerační jednotky s expanzní turbínou pro dodávku tepla pro sušárnu a pro výrobu elektrické energie s výkonem 200 kWe.

Cíle diplomové práce:

Návrh tepelného schématu kogenerační jednotky s expanzní horkovzdušnou turbínou.

Provedení bilančního výpočtu oběhu

Bilanční výpočet rekuperace tepla

Optimalizace oběhu s cílem maximálizace účinnosti oběhu

Seznam odborné literatury:

Dvorský E., Hejtmánková P.: Kombinovaná výroba elektrické energie a tepelné energie, BEN-technická literatura, Praha 2005,

Jandačka J., Mikulík M.: Technologie pre zvyšovanie energetického potenciálu biomasy, ERDF 2007

Budaj F.: Parní kotle, podklady pro tepelný výpočet, skriptum VUT v Brně

Vedoucí diplomové práce: Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 18.12.2013

L.S.

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

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

V diplomové práci „Návrh kogenerační jednotky s výkonem 200 kWe s dodávkou tepla pro sušárnu“ jsou v první části popsány vlastnosti, sušení a následné spalování biomasy. Další část se zabývá popisem kombinované výroby elektrické a tepelné energie a plynovými turbínami. V Poslední části diplomové práce je věnována navržení tepelných oběhu a jejich bilančnímu výpočtu s cílem dosažení maximální účinností.

Klíčová slova

Biomasa, sušení biomasy, kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie, plynová turbína, kogenerační jednotka

Abstract

In this diploma thesis "Cogeneration unit with output 200 kWe" the first part describes the properties, drying and combustion of biomass. The next section deals with the description of the combined production of electricity and thermal energy and gas turbines. In the last part of the diploma thesis is devoted to the design and calculations of thermal cycle in order to achieve maximum efficiency.

Keywords

Biomass, biomass drying, combined production of electricity and heat, gas turbine, cogeneration unit

Bibliografická citace mé práce:

TUČEK, J. *Návrh kogenerační jednotky s výkonem 200 kWe s dodávkou tepla pro sušárnu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 66 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma Návrh kogenerační jednotky s výkonem 200 kWe s dodávkou tepla pro sušárnu vypracoval samostatně, pouze za odborného vedení Ing. Martina Lisého, Ph.D a veškeré zdroje, ze kterých jsem čerpal, jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V Brně dne 27. Května 2014

Podpis

Poděkování

Chtěl bych tímto poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu Ing. Martinu Lisému, Ph.D. za cenné rady a připomínky, které byly využity při vypracování této diplomové práce. Rovněž děkuji za trpělivost a čas, který mě věnoval.

Obsah

1	Úvod.....	- 11 -
2	Biomasa.....	- 12 -
2.1	Rozdělení biomasy	- 12 -
2.2	Vlastnosti biomasy	- 13 -
2.3	Dřevní štěpka	- 14 -
2.3.1	Skladování dřevní štěpky	- 14 -
2.4	Sušení biomasy	- 14 -
2.4.1	Sušící médium	- 14 -
2.4.2	Teplota sušícího média	- 15 -
2.4.3	Rychlost proudění sušícího média.....	- 15 -
2.4.4	Relativní vlhkost sušícího média.....	- 15 -
2.4.5	Doba sušení	- 15 -
2.5	Spalování biomasy.....	- 16 -
3	Kombinovaná výroba elektrické energie a tepla	- 16 -
3.1	Kogenerační systémy.....	- 17 -
3.2	Zařízení kogenerační jednotky	- 17 -
4	Plynové turbíny	- 18 -
4.1	Otevřený Braytonův cyklus	- 18 -
4.2	Otevřený Braytonův cyklus s regenerací	- 19 -
4.3	Uzavřený Braytonův oběh	- 19 -
5	Návrh tepelného schématu s rekuperací tepla – varianta 1	- 20 -
5.1	Návrh tepelného oběhu	- 20 -
5.1.1	Stechiometrický výpočet	- 21 -
5.1.2	Výpočet teploty nechlazeného plamene	- 28 -
5.1.3	Tepelná bilance rekuperačního výměníku.....	- 30 -
5.1.4	Tepelná bilance výměníku spaliny – vzduch	- 30 -
5.1.5	Tepelná bilance přebytku vzduchu.....	- 32 -
5.1.6	Ochlazení směsi tepelným výměníkem - varianta A.....	- 33 -
5.1.7	Tepelná bilance sušičky štěpky - varianta A	- 34 -
5.1.8	Stanovení příkonu spalínového ventilátoru - varianta A.....	- 35 -
5.1.9	Stanovení účinností varianty A	- 35 -
5.1.10	Ochlazení směsi přiváděným proudem vzduchu - varianta B.....	- 37 -
5.1.11	Tepelná bilance sušičky štěpky- varianta B	- 38 -
5.1.12	Stanovení příkonu spalínového ventilátoru - varianta B	- 39 -
5.1.13	Stanovení příkonu vzduchového ventilátoru - varianta B	- 40 -
5.1.14	Stanovení účinností - varianty B	- 40 -
6	Návrh tepelného schématu bez rekuperace tepla – varianta 2.....	- 42 -
6.1	Návrh tepelného oběhu	- 42 -
6.1.1	Stechiometrický výpočet	- 43 -
6.1.2	Výpočet teploty nechlazeného plamene	- 45 -
6.1.3	Tepelná bilance výměníku spaliny – vzduch	- 46 -
6.1.4	Tepelná bilance přebytku vzduchu.....	- 48 -
6.1.5	Ochlazení směsi tepelným výměníkem.....	- 48 -
6.1.6	Tepelná bilance sušičky štěpky	- 49 -
6.1.7	Stanovení příkonu spalínového ventilátoru.....	- 50 -
6.1.8	Stanovení účinností	- 50 -
7	Návrh tepelného schématu bez rekuperace tepla – varianta 3.....	- 52 -
7.1	Návrh tepelného oběhu	- 52 -



7.1.1	Stechiometrický výpočet	- 53 -
7.1.2	Výpočet teploty nechlazeného plamene	- 55 -
7.1.3	Tepelná bilance výměníku spaliny – vzduch	- 56 -
7.1.4	Tepelná bilance přebytku vzduchu	- 58 -
7.1.5	Ochlazení směsi tepelným výměníkem	- 58 -
7.1.6	Tepelná bilance sušičky štěpky	- 59 -
7.1.7	Stanovení účinností	- 60 -
8	Závěr	- 62 -
9	Seznam symbolů	- 64 -
10	Seznam použité literatury	- 66 -



1 Úvod

V současné době vzrůstá potřeba elektrické energie a zároveň snaha omezit používání fosilních druhů paliv z důvodu zmenšování jejich zásob. Jsou stále větší tendence obracet se k výrobě elektrické energie z další obnovitelných zdrojů, jako je například sluneční energie, větrná energie a energie získávaná z biomasy.

Z těchto dalších zdrojů je však výroba elektrické energie ze sluneční a větrné energie omezena na okamžité povětrnostní podmínky v dané lokalitě, kde se nachází. Energie vzniklá spalováním biomasy závislá na těchto podmínkách není.

V příštích letech se dá proto předpokládat narůst podílu výroby elektrické a tepelné energie z biomasy.

V energetice je biomasa využívána z dřevních odpadů z lesního hospodářství, dřevařského průmyslu, zbytků rostlin ze zemědělské výroby, komunálního bioodpadu a zbytky živočišné výroby.

Při zpracování biopaliv je nevýhodou jejich značná vlhkost, která výrazně snižuje výhřevnost a zapříčiňuje vznik škodlivých emisí. Některé druhy biomasy se z těchto důvodů suší v různých typech sušících zařízení.

Je snaha biomasu využívat co nejefektivněji, a to jako kombinovanou výrobu tepelné a elektrické energie.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem oběhu kogenerační jednotky o elektrickém výkonu 200kWe s expanzní turbínou.

Oběh pro nalezení neoptimálnějšího řešení z hlediska účinnosti bude řešený v několika variantách. První varianta využívá zbytkového tepla rekuperací. Tato varianta bude řešena dvěma způsoby, v prvním dojde k ochlazování proudu směsi vzduchu a spalín vstupujícího do sušičky přísáváním vzduchu z okolí a v druhém případě ochlazením směsi v tepelném výměníku voda - směs. Druhá varianta tepelného oběhu navržena bez rekuperace tepla s ochlazením směsi před sušičkou štěpky využije tepelný výměník. Třetí varianta bude řešena podobně jako druhá varianta, kde pro porovnání účinností se použije turbosoustrojí s jinými parametry o stejném elektrickém výkonu.

2 Biomasa

Biomasa je materiál rostlinného nebo živočišného původu, který lze použít jako palivo pro energetické využití. Tento materiál pochází ze zbytků lesního hospodářství, zemědělské výroby, zpracování dřeva a stavebnictví či cíleně pěstovaných energetických rostlin [1].

Biomasa rostlinného původu vzniká složitými biochemickými procesy z oxidu uhličitého, vody, minerálních látek přijímaných kořeny z půdy a listy ze vzduchu. Základním procesem vzniku organických látek je fotosyntéza, při níž dochází k přeměně jednoduchých látek na složitější organické látky. Většina biomasy vzniká fotosyntézou ze vzdušného oxidu uhličitého [3].

2.1 Rozdělení biomasy

Biomasu dělíme dle různých kritérií nejčastěji podle původu hmoty na lesní, zemědělskou a zbytkovou biomasu. Dále se může dělit na suchou (větve, sláma, piliny, odpadní zrno, atd.), na mokrou (kejda, hnůj, zbytky sladu, atd.).

Pro energetické využití se v poslední době rozšiřuje cílené pěstování biomasy, hlavně energetických rostlin a rychle rostoucích dřevin.

Zemědělská biomasa [3]:

- cíleně pěstovaná
- biomasa obilovin, olejnin a přadných rostlin
- trvalé travní porosty
- rychle rostoucí dřeviny pěstované na zemědělské půdě
- rostlinné zbytky ze zemědělské prvovýroby a údržby krajiny

Lesní biomasa [3]:

- palivové dřevo
- zbytky z hospodaření

Zbytková biomasa [3]:

- papírenský průmysl
- potravinářský průmysl
- průmysl zpracování dřeva
- živočišný průmysl
- ostatní průmysl
- biologicky rozložitelný odpad
- lihovarnické výpalky

2.2 Vlastnosti biomasy

Pro praktické využití biomasy v energetice ji lze hodnotit podle stejných kritérií jako běžná tuhá paliva. Mezi hodnotící kritéria patří:

- výhřevnost
- obsah vody
- obsah prvků
- obsah popelovin

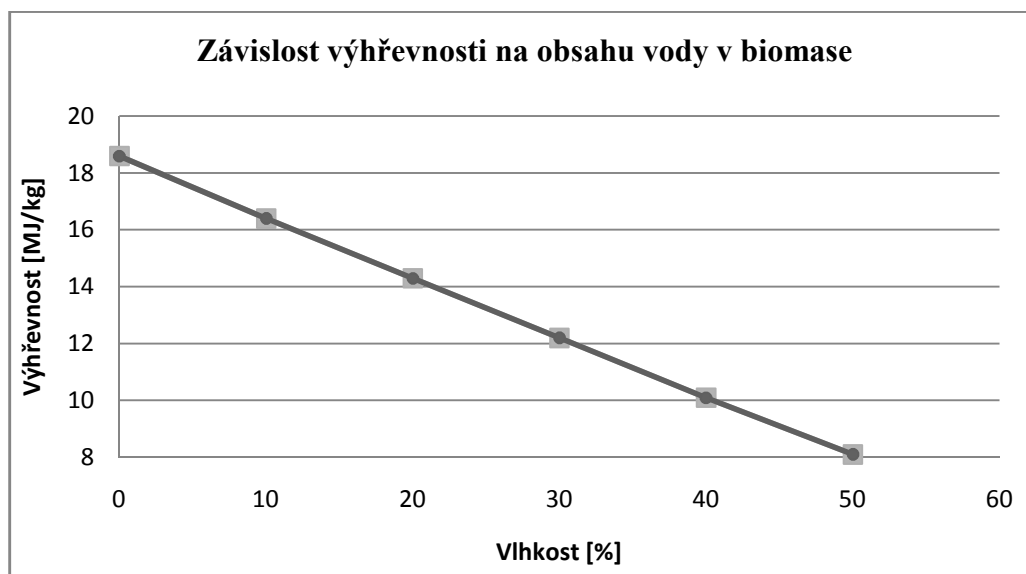
Biomasa se od ostatních paliv liší především proměnným obsahem vody, který je často vysoký. Z těchto důvodů je nezbytné biomasu sušit. Biomasa obsahující vysoký podíl vody bude mít nepříznivý vliv na výhřevnost a účinnost kotle.

V biomase se vyskytuje dosti vysoký podíl prchavé hořlaviny, který se pohybuje od 70 ÷ 85%.

Dalším znakem charakterizujícím biomasu je prvkové složení, které je tvořeno v přibližných hodnotách uhlíku C 50%, kyslíku O 43% a vodíku H 6%. Síra je v biomase obsažena v minimálním množství. V některých případech může biomasa obsahovat fluór a chlór, což nepříznivě působí na životní prostředí [5,6].

Druh paliva	Obsah vody [%]	Výhřevnost [GJ.t ⁻¹]
Polena (měkké dřevo)	0	18,6
	10	16,4
	20	14,3
	30	12,2
	40	10,1
	50	8,1
Dřevní štěrka	10	16,4
	20	14,3
	30	12,2
	40	10,1

Tab. 1 Výhřevnosti paliv dle obsahu vody[1]



Graf 1 Závislost výhřevnosti na obsahu vody v biomase

2.3 Dřevní štěpka

Dřevní štěpka je zcela přírodní obnovitelný zdroj. Získává se z odpadů lesní těžby a průmyslového zpracování dřeva a nebo rychle rostoucích dřevin, její obsah vody po těžbě se pohybuje nad 55%. Jedná se o strojně nadrcenou dřevní hmotu o délce $3 \div 250$ mm. Dřevní štěpka je velmi levné biopalivo, dělí se do několika druhů podle kvality a příměsí na [4]:

- **zelená dřevní štěpka** – získává se z odpadů po lesní těžbě, obsahuje zbytky větví, listů a jehličí. Vlhkost této štěpky je vysoká [4].
- **hnědá dřevní štěpka** – získává se ze zbytků kmenů a odřezků z pilařských závodů. Poznávacím znakem této dřevní štěpky je obsah zbytků kůry ze stromů [4].
- **bílá dřevní štěpka** – získává se hlavně ze zbytků kmenů a odřezků z pilařských závodů, přičemž neobsahuje žádnou kůru, proto se používá většinou k výrobě dřevotřískových desek [4].

2.3.1 Skladování dřevní štěpky

Díky nízké objemové hmotnosti dřevní štěpky je zapotřebí prostornějších skladů, hal nebo velkoobjemových sil. Ve skladu na dřevní štěpku musí být zaručeno provětrávání. Jelikož má štěpka vyšší obsah vody je náchylná k plesnivění a zapařování. Toto by mohlo vést v uzavřených místnostech k samovznícení. Provětrávání uskladněné štěpky zajistí částečné dosušení. Nedosušenou štěpku je nutné před konečným spálením vysušit v sušičce [4].

2.4 Sušení biomasy

Sušení biomasy je fyzikální proces, při kterém dochází ke snižování obsahu vody. Při sušení vlhké biomasy probíhají mezi sušeným materiálem a sušícím vzduchem vzájemně provázané procesy.

Vlivem snižování vlhkosti na povrchu se poruší rovnováha. Jelikož u sušených surovin je uvnitř větší vlhkost než na povrchu, vzniká tím gradient vlhkosti, což vede k difuzním procesům, tj. pohybu vlhkosti z vnitřních vlhkých vrstev směrem k povrchovým, kde dochází k odpařování. Vlivem existence gradientu obsahu vlhkosti probíhá pokles vlhkosti kontinuálně v celém objemu sušící suroviny.

Prostup vlhkostí uvnitř sušené suroviny ovlivňuje také termodifuze, která je podmíněna rozdílem teplot. Vlivem termodifuze se vlhkost pohybuje směrem z oblastí s vyšší teplotou do oblastí s nižší teplotou. Termodifuze při nízkoteplotním sušení nemá podstatný vliv, ale má značný vliv při vysokoteplotním sušení [7].

2.4.1 Sušící médium

Sušícím médiem může být vzduch (vlhký vzduch), pára, inertní plyn a spaliny. Jeho vlastnosti charakterizuje obsah vlhkosti (měrná a relativní vlhkost), teplota (teplota rosného bodu, skutečná teplota), hustota a entalpie.

2.4.2 Teplota sušícího média

Ke zrychlení procesu sušení vede zvýšení teploty sušícího média na začátku procesu. Tím se současně zvyšují tepelné ztráty, které jsou na konci sušení nejvýznamnější, pokud má sušený materiál nízkou vlhkost. Maximální teploty, které jsou přípustné pro daný sušený materiál, závisí na druhu sušeného materiálu a způsobu sušení.

Sušením materiálu v pevné vrstvě je spodní vrstva sušeného materiálu v kontaktu s podkladní sítí a je omývána sušícím médiem, které je zahřáté na maximální teplotu. Maximální teplota by neměla přesáhnout $70 \div 75^\circ\text{C}$. Nevýhodou je místní přehřátí materiálu.

Při sušení materiálu ve fluidní vrstvě dochází ke kontinuálnímu pohybu a míchání materiálu. Zde nedochází k místnímu přehřátí. Teploty sušícího média se pohybují od $140 \div 180^\circ\text{C}$.

Při sušení rozprašováním je teplota sušícího média určena vzájemným směrem pohybu materiálu a sušícího média. V první fázi probíhá sušení intenzivněji při souproudu (při paralelním proudění, tj. materiál a sušící médium proudí ve stejném směru). Teplota média při paralelním proudění je od $180 \div 200^\circ\text{C}$. Na konci procesu je intenzivnější sušení při protiproudu (směr sušícího média a sušeného materiálu proudí v opačném směru), teplota média při protiproudém sušení by neměla překročit 140°C [7].

2.4.3 Rychlost proudění sušícího média

Vliv rychlosti proudění vzduchu na rychlost sušení se projevuje jen na úseku konstantní rychlosti (při konstantní teplotě a relativní vlhkosti). Čím je rychlost sušícího média vyšší, tím se zvýší i rychlost sušení. Zvýšení rychlosti proudění sušícího média je omezeno odtrháváním malých kousků sušeného materiálu od sušícího povrchu. Tato vlastnost průtoku sušícího média se používá při sušení ve fluidní vrstvě [7].

2.4.4 Relativní vlhkost sušícího média

S konstantní teplotou a rychlosti proudění sušícího média v první fázi je rychlost sušení nepřímo úměrná zvýšení vlhkosti vzduchu. Po první fázi se tato závislost snižuje, v konečné fázi sušení se zase zvýší. Závislost sušení na relativní vlhkosti určuje hodnotu rovnovážné vlhkosti, což je zbytková vlhkost sušené suroviny [7].

2.4.5 Doba sušení

Doba sušení je jedním z nejdůležitějších parametrů pro návrh sušárny. Dobu sušení je snaha minimalizovat z ekonomických důvodů, ale nesmí to být na úkor kvality. Stanovení sušící doby empirickými vzorci je poměrně složité a musí být použito opravných koeficientů pro různé vlivy na sušení [7]. Hlavními vlivy ovlivňující dobu sušení jsou [7]:

- tvar sušené látky - rozměry sušené vrstvy, rozměry sušených částic
- vlastnosti sušené látky
- počáteční, konečná a kritická vlhkost
- styk sušené látky se sušícím médiem
- teplota, relativní vlhkost a rychlost sušícího média
- volba sušícího média
- přípustná teplota látky
- nároky na rovnoměrnost usušení
- volba konstrukce sušárny

2.5 Spalování biomasy

Nejčastějším využitím biomasy z energetického hlediska je výroba tepelné energie spalováním. Je to jednoduchý proces, při kterém se při spalování uvolňuje energie vázaná v palivu na energii tepelnou za přístupu dostatečného množství vzduchu. Biomasa se vyznačuje větším podílem prchavé hořlaviny, což se projevuje na konstrukci kotlů, na množství a způsobu přiváděného vzduchu, přizpůsobení topenišť a řešením teplosměnných ploch. Takové kotle pro energetické využití, ať jde o výrobu elektrické, tepelné nebo kombinované energie, jsou většinou vybaveny automatickým přísunem paliva do topeniště.

Výhodou spalování biomasy je, že problematika této technologie je již známá a značně probádaná. Nevýhodou je však obsah nežádoucích látek, který závisí na složení půdy, na stavu ovzduší a používání hnojiv v dané lokalitě. Toto se hlavně objevuje u stvolovité biomasy. Biomasa obsahuje více chlóru a alkálií, což má za příčinu tvorbu usazenin a ovlivňuje vznik koroze výhřevných ploch [2].

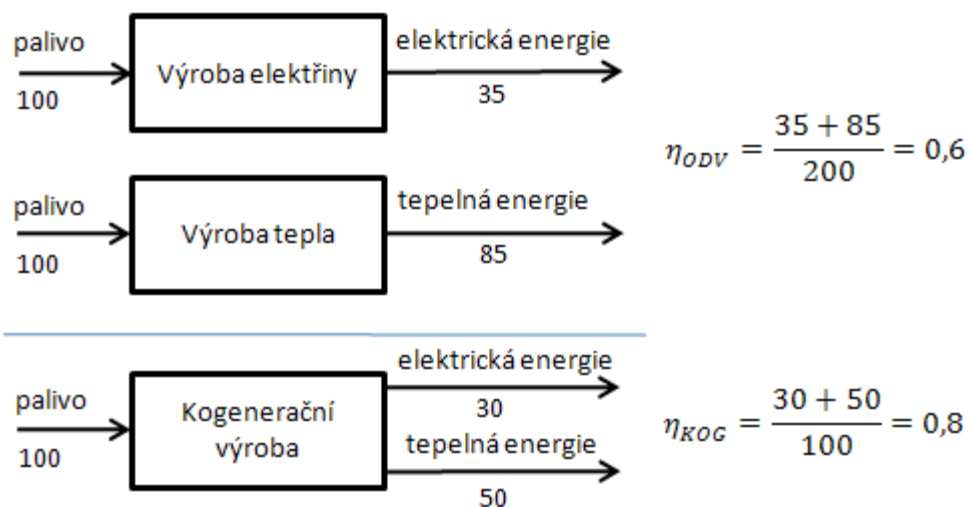
3 Kombinovaná výroba elektrické energie a tepla

Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie je společnou výrobou energií v konečné formě z primárních energetických zdrojů přeměněných v transformačních řetězcích.

Systém, který zajišťuje výrobu a také dopravu elektrické a tepelné energie v požadovaných parametrech, se nazývá kogenerační systém [8].

Elektrickou energii a tepelnou energii lze vyrábět v samostatných zařízeních, elektrickou energii v kondenzačních elektrárnách a tepelnou ve výtopnách. Teplo z těchto zařízení má však nízký potenciál a pro další energetické účely je prakticky nepoužitelné. Při kombinované výrobě elektrické a tepelné energie je teplota a tlak pracovního média po expanzi v tepelné turbíně vyšší a lze je dále využít. Hlavním produktem je zde elektrická energie a odvedené teplo je až druhotným produktem. Při kombinované výrobě dochází k využívání jednoho primárního zdroje, zatímco u samostatně vyráběné elektrické a tepelné energie jsou využívány primární zdroje pro každou energii zvlášť. Viz Obr. 1.

Podle [8] je účinnost oddělené výroby stanovena pro elektrickou energii 35% a pro tepelnou 85%.



Obr. 1 Porovnání výroby energií v oddělených a kombinovaných zařízeních [8]

Parametr udávající možnosti kombinované dodávky (k teplotěnskému využití) lze vyjádřit pomocí rovnice (3.1), v teplotěnsství se tento parametr nazývá teplotěnský modul [8].

$$e = \frac{E}{Q_{už}} [-] \quad (3-1)$$

3.1 Kogenerační systémy

Kogenerační systémy obsahující kogenerační jednotku společně s dodávkou a spotřebou konečných forem energie mohou být rozděleny podle různých kritérií, např.: podle pořadí využívání vyprodukovaných energií na [8]:

- horní kogenerační systémy
- dolní kogenerační systémy

Horní kogenerační systémy získávají nejdříve tepelnou energii. Toto teplo má velmi vysoké parametry a je většinou užíváno pro technologické procesy (sklářské a ocelářské pece, výroba cementu). Poté je přiváděno do energetického zařízení, kde se přeměňuje v technickou práci. Ta se následně transformuje v elektrickém generátoru na elektrickou energii. Zbylé teplo odvedené z tepelného oběhu je ještě možné využít k dalším účelům [8].

Dolní kogenerační systémy nejdříve vyrábějí elektrickou energii. energii, kterou nelze přeměnit v elektrickou, lze dále využít na dodávku tepla.

Horní kogenerační systémy se využívají poměrně méně, protože pro efektivnější zisk technické práce, a tudíž i elektrické energie je nutná vysoká vstupní teplota do tepelného oběhu [8].

3.2 Zařízení kogenerační jednotky

V kogeneračních jednotkách lze obsaženou energii v palivu transformovat na elektrickou energii s dalším využitím tepla, které doprovází tuto výrobu. Přeměna energie se provádí několika způsoby, a to [8]:

- nepřímým způsobem
- přímým způsobem

Nepřímý způsob transformace přeměňuje energii prostřednictvím více energetických transformací. Nejdříve uvolní tepelnou energii obsaženou v palivu nebo regeneruje tepelnou energii primárního zdroje, až poté je získávána technická práce, která se přeměňuje na elektrickou. K uvolnění tepelné energie z paliva dochází v tepelném zdroji z paliva oxidací hořlavých látek (viz. výše).

Přímý způsob přeměňuje energii paliva přímo na energii elektrickou, ta se poté může ještě upravovat na požadované parametry.

V našem případě řešení kogenerační jednotky je důležitý nepřímý způsob transformace energie [8].

4 Plynové turbíny

Plynové turbíny jsou rotační lopatkové zařízení, přeměňující tepelnou energii v energii mechanickou, v případě leteckých motorů na tah. Pracovním médiem bývá nejčastěji vzduch. Ten je stlačován v kompresoru a postupuje do spalovací komory, kde je mu dodána tepelná energie spalováním paliva. V turbíně poté expanduje. Vyrobená mechanická práce se z části spotřebuje na pohon kompresoru a zbylá práce na pohon generátoru [8], tento cyklus se nazývá Braytonův.

Pracovní látka je do oběhu dodávána buď neustále nová, nebo v oběhu obíhá opakovaně. Dle oběhu pracovní látky rozdělujeme oběhy na:

- otevřené
- uzavřené

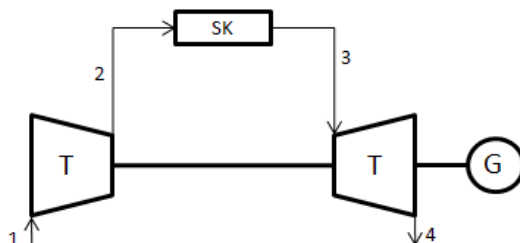
Tepelné zařízení (spalovací zařízení), ve kterém se uvolňuje z paliva teplo, může být součástí turbosoustrojí nebo může být umístěno externě a dodávat tepelnou energii prostřednictvím výměníku. Dle umístění spalovacího zařízení se dělí turbosoustrojí na:

- s vnitřním spalováním – přímý cyklus
- s vnějším spalováním – nepřímý cyklus

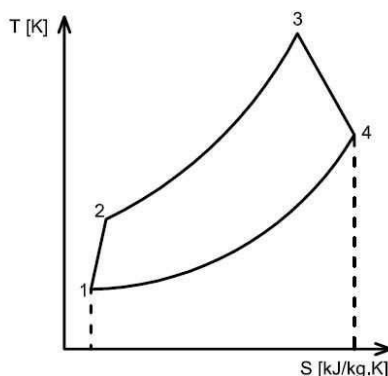
4.1 Otevřený Braytonův cyklus

Otevřené oběhy pracují s látkou v plynném skupenství, většinou jde o vzduch. Účinnost otevřeného Braytonova cyklu je dána vztahem:

$$\eta_t = 1 + \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} [-] \quad (4-1)$$



Obr. 2 Schéma otevřeného Braytonova cyklu

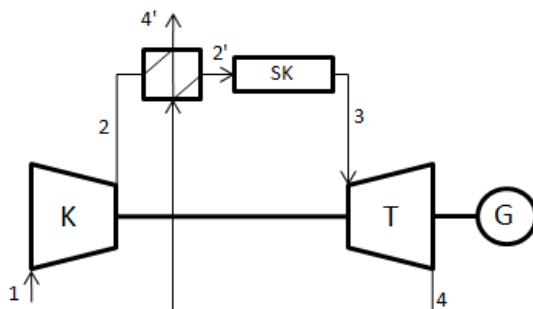


Obr. 3 T-S diagram otevřeného Braytonova cyklu

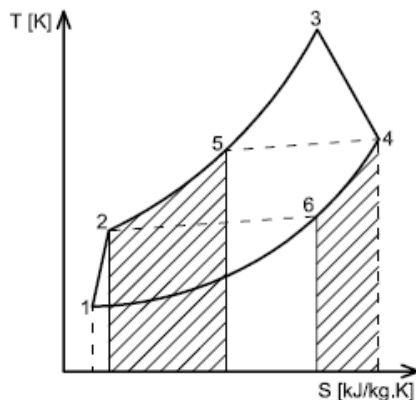
4.2 Otevřený Braytonův cyklus s regenerací

Použitím regenerace se využije část tepla odvedeného z turbíny po expanzi pro přehřev nasávaného vzduchu do spalovací komory. Účinnost otevřeného Braytonova cyklu s regenerací je dána vztahem:

$$\eta_t = 1 + \frac{T_1 - T_6}{T_5 - T_5} [-] \quad (4-2)$$



Obr. 4 Schéma otevřeného Braytonova cyklu s regenerací

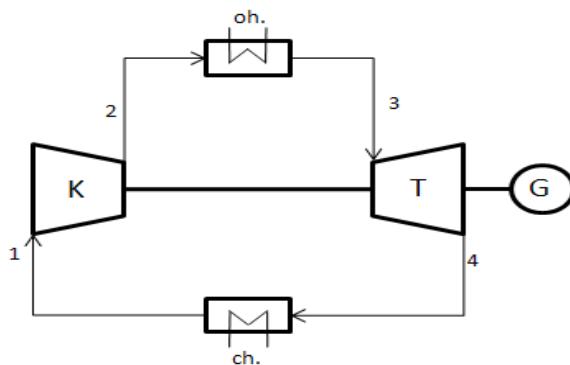


Obr. 5 T-S diagram otevřeného Braytonova cyklu s regenerací

4.3 Uzavřený Braytonův oběh

Pracuje s látkou, která mění svoje skupenství (plynná a kapalná fáze), nejtypičtější příkladem je vodní pára. Účinnost uzavřeného Braytonova cyklu je dána vztahem:

$$\eta_t = 1 + \frac{T_1 - T_4}{T_3 - T_2} [-] \quad (4-3)$$



Obr. 6 Schéma uzavřeného nepřímého Braytonova cyklu

5 Návrh tepelného schématu s rekuperací tepla – varianta 1

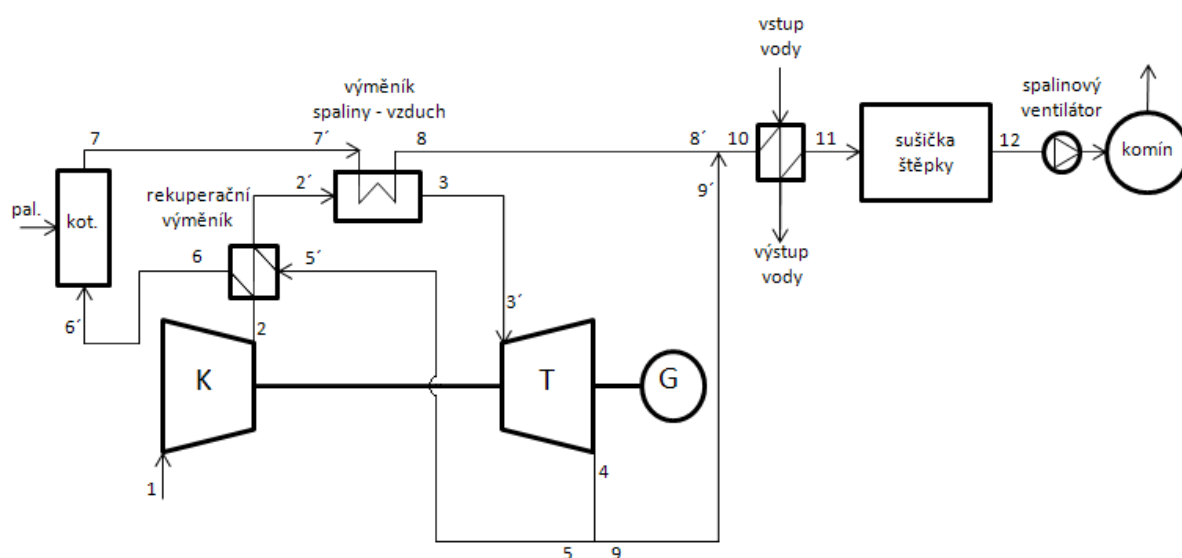
V této kapitole je řešena varianta tepelných oběhů s dvěma různými způsoby ochlazení směsi před sušičkou štěpky na požadovanou teplotu.

5.1 Návrh tepelného oběhu

Navržený tepelný oběh je nepřímý Braytonův oběh s rekuperací tepla, kde palivem je dřevní štěpka o výhřevnosti $Q_i^r = 12 \text{ MJ/kg}$, která je spálena v kotli. Spaliny z kotle proudí přes výměník spaliny - vzduch. V něm se ohřívá vzduch proudící z kompresoru do turbíny, kde expanduje. Po expanzi je ještě část teplého vzduchu vedena přes rekuperační výměník jako spalovací vzduch do kotle a část je smíšena se spaliny za spalínovým výměníkem.

V první variantě navrženého oběhu bude chlazení směsi provedeno dvěma způsoby. V prvním případě bude zchlazení směsi v tepelném výměníku směs – voda a v druhém případě proudem studeného vzduchu. Po zchlazení na požadovanou teplotu jde směs do sušičky štěpky a nakonec do komína.

Na hřídel turbosoustrojí je připojen elektrický generátor, který vyrábí elektrickou energii o výkonu $P_{sv} = 200 \text{ kWe}$.



Obr. 7 Schéma navrženého tepelného oběhu s rekuperací – varianta A

První varianta navrhovaného tepelného oběhu se skládá z:

- kotle na štěpku
- výměníku spaliny - vzduch
- turbosoustrojí
- rekuperačního výměníku
- výměníku směs spalin a vzduchu - voda
- sušičky na štěpku
- spalinového ventilátoru

Hodnoty zadané pro turbosoustrojí jsou uvedeny v Tab. 2. Tepelné ztráty jsou odhadovány dle obdobné technologie s výkonem 80 kWe, hodnoty jsou uvedeny Tab. 3.

Veličina	Hodnota	Jednotka
Hmotnostní průtok vzduchu	2,95	kg/s
Teplota vzduchu za kompresorem	192	°C
Tlak vzduchu za kompresorem	400	kPa
Požadovaná teplota vzduchu před turbínou	750	°C
Teplota vzduchu vystupujícího z turbíny	503	°C
Tlak vzduchu vystupujícího z turbíny	101,3	kPa

Tab. 2 Zadané hodnoty turbosoustrojí pro variantu 1

Ztrátový úsek	Hodnota	Jednotka
Úsek 3-3'	30	°C
Úsek 4-5'	15	°C
Úsek 6-6'	15	°C
Úsek 7-7'	50	°C
Úsek 8-8'	20	°C
Úsek 4-9'	30	°C

Tab. 3 Zadané tepelné ztráty v turbosoustrojí

5.1.1 Stechiometrický výpočet

Stechiometrické výpočty se používají pro určení množství vzduchu pro spalování paliva, a pro určení množství spalin vzniklých spalováním. Hodnoty, které byly vypočteny, jsou vyjádřeny v m_N^3 na 1 kg paliva. Hodnoty m_N^3 jsou brány při normálních podmínkách, a to při teplotě $t_N=20\text{ °C}$ a tlaku $p_N = 101,325\text{ kPa}$.

Složení suchého vzduchu je převzato z [9] a uvedeno v Tab. 4. Vzduch byl přepočítán na zvolenou vlhkost, hodnoty použité při přepočtu byly odečteny z programu Vlhký vzduch 3, jsou uvedeny níže. Hodnoty suchého vzduchu byly přepočteny pro vlhkost 75% a 20°C, přepočtené hodnoty vzduchu jsou uvedeny v Tab. 4. Vztahy pro stechiometrický výpočet byly převzaty z [10] a [11].

Hodnoty odečtené z programu Vlhký vzduch 3 pro teplotu 20°C a relativní vlhkost 75% a normální tlak 101,325 kPa:

- parciální tlak nasyceného vzduchu $p_p'' = 2339,19\text{ Pa}$
- měrná vlhkost vzduchu $d_{hm} = 0,0109616\text{ kg/kg}_{vs}$

Prvek	Suchý vzduch [% _{obj}]	Vlhký vzduch [% _{obj}]
O ₂	20,95	20,587
N ₂	78,09	76,738
Ar	0,93	0,914
CO ₂	0,03	0,029
H ₂ O	-	1,731

Tab. 4 Objemové složení suchého a vlhkého vzduchu[9]

Při stechiometrických výpočtech je jako palivo uvažována dřevní štěpka se složením uvedeném v Tab. 5.

Prvek	[% _{hm}]	Kg/kg
C ^r	34,8	0,348
H ^r	4,7	0,047
O ^r	29,5	0,295
A ^r	1	0,01
W ^r	30	0,30
Suma	100	1

Tab. 5 Složení paliva v surovém stavu

Toto palivo složením odpovídá složení smrkové štěpky, které bylo stanoveno v laboratoři TUEV NORD Czech. s.r.o. Uvažovaná výhřevnost tohoto paliva je 12 MJ/kg.

Minimální množství kyslíku pro spálení 1 kg paliva

Při spalování paliva se předpokládá, že kyslík obsažený v hořlavině paliva se uvolní a podpoří hoření. V Tab. 5 je patrné, že síra ve složení paliva není zastoupena. Pro výpočet minimálního množství je zapotřebí molárních hmotností jednotlivých prvků zastoupených v palivu, molární hmotnosti prvků jsou uvedeny v Tab. 6.

Prvek	Molární hmotnost [kg/mol]
O ₂	31,9988
N ₂	28,0134
C	12,01
CO ₂	44,01
H ₂	2,016
H ₂ O	18,01534
Ar	39,948
Vzduch	28,94

Tab. 6 Molární hmotnosti prvků [9]

Stanovení minimálního množství kyslíku ke spálení 1 kg paliva je dle vztahu (5.1).

$$O_{O_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} - \frac{O^r}{31,9988} \right) [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-1)$$

$$O_{O_2min} = 22,39 \cdot \left(\frac{0,348}{12,01} + \frac{0,047}{4,032} - \frac{0,295}{31,9988} \right) = 0,703 Nm^3/kg_{pal}$$

Minimální množství suchého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

Známe li minimální množství kyslíku, můžeme vypočítat minimální množství suchého vzduchu potřebného pro spálení 1 kg paliva dělením objemovou koncentrací kyslíku obsaženou v suchém vzduchu.

$$O_{VS \min} = \frac{O_{o_2 \min}}{0,2095} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-2)$$

$$O_{VS \min} = \frac{0,703}{0,2095} = 3,3572 Nm^3/kg_{pal}$$

Minimální množství vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva

Pro výpočet minimálního množství vlhkého vzduchu musíme nejprve stanovit hodnotu součinitele χ_u . Hodnotu můžeme určit z měrné vlhkosti vzduchu. Měrnou vlhkost musíme přepočítat na objemovou dle vztahu:

$$d_{obj} = \frac{d_{hm}}{0,622} [Nm^3/Nm^3_{VS}] \quad (5-3)$$

$$d_{obj} = \frac{0,0109616}{0,622} = 0,0176 Nm^3/Nm^3_{VS}$$

Pak platí

$$\chi_u = 1 + d_{obj} [-] \quad (5-4)$$

$$\chi_u = 1 + 0,01762 = 1,0176$$

Minimální množství vlhkého vzduchu pro spálení 1 kg paliva potom stanovíme dle vztahu (5-5)

$$O_{VV \min} = \chi_u \cdot O_{VS} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-5)$$

$$O_{VV \min} = 1,0176 \cdot 3,3572 = 3,4164 Nm^3/kg_{pal}$$

Minimální množství vodní páry ve spalovacím vzduchu

Z minimálního množství vlhkého vzduchu se stanoví množství vodní páry ve spalovacím vzduchu.

$$O_{VV, H_2O \min} = O_{VV \min} - O_{VS \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-6)$$

$$O_{VV, H_2O \min} = 3,4164 - 3,3572 = 0,0592 Nm^3/kg_{pal}$$

Stanovení minimálního množství spalín

Za předpokladu dokonalého spalování 1 kg paliva dostaneme minimální množství spalín součtem jednotlivých množství složek spalín. Uvažujeme složky, které při spalování vznikají nebo pocházejí ze spalovacího suchého vzduchu.

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-7)$$

Množství jednotlivých složek spalín

Množství kyslíku:

$$O_{O_2} = \frac{O_V}{0,2058} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-8)$$

$$O_{O_2} = \frac{0}{0,2058} = 0 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství dusíku:

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-9)$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot 0 + 0,7805 \cdot 3,3572 = 2,6512 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství argonu:

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-10)$$

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot 3,3572 = 0,0309 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství oxidu uhličitého:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-11)$$

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,348 + 0,0003 \cdot 3,3572 = 0,6551 Nm^3/kg_{pal}$$

Dosazením množství jednotlivých složek spalín do rovnice (5-7) stanovíme minimální množství suchých spalín.

$$O_{SS \min} = 2,6512 + 0,0309 + 0,6251 = 3,3372 Nm^3/kg_{pal}$$

Pro výpočet minimálního objemu vlhkých spalín je zapotřebí znát množství vodní páry, která vzniká spalováním vodíku z vlhkého vzduchu a vlhkosti paliva.

Množství vodní páry:

$$O_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{vv,H_2O \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-12)$$

$$O_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,047 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,3 + 0,0592 = 0,9546 Nm^3/kg_{pal}$$

Minimální množství vlhkých spalín

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-13)$$

$$O_{SV \min} = 3,3372 + 0,9546 = 4,2918 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Součinitel přebytku vzduchu

Spalování se většinou provádí s větším množstvím vzduchu, než je jeho teoretické množství při stechiometrickém výpočtu, kde je součinitel přebytku vzduchu $\alpha = 1$.

Skutečné množství spalín při stechiometrickém spalování

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} [\text{Nm}^3/\text{kg}] \quad (5-14)$$

$$O_{SV} = 4,2918 + (1 - 1) \cdot 3,4164 = 4,2918 \text{ kg}_{\text{pal}}$$

Skutečné množství vzduchu ve spalínách při stechiometrickém spalování

Skutečné množství vzduchu při stechiometrickém spalování je $O_V = 0 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$.

Objemy koncentrací složek spalín při stechiometrickém spalování

Objemové koncentrace složek spalín se vypočítají za následujícího vztahu:

$$\omega_i = \frac{O_{SPi}}{O_{SV}} [-] \quad (5-15)$$

Výpočet objemových koncentrací složek vlhkých spalín:

$$\omega_{O_2} = \frac{O_{O_2}}{O_{SV}} = \frac{0}{4,2918} = 0 \quad (5-16)$$

$$\omega_{N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{SV}} = \frac{2,6512}{4,2918} = 0,6177 \quad (5-17)$$

$$\omega_{Ar} = \frac{O_{Ar}}{O_{SV}} = \frac{0,0309}{4,2918} = 0,0072 \quad (5-18)$$

$$\omega_{CO_2} = \frac{O_{CO_2}}{O_{SV}} = \frac{0,6551}{4,2918} = 0,1526 \quad (5-19)$$

$$\omega_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SV}} = \frac{0,9546}{4,2918} = 0,2224 \quad (5-20)$$

Spalování se skutečným přebytkem vzduchu

Pro stanovení teploty za kotlem je nezbytné zvýšení množství přiváděného vzduchu ke spalování. Teplotu za kotlem je možné stanovit přes teplotu nechlazeného plamene, která se určuje z bilance reakční soustavy. K výpočtu teploty nechlazeného plamene je zapotřebí znát hodnotu součinitele přebytku vzduchu α . Jelikož hodnotu neznáme, spočítáme teplotu nechlazeného plamene iteračním způsobem, kde odhadneme součinitel přebytku vzduchu α a upravujeme ho, dokud teplota nechlazeného plamene nebude mít požadovanou hodnotu.

Skutečné množství vlhkých spalin při $\alpha > 1$

$$O_{SV,\alpha} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-21)$$

$$O_{SV,\alpha} = 4,2918 + (1,94 - 1) \cdot 3,4164 = 7,5032 Nm^3/kg_{pal}$$

Skutečné množství vzduchu ve spalinách při $\alpha > 1$

$$O_{V,\alpha} = (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-22)$$

$$O_{V,\alpha} = (1,94 - 1) \cdot 3,4164 = 3,2114 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství jednotlivých složek spalin při $\alpha > 1$

Množství jednotlivých složek spalin se stanoví z vlhkého vzduchu, který tvoří podíl přisávaného vzduchu. Spočítá se dle vztahu (5-23).

$$O_{i,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot O_{VVi} [Nm^3/kg] \quad (5-23)$$

Množství kyslíku:

$$O_{O_2,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,2058 [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-24)$$

$$O_{O_2,\alpha} = 3,2114 \cdot 0,205 = 0,6611 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství dusíku:

$$O_{N_2,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,7674 [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-25)$$

$$O_{N_2,\alpha} = 3,2114 \cdot 0,7674 = 2,4644 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství argonu:

$$O_{Ar,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,0091 [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-26)$$

$$O_{Ar,\alpha} = 3,2114 \cdot 0,0091 = 0,0293 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství oxidu uhličitého:

$$O_{CO_2,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,0003 [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-27)$$

$$O_{CO_2,\alpha} = 3,2114 \cdot 0,0003 = 0,0009 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství vodní páry:

$$O_{H_2O,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,0173 [Nm^3/kg_{pal}] \quad (5-28)$$

$$O_{H_2O,\alpha} = 3,2114 \cdot 0,017 = 0,0556 Nm^3/kg_{pal}$$

Výpočet objemových koncentrací složek spalín při $\alpha > 1$

Objemové koncentrace složek spalín s přebytkem vzduchu α se vypočítají z následujícího vztahu:

$$\omega_{i,\alpha} = \frac{O_{SPi} + O_{SPi,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} [-] \quad (5-29)$$

Výpočet objemových koncentrací složek vlhkých spalín:

$$\omega_{O_2,\alpha} = \frac{O_{O_2} + O_{O_2,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0 + 0,6611}{7,5032} = 0,0881 \quad (5-30)$$

$$\omega_{N_2,\alpha} = \frac{O_{N_2} + O_{N_2,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{2,6512 + 2,4644}{7,5032} = 0,6818 \quad (5-31)$$

$$\omega_{Ar,\alpha} = \frac{O_{Ar} + O_{Ar,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0,0309 + 0,0293}{7,5032} = 0,008 \quad (5-32)$$

$$\omega_{CO_2,\alpha} = \frac{O_{CO_2} + O_{CO_2,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0,6551 + 0,0009}{7,5032} = 0,0874 \quad (5-33)$$

$$\omega_{H_2O,\alpha} = \frac{O_{H_2O} + O_{H_2O,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0,9546 + 0,0556}{7,5032} = 0,1346 \quad (5-34)$$

Hodnoty objemových koncentrací složek vlhkých spalin byly spočteny pro hodnotu součinitele přebytku vzduchu $\alpha = 1,94$, pro srovnání jsou výsledky objemových koncentrací uvedeny v Tab. 7.

Prvek	Objemové koncentrace $\alpha = 1$	Objemové koncentrace $\alpha = 1,94$
O ₂	0	8,81
N ₂	61,77	68,18
Ar	0,72	0,8
CO ₂	15,26	8,74
H ₂ O	22,24	13,46
Suma	100	100

Tab. 7 Objemové koncentrace složek spalin

5.1.2 Výpočet teploty nechlazeného plamene

Teplota nechlazeného plamene je adiabatická teplota spalování, kterou dosáhnou spaliny, pokud nebude odváděno teplo. Tato teplota odpovídá teplotě spalin vystupující z kotle [12]. Teplota před výměníkem by kvůli tepelnému namáhání výměníku neměla překročit 1050°C.

Pro výpočet teploty nechlazeného plamene je nejprve nutné stanovit hmotnostní koncentrace spalin (5-36). K výpočtu koncentrace spalin je zapotřebí spočítat hustotu spalin.

Výpočet hustoty spalin

Výpočet hustoty spalin se vypočítá z jednotlivých hustot prvků obsažených ve spalinách dle vztahu (5-35), hustoty jednotlivých plyných prvků jsou vedeny v Tab. 8.

Prvek	Hustota [kg/m ³]
O ₂	1,428
N ₂	1,25
Ar	1,784
CO ₂	1,963
H ₂ O	0,8058

Tab. 8 Hustoty plyných prvků [9]

$$\rho_{SV,\alpha} = \sum \omega_{i,\alpha} \cdot \rho_i \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (5-35)$$

$$\begin{aligned} \rho_{SV,\alpha} &= 0,0881 \cdot 1,428 + 0,6818 \cdot 1,25 + 0,008 \cdot 1,784 + 0,0874 \cdot 1,963 + \\ &+ 0,1346 \cdot 0,8058 = 1,2725 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Hmotnostní koncentrace spalin

$$\sigma_{SV,\alpha} = O_{SV,\alpha} \cdot \rho_{SV,\alpha} \text{ [kg}_{VS}\text{/kg}_{pal}\text{]} \quad (5-36)$$

$$\sigma_{SV,\alpha} = 7,5032 \cdot 1,2724 = 9,5479 \text{ kg}_{VS}/\text{kg}_{pal}$$

Měrné tepelné kapacity

Měrné tepelné kapacity spalín a přísávaného vzduchu se stanoví z objemových koncentrací spalín s přebytkem vzduchu dle vztahu (5-37) a objemových koncentrací přebytku vzduchu dle vztahů (5-38). Hodnoty měrných tepelných kapacit jsou převzaty z [9]

$$c_{p,SV} = \sum c_{p,i} \cdot \omega_{i,\alpha} \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (5-37)$$

$$c_{p,V} = \sum c_{p,i} \cdot \omega_i \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (5-38)$$

Hmotnostní koncentrace vzduchu

Výpočet teploty nechlazeného plamene se provede dle vztahu (5-39), pro tento výpočet jsou zapotřebí další hodnoty: účinnost ohniště $\eta_{oh} = 97 \%$, ztráta chemickým i mechanickým nedopalem $\xi_N = 5 \%$, měrná tepelná kapacita spalín $c_{p,SV} = 1,3936 \text{ kJ/kgK}$, měrná tepelná kapacita vzduchu $c_{p,V} = 1,0554 \text{ kJ/kgK}$, teplota vstupujícího vzduchu $t_{6'} = 256,92^\circ\text{C}$, která se určí z bilance rekuperačního výměníku a ztrát v turbosoustrojí.

Hmotnostní koncentrace vzduchu jsou vyjádřeny z výpočtu teploty nechlazeného plamene (5-40).

$$t_{NP} = \frac{\eta_{oh} \cdot Q_i^r + (1 - \xi_N) \cdot \sigma_V \cdot t_{6'} \cdot c_{p,V}}{(1 - \xi_N) \cdot \sigma_{SV,\alpha} \cdot c_{p,SV}} [^\circ\text{C}] \quad (5-39)$$

$$\sigma_V = \frac{(1 - \xi_N) \cdot \sigma_{SV,\alpha} \cdot t_{NP} \cdot c_{p,SV} - \eta_{oh} \cdot Q_i^r}{(1 - \xi_N) \cdot t_{6'} \cdot c_{p,V}} \text{ [kg}_V/\text{kg}_{pal}] \quad (5-40)$$

$$\sigma_V = \frac{(1 - 0,05) \cdot 9,5479 \cdot 1094,236 \cdot 1,3936 - 0,97 \cdot 12000}{(1 - 0,05) \cdot 256,92 \cdot 1,0554} = 8,5105 \text{ kg}_V/\text{kg}_{pal}$$

Teplota nechlazeného plamene

Teplota nechlazeného plamene byla spolu se součinitelem přebytku vzduchu α spočtena iteračně. Hodnota teploty nechlazeného plamene při součiniteli $\alpha = 1,94$ je $t_{NP} = 1094,236^\circ\text{C}$.

Skutečné množství vlhkého vzduchu

Získá se podělením hmotnostní koncentrace vlhkého vzduchu hustotou vzduchu dle vztahu (5-41). Hustota vlhkého vzduchu se vypočítá stejně jako ve vztahu (5-35), použijí se objemové koncentrace vlhkého vzduchu viz. Tab. 4.

Hustota vlhkého vzduchu $\rho_{VV} = 1,284 \text{ kg/m}^3$.

$$O_{VV,\alpha} = \frac{\sigma_V}{\rho_{VV}} = \frac{8,5105}{1,284} = 6,6279 \text{ [Nm}^3/\text{kg}_{pal}] \quad (5-41)$$

Výpočet součinitele přebytku vzduchu

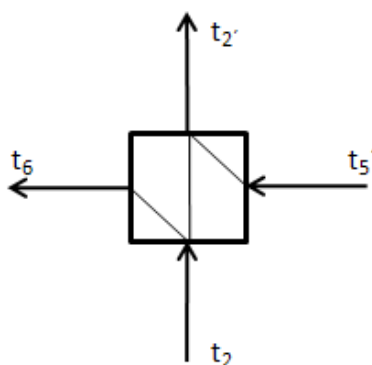
$$\alpha = \frac{O_{VV,\alpha}}{O_{VV\min}} = \frac{6,6279}{3,4164} = 1,9399 \quad (5-42)$$

Se zvyšující teplotou nechlazeného plamene t_{NP} roste i součinitel přebytku vzduchu α , přičemž dochází ke snížení spotřeby paliva.

5.1.3 Tepelná bilance rekuperačního výměníku

V rekuperačním výměníku dochází k ohřátí vzduchu proudícího od kompresoru horkým vzduchem, který proudí po expanzi z turbíny. Rekuperační výměník je charakterizován poměrem předaného tepla vzduchu k teplu předanému vzduchu ideálním výměníkem. Účinnost rekuperace se většinou volí mezi $0,7 \div 0,8$. Vyšší hodnoty účinnosti rekuperace by znamenaly větší teplosměnné plochy výměníku, neboť účinnost rekuperačního výměníku určuje i jeho velikost. Rekuperační účinnost je dána vztahem (5-43) [14].

$$\varepsilon_{re} = \frac{(t_{2'} - t_2)}{(t_{5'} - t_2)} = \frac{(t_{5'} - t_6)}{(t_{5'} - t_2)} [-] \quad (5-43)$$



Obr. 8 Schéma regeneračního výměníku

Ze vztahu rekuperační účinnosti se spočítají teploty za rekuperačním výměníkem. Dle vztahu (5-44) je vyjádřena teplota $t_{2'}$, dle vztahu (5-45) je vyjádřena teplota t_6 . Účinnost rekuperace byla zvolena $\varepsilon_{re} = 0,73$. Teplota $t_{5'}$ je teplota přivedeného horkého vzduchu od turbíny, teplota t_2 je teplota vzduchu přivedeného z kompresoru, viz. Obr. 8.

$$t_{2'} = (\varepsilon_{re} \cdot (t_{5'} - t_2)) + t_2 = (0,73 \cdot (488 - 192)) + 192 = 408,08 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5-44)$$

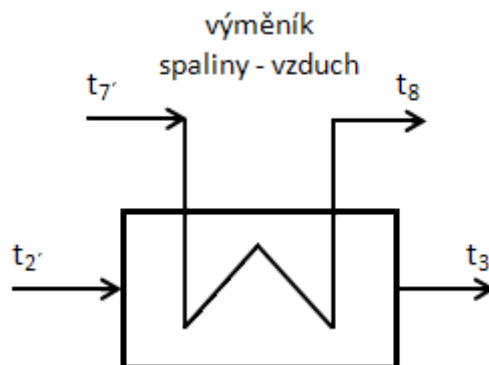
$$t_6 = t_{5'} - (\varepsilon_{re} \cdot (t_{5'} - t_2)) = 488 - (0,73 \cdot (488 - 192)) = 271,92 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5-45)$$

5.1.4 Tepelná bilance výměníku spaliny – vzduch

Jedná se o souproudý výměník s účinností $\eta_{v,S-V} = 98 \%$, u kterého byl teplotní spád výměníku volen $\Delta t = 50 \text{ } ^\circ\text{C}$. Čím by byl teplotní spád volen nižší, tím by narůstala teplosměnná plocha výměníku. Schéma výměníku je zobrazeno v Obr. 9.

Do výměníku spaliny – vzduch vstupuje vzduch z kompresoru přes rekuperační výměník o teplotě $t_{2'} = 408,08 \text{ } ^\circ\text{C}$ kde je ohřátý na požadovanou teplotu $t_3 = 780 \text{ } ^\circ\text{C}$. Hmotnostní průtok vzduchu je dán parametrem kompresoru, kde $m_v = 2,59 \text{ kg/s}$.

Ze strany spalín do výměníku vstupují spaliny o teplotě $t_{7'} = 1044,236\text{ }^{\circ}\text{C}$, která je dána teplotou nechlazeného plamene a tepelnými ztrátami v turbosoustrojí, vystupující teplota ze strany spalín je teplota $t_8 = 458,08\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Obr. 9 Schéma výměníku spaliny - vzduch

Výpočet střední teploty spalín a vzduchu

Pro určení hmotnostního toku spalín výměníkem je nutné stanovit střední teplotu spalín (5-46) a střední teplotu vzduchu (5-47), z nich potom stanovit měrné tepelné kapacity.

$$t_{stř,SV} = \frac{t_{7'} + t_8}{2} = \frac{1044,236 + 458,08}{2} = 751,158\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (5-46)$$

$$t_{stř,V} = \frac{t_3 + t_{2'}}{2} = \frac{780 + 408,08}{2} = 594,04\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (5-47)$$

Měrné tepelné kapacity

Ke stanovení měrné tepelné kapacity spalín použijeme vztah (5-37) a pro stanovení měrné tepelné kapacity vzduchu použijeme vztah (5-38). Měrné tepelné kapacity se spočítají v závislosti na výše spočtených středních teplotách.

Měrná tepelná kapacita spalín pro teplotu $t_{stř,SV} = 751,158\text{ }^{\circ}\text{C}$ je $c_{p,SV} = 1,3154\text{ kJ/kgK}$. Měrná kapacita vzduchu pro teplotu $t_{stř,V} = 594,04\text{ }^{\circ}\text{C}$ je $c_{p,V} = 1,1364\text{ kJ/kgK}$.

Hmotnostní tok spalín

Z tepelné bilance výměníku spaliny – vzduch dle vztahu (5-48) vyjádřením hmotnostního toku dostaneme vztah (5-49) [13].

$$Q_V = Q_{SV} \cdot \eta_{v,S-V} \quad (5-48)$$

$$\dot{m}_V \cdot c_{p,V} \cdot (t_3 - t_{2'}) = \dot{m}_{SV} \cdot c_{p,SV} \cdot (t_{7'} - t_8) \cdot \eta_{v,S-V}$$

$$\dot{m}_{SV} = \frac{\dot{m}_V \cdot c_{p,V} \cdot (t_3 - t_{2'})}{c_{p,SV} \cdot (t_{7'} - t_8) \cdot \eta_{v,S-V}} \text{ [kg/s]} \quad (5-49)$$

$$\dot{m}_{SV} = \frac{2,59 \cdot 1,1364 \cdot (780 - 408,08)}{1,3154 \cdot (1044,236 - 458,08) \cdot 0,98} = 1,4487\text{ kg/s} = 5215,412\text{ kg/h}$$

Hmotnostní tok paliva

Hmotnostní tok paliva se stanoví z hmotnostní koncentrace spalin, které vznikají z 1 kg paliva dle vztahu (5-50) [11].

$$\dot{m}_{pal} = \frac{\dot{m}_{SV}}{\sigma_{SV,\alpha}} [kg/s] \quad (5-50)$$

$$\dot{m}_{pal} = \frac{1,4487}{9,5479} = 0,1517 \text{ kg/s} = 546,2373 \text{ kg/h}$$

Hmotnostní tok přiváděného vzduchu do kotle

Vychází ze spotřeby přiváděného vzduchu do kotle pro spalování s přebytkem vzduchu α . Vypočítá se z hmotnostní koncentrace vlhkého vzduchu a hmotnostního toku paliva. Dle vztahu (5-51).

$$\dot{m}_{V,k} = \dot{m}_{pal} \cdot \sigma_V [kg/s] \quad (5-51)$$

$$\dot{m}_{V,k} = 0,1517 \cdot 8,5105 = 1,2913 \text{ kg/s} = 4648,742 \text{ kg/h}$$

5.1.5 Tepelná bilance přebytku vzduchu

Je to část vzduchu z turbíny, která nebyla spotřebována při spalování v kotli. Hmotnostní tok přebytku vzduchu se vypočítá z rozdílu hmotnostního toku vzduchu z turbíny a hmotnostního toku vzduchu přivedeného do kotle dle vztahu (5-52).

Hmotnostní tok přebytku vzduchu

$$\dot{m}_{V,p} = \dot{m}_V - \dot{m}_{V,k} [kg/s] \quad (5-52)$$

$$\dot{m}_{V,p} = 2,59 - 1,2913 = 1,2987 \text{ kg/s} = 4675,2587 \text{ kg/h}$$

Hmotnostní tok směsi

Tato část vzduchu je přiváděna za výměník spaliny – vzduch, kde se horký vzduch mísí se spalinami z výměníku. Množství směsi se určí součtem hmotnostních toků spalin proudících výměníkem spaliny – vzduch a přívodem části vzduchu od turbíny dle vztahu (5-53).

$$\dot{m}_{SM} = \dot{m}_{SV} + \dot{m}_{V,p} [kg/s] \quad (5-53)$$

$$\dot{m}_{SM} = 1,4487 + 1,2987 = 2,7474 \text{ kg/s} = 9890,67 \text{ kg/h}$$

Pro určení měrné tepelné kapacity a teploty směsi je nezbytné stanovit koncentrace z hmotnostních toků spalin a přebytku vzduchu ve směsi dle vztahu (5-54) a (5-55).

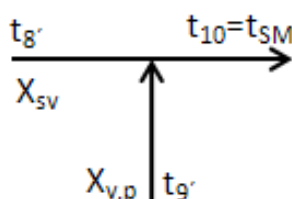
Koncentrace spalin a vzduchu ve směsi

$$X_{SV} = \frac{\dot{m}_{SV}}{\dot{m}_{SM}} = \frac{1,4487}{2,7474} = 0,5273 \quad (5-54)$$

$$X_{V,p} = \frac{\dot{m}_{V,p}}{\dot{m}_{SM}} = \frac{1,2987}{2,7474} = 0,4727 \quad (5-55)$$

Výpočet teploty směsi

Z koncentrací a teplot vstupujících do této bilance viz. Obr. 10 lze poměrově spočítat teplotu směsi, která je dána vztahem (5-56). Teplota $t_{g'} = 458,08 \text{ } ^\circ\text{C}$ je teplota spalin proudící z výměníku spalin – vzduch a teplota t_{SM} je teplota směsi po přivedení přebytku vzduchu od turbíny, teplota vzduchu od turbíny je $t_{g'} = 473 \text{ } ^\circ\text{C}$.

**Obr. 10** Balance směsi spalin a přebytku vzduchu

$$t_{SM} = X_{SV} \cdot t_{g'} + X_{V,p} \cdot t_{g'} [^\circ\text{C}] \quad (5-56)$$

$$t_{SM} = 0,5273 \cdot 458,08 + 0,4727 \cdot 473 = 454,5865 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.1.6 Ochlazení směsi tepelným výměníkem - varianta A

Vlivem vysoké teploty směsi dle výpočtu (5-56) je zapotřebí teplotu směsi před vstupem do sušičky ochladit na požadovanou hodnotu teploty, která je $t_{11} = 175 \text{ } ^\circ\text{C}$. Pro chlazení bude směs chlazena tepelným výměníkem směs – voda. Teplotní spád vody je $60 \div 80 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Měrná tepelná kapacita směsi

Měrnou tepelnou kapacitu lze vypočítat podobně jako teplotu směsi ve vztahu (5-56), stanoví se na základě středních teplot dle vztahu (5-57).

$$t_{stř,SV} = \frac{t_{SM} + t_{11}}{2} = \frac{454,5865 + 175}{2} = 314,7932 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5-57)$$

Ze střední teploty směsi jsou stanoveny měrné tepelné kapacity. Měrná tepelná kapacita spalin při střední teplotě $t_{stř,SV} = 314,7932 \text{ } ^\circ\text{C}$

je $c_{p,SV} = 1,1871 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$, měrná tepelná kapacita vzduchu je $c_{p,V} = 1,0683 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$.

Pro výpočet směsi použijeme koncentrace pro spalinu ze vztahu (5-54) a pro vzduch ze vztahu (5-55) ve směsi.

$$c_{p,SM} = X_{SV} \cdot c_{p,SV} + X_{V,p} \cdot c_{p,V} [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}] \quad (5-58)$$

$$c_{p,SM} = 0,5273 \cdot 1,1871 + 0,4727 \cdot 1,0683 = 1,131 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Tepelný výkon chladicího výměníku – varianta A

Tepelný výkon chladicího výměníku určíme z bilanční rovnice, která je dána vztahem (5-59). K výpočtu tepelného výkonu použijeme měrnou tepelnou kapacitu směsi z předchozího výpočtu (5-58). Z Obr. 10 je patrné, že teplota t_{10} je shodná s teplotou t_{SM} . Účinnost výměníku je zde $\eta_{v,SM-H_2O} = 98 \%$.

$$Q_{CH} = Q_{SM} \cdot \eta_{v,SM-H_2O} \quad (5-59)$$

$$Q_{CH} = \dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM} \cdot (t_{10} - t_{11}) \cdot \eta_{v,SM-H_2O} [kW]$$

$$Q_{CH} = 2,7474 \cdot 1,131 \cdot (454,5865 - 175) \cdot 0,98 = 851,346 \text{ kW}$$

5.1.7 Tepelná bilance sušičky štěpky - varianta A

Sušička štěpky je pro zjednodušení zde počítána stejně jako výměník, tepelná bilance sušičky je popsána rovnicí (5-62). Teplotní spád v sušičce je $\Delta t = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, kde jako sušící médium je použita směs spalín a vzduchu. Požadovaná teplota před sušičkou je $t_{11} = 175 \text{ }^\circ\text{C}$, teplotu za sušičkou lze určit z teplotního spádu a teplotu před sušičkou štěpky, teplota za sušičkou tedy je $t_{12} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$.

Měrnou tepelnou kapacitu směsi vypočteme z rovnice (5-61) pro střední teplotu dle vztahu (5-60).

$$t_{stř,SM} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{175 + 75}{2} = 125 \text{ }^\circ\text{C} \quad (5-60)$$

Měrná tepelná kapacita spalín při střední teplotě $t_{stř,SV} = 125 \text{ }^\circ\text{C}$ je $c_{p,SV} = 1,1364 \text{ kJ/kg} \cdot K$, měrná tepelná kapacita vzduchu je $c_{p,V} = 1,0324 \text{ kJ/kg} \cdot K$

$$c_{p,SM} = X_{SV} \cdot c_{p,SV} + X_{V,p} \cdot c_{p,V} [kJ/kg \cdot K] \quad (5-61)$$

$$c_{p,SM} = 0,5273 \cdot 1,1364 + 0,4727 \cdot 1,0324 = 1,0872 \text{ kJ/kg} \cdot K$$

Tepelný výkon sušičky štěpky- varianta A

$$Q_{SUŠ} = Q_{SM} \quad (5-62)$$

$$Q_{SU} = \dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM} \cdot (t_{11} - t_{12}) [kW]$$

$$Q_{SU} = 2,7474 \cdot 1,0872 \cdot (175 - 75) = 298,7101 \text{ kW}$$

5.1.8 Stanovení příkonu spalínového ventilátoru - varianta A

Spalínový ventilátor slouží pro dopravu spalín spalínovými trakty od kotle až do komína, vytváří v systému podtlak a zajišťuje přívod vzduchu do kotle [14]. Pravděpodobný příkon spalínového ventilátoru je dán vztahem (5-65), který je převzat z [12].

Pro provedení výpočtu příkonu spalínového ventilátoru byly po konzultaci s vedoucím diplomové práce stanoveny potřebné parametry. Odhadovaná tlaková ztráta je $\Delta P = 2,5 \text{ kPa}$, účinnost ventilátoru $\eta_{vent} = 70 \%$, koeficient zvýšení průtoku $\chi_o = 1,1$, koeficient korekce tlakových poměrů průtoku $\chi_p = 1,1$, koeficient korekce typu ventilátoru $\chi_v = 1,2$. Průtočné množství spalín bylo stanoveno na základě hmotnostního průtoku směsi pomocí hustot.

Hustota směsi vzduchu a spalín

Je vypočítána obdobně jako teplota směsi ve vztahu (5-56). Hustoty složek plynů jsou převzaty z [9]. Hustota spalín ve směsi je $\rho_{SV} = 1,0174 \text{ kg/m}^3$, hustota vzduchu ve směsi je $\rho_{SV} = 1,026 \text{ kg/m}^3$. Hustoty jsou stanoveny pro teplotu směsi za sušičkou vzduchu $t_{12} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$\rho_{SM} = X_{SV} \cdot \rho_{SP} + X_{V,p} \cdot \rho_V [\text{kg/m}^3] \quad (5-63)$$

$$\rho_{SM} = 0,5273 \cdot 1,0174 + 0,4727 \cdot 1,026 = 1,0215 \text{ kg/m}^3$$

Průtočné množství spalín

Přepočet hmotnostního toku směsi spalín a vzduchu je dán vztahem (5-64).

$$\dot{V}_{SM} = \frac{\dot{m}_{SM}}{\rho_{SM}} = \frac{2,7474}{1,0215} = 2,6896 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5-64)$$

Příkon spalínového ventilátoru

$$P_{vent} = \chi_o \cdot \chi_p \cdot \chi_v \cdot \Delta P \cdot \dot{V}_{SM} \cdot \frac{1}{1000 \cdot \eta_{vent}} [\text{kW}_e] \quad (5-65)$$

$$P_{vent} = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 2500 \cdot 2,6896 \cdot \frac{1}{1000 \cdot 0,7} = 13,9477 \text{ kW}_e$$

5.1.9 Stanovení účinností varianty A

Pro výpočet elektrické účinnosti a celkové účinnosti tepelného oběhu je zapotřebí stanovit tepelný výkon přivedený v palivu, ten se vypočítá z hmotnostního toku paliva a výhřevnosti paliva dle vztahu (5-66) [11].

Tepelný příkon přivedený v palivu

$$Q_{pal} = \dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r [\text{kW}] \quad (5-66)$$

$$Q_{pal} = 0,1517 \cdot 12000 = 1820,791 \text{ kW}$$

Elektrická účinnost oběhu - varianta A

Elektrickou účinnost určíme z tepelného výkonu přivedeného v palivu do kotle a množství vyrobené elektrické energie na svorkách generátoru dle vztahu (5-67) [14].

$$\eta_{el} = \frac{P_{sv} - P_{vent}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (5-67)$$

$$\eta_{el} = \frac{200 - 13,9477}{1820,791} \cdot 100 = 10,2182 \%$$

Tepelná účinnost oběhu - varianta A

Tepelnou účinnost vypočítáme z tepelného příkonu přivedeného v palivu do kotle a součtu tepelných výkonů v oběhu dle vztahu (5-68) [14].

$$\eta_t = \frac{Q_{CH} + Q_{SU}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (5-68)$$

$$\eta_t = \frac{851,3459 + 298,7101}{1820,791} \cdot 100 = 63,1624 \%$$

Celková účinnost oběhu - varianta A

Je definována tepelným příkonem přiváděným v palivu k užitečnému výstupnímu výkonu oběhu. V případě tohoto oběhu je užitečný výkon složen z tepelného výkonu sušičky štěpky, tepelného výkonu výměníku určeného pro ochlazení směsi před sušičkou a výkonu na svorkách generátoru, který se zmenší o ztráty elektrické energie vzniklé vlastní spotřebou. Celková účinnost oběhu je dána vztahem (5-69) [14].

$$\eta_c = \frac{Q_{SU} + Q_{CH} + P_{sv} - P_{vent}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (5-69)$$

$$\eta_c = \frac{298,7101 + 851,346 + 200 - 13,9477}{1820,791} \cdot 100 = 73,3806 \%$$

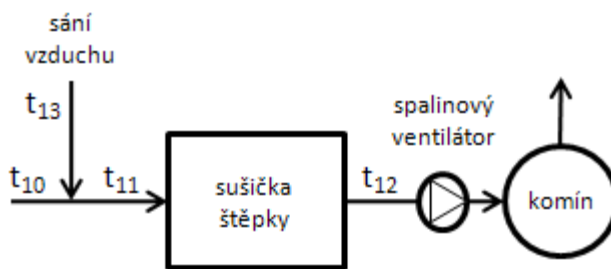
Přehled vypočítaných hodnot pro tepelný oběh varianty 1 A, je uveden v Tab. 9.

Veličina	Hodnota	Jednotka
Teplota za rekuperací do výměníku	408,08	[°C]
Teplota za rekuperací do kotle	271,92	[°C]
Součinitel přebytku vzduchu	1,94	[-]
Teplota nechlazeného plamene	1094,236	[°C]
Hmotnostní tok spalin	5215,412	[kg/h]
Hmotnostní tok paliva	546,2373	[kg/h]
Teplota spalin za výměníkem t_8	458,08	[°C]
Hmotnostní tok vzduchu do kotle	4648,742	[kg/h]
Hmotnostní tok přebytku vzduchu	4675,258	[kg/h]
Hmotnostní tok směsi	9890,67	[kg/h]
Teplota směsi t_{10}	454,5865	[°C]
Tepelný výkon chladiče	851,346	[kW]
Tepelný výkon sušičky štěpky	298,7101	[kW]
Příkon spalínového ventilátoru	13,9477	[kW _e]
Elektrická účinnost	10,2182	[%]
Tepelná účinnost	63,1624	[%]
Celková účinnost	73,3806	[%]

Tab. 9 Přehled vypočtených hodnot tepelného oběhu varianty 1 A

5.1.10 Ochlazení směsi přiváděným proudem vzduchu - varianta B

Stejně jako ve variantě A je zapotřebí teplotu směsi před vstupem do sušičky ochladit na požadovanou hodnotu teploty, která je $t_{11} = 175\text{ °C}$. V této variantě bude pro chlazení použit přísávaný vzduch o teplotě $t_{13} = 20\text{ °C}$. Teplota směsi před sáním chladicího vzduchu $t_{10} = 454,5865$ je stejná jako v předchozí variantě. Část schématu s přiváděným vzduchem pro chlazení je zobrazena na obrázku Obr. 11.



Obr. 11 Schéma části chlazené přiváděným vzduchem Varianta B

Jelikož není známa hodnota hmotnostního toku přísávaného vzduchu, tudíž není znám i celkový hmotnostní tok směsi, je nutné výpočet provést iteračně. Hodnota hmotnostního toku se odhadne a dopočítá se teplota před sušičkou štěpky. Hmotnostní tok bude měněn, dokud se nebude shodovat s dopočítanou teplotou $t_{11} = 175\text{ °C}$.

Hmotnostní tok přísávaného vzduchu byl iteračně stanoven na $\dot{m}_{V,CH} = 4,9557\text{ kg/s}$.

Celkový hmotnostní tok

$$\dot{m}_{SM,11} = \dot{m}_{SM} + \dot{m}_{V,CH} [kg/s] \quad (5-70)$$

$$\dot{m}_{SM,11} = 2,7474 + 4,8301 = 7,7031 \text{ kg/s}$$

Koncentrace směsi a přísávaného vzduchu

Pro výpočet požadované teploty přísávaného vzduchu se stanoví hmotnostní koncentrace toku, dle vztahů pro směs spalín a vzduchu (5-71) a pro přísávaný vzduch (5-72).

$$X_{SM} = \frac{\dot{m}_{SM}}{\dot{m}_{SM,11}} = \frac{2,7474}{7,7031} = 0,3566 \quad (5-71)$$

$$X_{V,CH} = \frac{\dot{m}_{V,CH}}{\dot{m}_{SM,11}} = \frac{4,9557}{7,7031} = 0,6433 \quad (5-72)$$

Výpočet teploty přísávaného vzduchu

Pro výpočet teploty směsi t_{11} se použije vztah (5-73).

$$t_{11} = X_{SM} \cdot t_{10} + X_{V,CH} \cdot t_{13} [^{\circ}C] \quad (5-73)$$

$$t_{11} = 0,3566 \cdot 454,5865 + 0,6433 \cdot 20 = 175,0006 \text{ }^{\circ}C$$

Výpočet koncentrace vzduchu a spalín ve směsi

Hmotnostní tok vzduchu je dán součtem hmotnostních toků vzduchu ve směsi a přísávaném vzduchu pro chlazení dle vztahu (5-74). Výpočet koncentrací vzduchu a spalín ve směsi 2 je dle vztahu (5-75) a (5-76).

$$\dot{m}_{V,11} = \dot{m}_{V,SM} + \dot{m}_{V,CH} [kg/s] \quad (5-74)$$

$$\dot{m}_{V,11} = 1,2987 + 4,9557 = 6,2544 \text{ kg/s}$$

$$X_{V,11} = \frac{\dot{m}_{V,11}}{\dot{m}_{SM,11}} = \frac{6,2544}{7,7031} = 0,8119 \quad (5-75)$$

$$X_{SV,11} = \frac{\dot{m}_{SV}}{\dot{m}_{SM,11}} = \frac{1,4487}{7,7031} = 0,1881 \quad (5-76)$$

5.1.11 Tepelná bilance sušičky štěpky- varianta B

Sušička štěpky je zde počítána úplně stejně jako ve variantě A, tepelná bilance sušičky je popsána rovnicí (5-79). Teplotní spád v sušičce je $\Delta t = 100 \text{ }^{\circ}C$, Požadovaná teplota před sušičkou je $t_{11} = 175 \text{ }^{\circ}C$, teplotu za sušičkou je $t_{12} = 75 \text{ }^{\circ}C$.

$$t_{stř,SM} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{175 + 75}{2} = 125 \text{ }^{\circ}C \quad (5-77)$$

Měrná tepelná kapacita spalin při střední teplotě $t_{stř,SV} = 125\text{ °C}$
je $c_{p,SV} = 1,1364\text{ kJ/kg} \cdot K$, měrná tepelná kapacita vzduchu je $c_{p,V} = 1,0324\text{ kJ/kg} \cdot K$

$$c_{p,SM} = X_{SV} \cdot c_{p,SV} + X_{V,11} \cdot c_{p,V} [\text{kJ/kg} \cdot K] \quad (5-78)$$

$$c_{p,SM} = 0,1881 \cdot 1,1364 + 0,8119 \cdot 1,0324 = 1,0519\text{ kJ/kg} \cdot K$$

Tepelný výkon sušičky štěpky- varianta B

$$Q_{SUŠ} = Q_{SM,11} \quad (5-79)$$

$$Q_{SU} = \dot{m}_{SM,11} \cdot c_{p,SM} \cdot (t_{11} - t_{12}) [\text{kW}]$$

$$Q_{SU} = 7,7031 \cdot 1,0519 \cdot (175 - 75) = 810,3224\text{ kW}$$

5.1.12 Stanovení příkonu spalínového ventilátoru - varianta B

Pro stanovení příkonu ventilátoru je zde postupováno podle stejných vztahů jako v kapitole 5.1.8.

Hustota směsi vzduchu a spalin

Hustota spalin ve směsi je $\rho_{SV} = 1,0174\text{ kg/m}^3$, hustota vzduchu ve směsi je $\rho_V = 1,026\text{ kg/m}^3$. Hustoty jsou stanoveny pro teplotu směsi za sušičkou vzduchu $t_{12} = 75\text{ °C}$.

$$\rho_{SM,11} = X_{SV,11} \cdot \rho_{SP} + X_{V,11} \cdot \rho_V [\text{kg/m}^3] \quad (5-80)$$

$$\rho_{SM,11} = 0,1881 \cdot 1,0174 + 0,8119 \cdot 1,026 = 1,0244\text{ kg/m}^3$$

Průtočné množství spalin

Přepočet hmotnostního toku směsi spalin a vzduchu je dán vztahem (5-81).

$$\dot{V}_{SM,2} = \frac{\dot{m}_{SM,11}}{\rho_{SM,11}} = \frac{7,7031}{1,0244} = 7,5198\text{ m}^3/\text{s} \quad (5-81)$$

Příkon spalínového ventilátoru

$$P_{vent} = \chi_o \cdot \chi_p \cdot \chi_v \cdot \Delta P \cdot \dot{V}_{SM,11} \cdot \frac{1}{1000 \cdot \eta_{vent}} [\text{kW}_e] \quad (5-82)$$

$$P_{vent} = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 2500 \cdot 7,5198 \cdot \frac{1}{1000 \cdot 0,7} = 38,9953\text{ kW}_e$$

5.1.13 Stanovení příkonu vzduchového ventilátoru - varianta B

Pro stanovení příkonu ventilátoru je zde postupováno jako u výpočtu spalinového ventilátoru.

Hustota vzduchu

Hustota je stanovena pro vzduch o teplotě $t_{13} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$\rho_{V,13} = \sum \omega_i \cdot \rho_i \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (5-83)$$

$$\begin{aligned} \rho_{V,13} &= 0,2058 \cdot 1,3514 + 0,7674 \cdot 1,183 + 0,0091 \cdot 1,6882 + 0,0003 \cdot 1,8578 + \\ &+ 0,0173 \cdot 0,764 = 1,2152 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Průtočné množství vzduchu

$$\dot{V}_{V,13} = \frac{\dot{m}_{V,CH}}{\rho_{V,p}} = \frac{4,9557}{1,2152} = 4,078 \text{ m}^3/\text{s} \quad (5-84)$$

Příkon vzduchového ventilátoru

$$P_{V,vent} = \chi_o \cdot \chi_p \cdot \chi_v \cdot \Delta P \cdot \dot{V}_{V,13} \cdot \frac{1}{1000 \cdot \eta_{vent}} \text{ [kW}_e\text{]} \quad (5-85)$$

$$P_{V,vent} = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 2500 \cdot 4,078 \cdot \frac{1}{1000 \cdot 0,7} = 21,1473 \text{ kW}_e$$

5.1.14 Stanovení účinností - varianty B

Výpočet tepelného příkonu přivedeného v palivu je zde stejný jako ve variantě 1 A.

Elektrická účinnost oběhu - varianta B

Elektrickou účinnost určíme z tepelného příkonu přivedeného v palivu do kotle a množství vyrobené elektrické energie na svorkách generátoru dle vztahu (5-86).

$$\eta_{el} = \frac{P_{sv} - P_{vent} - P_{V,vent}}{Q_{pal}} \cdot 100 \text{ [%]} \quad (5-86)$$

$$\eta_{el} = \frac{200 - 38,9953 - 21,1473}{1820,791} \cdot 100 = 7,6811 \text{ %}$$

Tepelná účinnost oběhu - varianta B

Tepelnou účinnost vypočítáme z tepelného příkonu přivedeného v palivu do kotle a tepelného výkonu sušičky dle vztahu (5-87).

$$\eta_t = \frac{Q_{SU}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (5-87)$$

$$\eta_t = \frac{810,3224}{1820,791} \cdot 100 = 44,5039 \%$$

Celková účinnost oběhu - varianta B

V případě varianty B je užitečný výkon složen z tepelného výkonu sušičky štěpky a výkonu na svorkách generátoru, který se zmenší o ztráty elektrické energie vzniklé příkonem ventilátorů. Celková účinnost oběhu je dána vztahem (5-88).

$$\eta_c = \frac{Q_{SU} + P_{sv} - P_{vent} - P_{V,vent}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (5-88)$$

$$\eta_c = \frac{797,3559 + 200 - 38,9953 - 21,1473}{1820,791} \cdot 100 = 52,185 \%$$

Přehled vypočítaných hodnot pro tepelný oběh varianty 1 B, je uveden v Tab. 10.

Veličina	Hodnota	Jednotka
Teplota za rekuperací do výměníku	408,08	[°C]
Teplota za rekuperací do kotle	271,92	[°C]
Součinitel přebytku vzduchu	1,94	[-]
Teplota nechlazeného plamene	1094,236	[°C]
Hmotnostní tok spalin	5215,412	[kg/h]
Hmotnostní tok paliva	546,2373	[kg/h]
Teplota spalin t_8	458,08	[°C]
Hmotnostní tok vzduchu do kotle	4648,742	[kg/h]
Hmotnostní tok přebytku vzduchu	4675,258	[kg/h]
Hmotnostní tok směsi	9890,67	[kg/h]
Teplota směsi t_{10}	454,5865	[°C]
Hmotnostní tok chladícího vzduchu	27731,19	[kg/h]
Tepelný výkon sušičky štěpky	81,3224	[kW]
Příkon spalínového ventilátoru	38,9953	[kWe]
Příkon vzduchového ventilátoru	21,1473	[kWe]
Elektrická účinnost	7,6811	[%]
Tepelná účinnost	44,5039	[%]
Celková účinnost	52,185	[%]

Tab. 10 Přehled vypočtených hodnot tepelného oběhu varianty 1 B

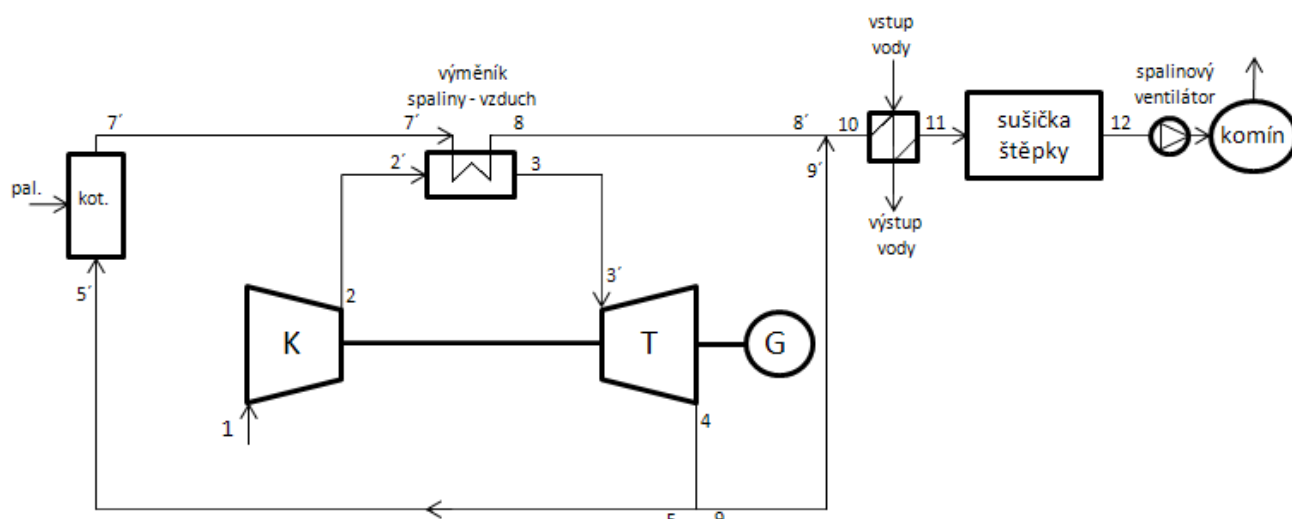
6 Návrh tepelného schématu bez rekuperace tepla – varianta 2

V této kapitole je řešen tepelný oběh bez regenerace tepla, ve kterém pro ochlazení směsi je použit tepelný výměník směs – voda. Pro porovnání účinností je zde použito stejné turbosoustrojí jako v první variantě.

6.1 Návrh tepelného oběhu

Navržený tepelný oběh je nepřímý Braytonův oběh bez rekuperace tepla, kde palivem je dřevní štěpka. Dřevní štěpka a přisávaný vzduch mají stejné parametry jako v první variantě. Z tohoto důvodu je použita část stechiometrických výpočtů z první varianty.

Princip oběhu je stejný jako v předchozí variantě, jen část vzduchu určená pro spalování proudí přímo do kotle.



Obr. 12 Schéma navrženého tepelného oběhu bez rekuperace – varianta 2

Druhá varianta navrhovaného tepelného oběhu se skládá z:

- kotle na štěpku
- výměníku spaliny - vzduch
- turbosoustrojí
- výměníku směs - voda
- sušičky na štěpku
- spalinového ventilátoru

Hodnoty zadané pro turbosoustrojí jsou uvedeny v Tab. 2 v kapitole 5. Tepelné ztráty turbosoustrojí bez rekuperace jsou uvedeny Tab. 11.

Ztrátový úsek	Hodnota	Jednotka
Úsek 3-3'	30	°C
Úsek 4-5'	30	°C
Úsek 7-7'	50	°C
Úsek 8-8'	20	°C
Úsek 4-9'	30	°C

Tab. 11 Zadané tepelné ztráty v turbosoustrojí

6.1.1 Stechiometrický výpočet

Stechiometrické výpočty pro tuto variantu byly převzaty z první varianty tepelného oběhu. Tyto výpočty se liší při spalování se skutečným přebytkem vzduchu.

Postup výpočtu je zde stejný jako v první variantě, kde je zapotřebí pro výpočet teploty nechlazeného plamene znát skutečnou hodnotu přebytku vzduchu α a výpočet provést iteračně.

Skutečné množství vlhkých spalin při $\alpha > 1$

$$O_{SV,\alpha} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (6-1)$$

$$O_{SV,\alpha} = 4,2918 + (2,54 - 1) \cdot 3,4164 = 9,5531 Nm^3/kg_{pal}$$

Skutečné množství vzduchu ve spalinách při $\alpha > 1$

$$O_{V,\alpha} = (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (6-2)$$

$$O_{V,\alpha} = (2,54 - 1) \cdot 3,4164 = 5,2613 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství jednotlivých složek spalin při $\alpha > 1$

Množství jednotlivých složek spalin se stanoví z vlhkého vzduchu, který tvoří podíl přísávaného vzduchu. Spočítá se dle vztahu (5-23).

Množství kyslíku:

$$O_{O_2,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,2058 [Nm^3/kg_{pal}] \quad (6-3)$$

$$O_{O_2,\alpha} = 5,2613 \cdot 0,2058 = 1,0832 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství dusíku:

$$O_{N_2,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,7674 [Nm^3/kg_{pal}] \quad (6-4)$$

$$O_{N_2,\alpha} = 5,2613 \cdot 0,7674 = 4,0374 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Množství argonu:

$$O_{Ar,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,0091 \text{ [Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}\text{]} \quad (6-5)$$

$$O_{Ar,\alpha} = 5,2613 \cdot 0,0091 = 0,0481 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Množství oxidu uhličitého:

$$O_{CO_2,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,0003 \text{ [Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}\text{]} \quad (6-6)$$

$$O_{CO_2,\alpha} = 5,2613 \cdot 0,0003 = 0,0016 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Množství vodní páry:

$$O_{H_2O,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,0173 \text{ [Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}\text{]} \quad (6-7)$$

$$O_{H_2O,\alpha} = 5,2613 \cdot 0,017 = 0,0911 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Výpočet objemových koncentrací složek spalín při $\alpha > 1$

Objemové koncentrace složek spalín s přebytkem vzduchu α se vypočítají ze vztahu (5-29).

Výpočet objemových koncentrací složek vlhkých spalín:

$$\omega_{O_2,\alpha} = \frac{O_{O_2} + O_{O_2,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0 + 1,0832}{9,5531} = 0,1134 \quad (6-8)$$

$$\omega_{N_2,\alpha} = \frac{O_{N_2} + O_{N_2,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{2,6512 + 4,0374}{9,5531} = 0,7002 \quad (6-9)$$

$$\omega_{Ar,\alpha} = \frac{O_{Ar} + O_{Ar,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0,0309 + 0,0481}{9,5531} = 0,0083 \quad (6-10)$$

$$\omega_{CO_2,\alpha} = \frac{O_{CO_2} + O_{CO_2,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0,6551 + 0,0016}{9,5531} = 0,0687 \quad (6-11)$$

$$\omega_{H_2O,\alpha} = \frac{O_{H_2O} + O_{H_2O,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0,9546 + 0,0911}{9,5531} = 0,1095 \quad (6-12)$$

Hodnoty objemových koncentrací složek vlhkých spalin byly vypočteny pro hodnotu součinitele přebytku vzduchu $\alpha = 2,54$, výsledky objemových koncentrací jsou uvedeny v Tab. 12.

Prvek	Objemové koncentrace $\alpha = 1$	Objemové koncentrace $\alpha = 2,54$
O ₂	0	11,34
N ₂	61,77	70,02
Ar	0,72	0,83
CO ₂	15,26	6,87
H ₂ O	22,24	10,95
Suma	100	100

Tab. 12 Objemové koncentrace složek spalin – varianta 2

6.1.2 Výpočet teploty nechlazeného plamene

Postup výpočtu teploty nechlazeného plamene je proveden stejným způsobem jako v předchozí variantě.

Výpočet hustoty spalin

Výpočet hustoty spalin se vypočítá dle vztahu (6-13), hustoty jednotlivých plyných prvků jsou vedeny v Tab. 8.

$$\rho_{SV,\alpha} = 0,1134 \cdot 1,428 + 0,7002 \cdot 1,25 + 0,0083 \cdot 1,784 + 0,0687 \cdot 1,963 + \\ + 0,1095 \cdot 0,8058 = 1,275 \text{ kg/m}^3 \quad (6-13)$$

Hmotnostní koncentrace spalin

$$\sigma_{SV,\alpha} = O_{SV,\alpha} \cdot \rho_{SV,\alpha} [\text{kg}_{VS}/\text{kg}_{pal}] \quad (6-14)$$

$$\sigma_{SV,\alpha} = 9,5531 \cdot 1,275 = 12,18 \text{ kg}_{VS}/\text{kg}_{pal}$$

Hmotnostní koncentrace vzduchu

Výpočet teploty nechlazeného plamene se provede dle vztahu (6-15). Účinnost ohniště $\eta_{oh} = 97 \%$, ztráta chemickým i mechanickým nedopalem $\xi_N = 5 \%$, měrná tepelná kapacita spalin $c_{p,SV} = 1,3565 \text{ kJ/kgK}$, měrná tepelná kapacita vzduchu $c_{p,V} = 1,1071 \text{ kJ/kgK}$, teplota vstupujícího vzduchu do kotle $t_{6'} = 473^\circ\text{C}$.

Hmotnostní koncentrace vzduchu jsou vyjádřeny z výpočtu teploty nechlazeného plamene dle vztahu (6-16).

$$t_{NP} = \frac{\eta_{oh} \cdot Q_i^r + (1 - \xi_N) \cdot \sigma_V \cdot t_{6'} \cdot c_{p,V}}{(1 - \xi_N) \cdot \sigma_{SV,\alpha} \cdot c_{p,SV}} [^\circ\text{C}] \quad (6-15)$$

$$\sigma_V = \frac{(1 - \xi_N) \cdot \sigma_{SV,\alpha} \cdot t_{NP} \cdot c_{p,SV} - \eta_{oh} \cdot Q_i^r}{(1 - \xi_N) \cdot t_{5'} \cdot c_{p,V}} [kg_V/kg_{pal}] \quad (6-16)$$

$$\sigma_V = \frac{(1 - 0,05) \cdot 12,18 \cdot 1094,774 \cdot 1,3565 - 0,97 \cdot 12000}{(1 - 0,05) \cdot 473 \cdot 1,1071} = 11,1426 kg_V/kg_{pal}$$

Teplota nechlazeného plamene

Hodnota teploty nechlazeného plamene při součiniteli $\alpha = 2,54$ je $t_{NP} = 1094,774^\circ\text{C}$.

Skutečné množství vlhkého vzduchu

Hustota vlhkého vzduchu se vypočítá dle vztahu (5-35), použijí se objemové koncentrace vlhkého vzduchu viz. Tab. 12.

Hustota vlhkého vzduchu $\rho_{VV} = 1,284 kg/m^3$.

$$O_{VV,\alpha} = \frac{\sigma_V}{\rho_{VV}} = \frac{11,1426}{1,284} = 8,6778 [Nm^3/kg_{pal}] \quad (6-17)$$

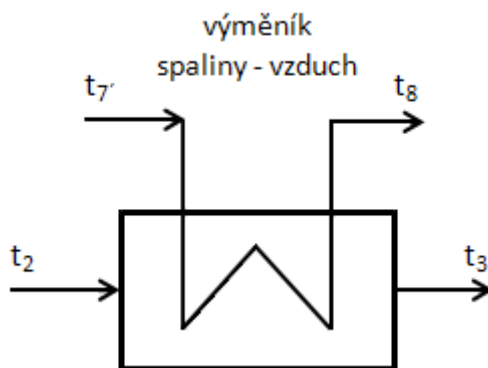
Výpočet součinitele přebytku vzduchu

$$\alpha = \frac{O_{VV,\alpha}}{O_{VV\min}} = \frac{8,6778}{3,4164} = 2,54 \quad (6-18)$$

6.1.3 Tepelná bilance výměníku spaliny – vzduch

Jak v první variantě tak i zde je použit výměník s účinností $\eta_{v,S-V} = 98\%$, u kterého je teplotní spád výměníku volen $\Delta t = 50^\circ\text{C}$ jako v předešlé variantě tepelného oběhu. Do výměníku vstupuje vzduch z kompresoru o teplotě $t_2 = 192^\circ\text{C}$ kde je ohřátý na požadovanou teplotu $t_3 = 780^\circ\text{C}$.

Do tepelného výměníku vstupují spaliny o teplotě $t_7 = 1044,774^\circ\text{C}$, která je dána teplotou nechlazeného plamene a tepelnými ztrátami v turbosoustrojí, vystupující teplota ze strany spalin je teplota $t_8 = 242^\circ\text{C}$. Schéma výměníku spaliny – vzduch je zobrazeno na Obr. 12.



Obr. 12 Schéma výměníku spaliny - vzduch

Výpočet střední teploty spalin a vzduchu

$$t_{stř,SV} = \frac{t_7 + t_8}{2} = \frac{1044,774 + 242}{2} = 643,387 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6-19)$$

$$t_{stř,V} = \frac{t_3 + t_2}{2} = \frac{780 + 192}{2} = 486 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6-20)$$

Měrné tepelné kapacity

Měrná tepelná kapacita spalin pro teplotu $t_{stř,SV} = 643,387 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je $c_{p,SV} = 1,2547 \text{ kJ/kgK}$. Měrná kapacita vzduchu pro teplotu $t_{stř,V} = 486 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je $c_{p,V} = 1,1103 \text{ kJ/kgK}$.

Hmotnostní tok spalin

Z tepelné bilance výměníku spaliny – vzduch (6-21), vyjádřením hmotnostního toku dostaneme vztah (6-22) [13].

$$Q_V = Q_{SV} \cdot \eta_{v,S-V} \quad (6-21)$$

$$\dot{m}_V \cdot c_{p,V} \cdot (t_3 - t_2) = \dot{m}_{SV} \cdot c_{p,SV} \cdot (t_7 - t_8) \cdot \eta_{v,S-V}$$

$$\dot{m}_{SV} = \frac{\dot{m}_V \cdot c_{p,V} \cdot (t_3 - t_2)}{c_{p,SV} \cdot (t_7 - t_8) \cdot \eta_{v,S-V}} \text{ [kg/s]} \quad (6-22)$$

$$\dot{m}_{SV} = \frac{2,59 \cdot 1,1103 \cdot (780 - 192)}{1,2547 \cdot (1044,774 - 242) \cdot 0,98} = 1,713 \text{ kg/s} = 6166,755 \text{ kg/h}$$

Hmotnostní tok paliva

Hmotnostní tok paliva se stanoví z hmotnostní koncentrace spalin, které vznikají z 1 kg paliva dle vztahu (6-23).

$$\dot{m}_{pal} = \frac{\dot{m}_{SV}}{\sigma_{SV,\alpha}} \text{ [kg/s]} \quad (6-23)$$

$$\dot{m}_{pal} = \frac{1,713}{12,18} = 0,1406 \text{ kg/s} = 506,3017 \text{ kg/h}$$

Hmotnostní tok přiváděného vzduchu do kotle

Vypočítá se z hmotnostní koncentrace vlhkého vzduchu a hmotnostního toku paliva dle vztahu (6-24).

$$\dot{m}_{V,k} = \dot{m}_{pal} \cdot \sigma_V \text{ [kg/s]} \quad (6-24)$$

$$\dot{m}_{V,k} = 0,1406 \cdot 11,1426 = 1,5671 \text{ kg/s} = 5641,535 \text{ kg/h}$$

6.1.4 Tepelná bilance přebytku vzduchu

Vypočítá se z rozdílu hmotnostního toku vzduchu z turbíny a hmotnostního toku vzduchu přivedeného do kotle dle vztahu (6-25).

Hmotnostní tok přebytku vzduchu

$$\dot{m}_{V,p} = \dot{m}_V - \dot{m}_{V,k} [kg/s] \quad (6-25)$$

$$\dot{m}_{V,p} = 2,59 - 1,5671 = 1,0229 \text{ kg/s} = 3682,465 \text{ kg/h}$$

Hmotnostní tok směsi

Množství směsi se vypočítá součtem hmotnostních toků spalin proudících výměníkem spaliny – vzduch a přívodem části vzduchu od turbíny dle vztahu (6-26).

$$\dot{m}_{SM} = \dot{m}_{SV} + \dot{m}_{V,p} [kg/s] \quad (6-26)$$

$$\dot{m}_{SM} = 1,713 + 1,0229 = 2,7359 \text{ kg/s} = 9849,22 \text{ kg/h}$$

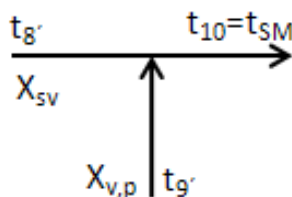
Koncentrace spalin a vzduchu ve směsi

$$X_{SV} = \frac{\dot{m}_{SV}}{\dot{m}_{SM}} = \frac{1,713}{2,7359} = 0,6261 \quad (6-27)$$

$$X_{V,p} = \frac{\dot{m}_{V,p}}{\dot{m}_{SM}} = \frac{1,0229}{2,7359} = 0,3739 \quad (6-28)$$

Výpočet teploty směsi

Vypočítáme stejně jako v první variantě dle vztahu (5-56). Bilance směsi je zobrazena na Obr. 10. Teplota $t_{8'}$ = 242 °C je teplota spalin proudících z výměníku spaliny – vzduch a teplota t_{SM} je teplota směsi po přivedení přebytku vzduchu od turbíny, teplota vzduchu od turbíny $t_{9'}$ = 473 °C.



Obr. 13 Bilance směsi spalin a přebytku vzduchu

$$t_{SM} = X_{SV} \cdot t_{8'} + X_{V,p} \cdot t_{9'} [^{\circ}C] \quad (6-29)$$

$$t_{SM} = 0,6261 \cdot 242 + 0,3739 \cdot 473 = 315,8449 \text{ } ^{\circ}C$$

6.1.5 Ochlazení směsi tepelným výměníkem

Ochlazení na požadovanou hodnotu $t_{11} = 175 \text{ } ^{\circ}C$ bude řešeno tepelným výměníkem směs – voda. Teplotní spád vody je zde stejný jako v předchozí variantě 60 ÷ 80 °C.

Měrná tepelná kapacita směsi

$$t_{stř,SV} = \frac{t_{SM} + t_{11}}{2} = \frac{315,8449 + 175}{2} = 245,4224 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6-30)$$

Měrná tepelná kapacita spalin při střední teplotě $t_{stř,SV} = 245,4224 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je $c_{p,SV} = 1,1423 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$, měrná tepelná kapacita vzduchu je $c_{p,V} = 1,053 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$.

Pro výpočet měrné tepelné kapacity směsi použijeme koncentrace ze vztahů (6-27) a (6-28).

$$c_{p,SM} = X_{SV} \cdot c_{p,SV} + X_{V,p} \cdot c_{p,V} [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}] \quad (6-31)$$

$$c_{p,SM} = 0,6261 \cdot 1,1423 + 0,3739 \cdot 1,053 = 1,109 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Tepelný výkon chladicího výměníku

Tepelný výkon chladicího výměníku se určí z bilanční rovnice, která je dána vztahem (6-32). Hodnota účinnost výměníku je zde také $\eta_{v,SM-H_2O} = 98 \text{ } \%$.

$$Q_{CH} = Q_{SM} \cdot \eta_{v,SM-H_2O} \quad (6-32)$$

$$Q_{CH} = \dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM} \cdot (t_{10} - t_{11}) \cdot \eta_{v,SM-H_2O} [\text{kW}]$$

$$Q_{CH} = 2,7359 \cdot 1,109 \cdot (315,8449 - 175) \cdot 0,98 = 418,7682 \text{ kW}$$

6.1.6 Tepelná bilance sušičky štěpky

Tepelná bilance sušičky štěpky je popsána rovnicí (6-35). Teplotní spád v sušičce je $\Delta t = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Požadovaná teplota před sušičkou je $t_{11} = 175 \text{ }^{\circ}\text{C}$, teplota za sušičkou je $t_{12} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Měrnou tepelnou kapacitu směsi vypočteme z rovnice (6-34) pro střední teplotu dle vztahu (6-33).

$$t_{stř,SM} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{175 + 75}{2} = 125 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (6-33)$$

Měrná tepelná kapacita spalin při střední teplotě $t_{stř,SV} = 125 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je $c_{p,SV} = 1,1141 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$, měrná tepelná kapacita vzduchu je $c_{p,V} = 1,0324 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

$$c_{p,SM} = X_{SV} \cdot c_{p,SV} + X_{V,p} \cdot c_{p,V} [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}] \quad (6-34)$$

$$c_{p,SM} = 0,6261 \cdot 1,1141 + 0,3739 \cdot 1,0324 = 1,0835 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Tepelný výkon sušičky štěpky

$$Q_{SUŠ} = Q_{SM} \quad (6-35)$$

$$Q_{SU} = \dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM} \cdot (t_{11} - t_{12}) [\text{kW}]$$

$$Q_{SU} = 2,7359 \cdot 1,0835 \cdot (175 - 75) = 296,4464 \text{ kW}$$

6.1.7 Stanovení příkonu spalínového ventilátoru

Jelikož je zde použito turbosoustrojí jako v předchozí variantě, není zde žádný zdroj podtlaku, který by zajistil odvod spalin. Potřebné parametry pro výpočet jsou zde stejné jako v předchozí variantě.

Hustota směsi vzduchu a spalin

Hustota spalin ve směsi je $\rho_{SV} = 1,0193 \text{ kg/m}^3$, hustota vzduchu ve směsi je $\rho_V = 1,026 \text{ kg/m}^3$. Hustoty jsou stanoveny pro teplotu směsi za sušičkou vzduchu $t_{12} = 75^\circ\text{C}$.

$$\rho_{SM} = X_{SV} \cdot \rho_{SP} + X_{V,p} \cdot \rho_V [\text{kg/m}^3] \quad (6-36)$$

$$\rho_{SM} = 0,6261 \cdot 1,0193 + 0,3739 \cdot 1,026 = 1,0218 \text{ kg/m}^3$$

Průtočné množství spalin

Přepočet hmotnostního toku směsi spalin a vzduchu je dán vztahem (6-37).

$$\dot{V}_{SM} = \frac{\dot{m}_{SM}}{\rho_{SM}} = \frac{2,7359}{1,0218} = 2,6776 \text{ m}^3/\text{s} \quad (6-37)$$

Příkon spalínového ventilátoru

$$P_{vent} = \chi_o \cdot \chi_p \cdot \chi_v \cdot \Delta P \cdot \dot{V}_{SM} \cdot \frac{1}{1000 \cdot \eta_{vent}} [\text{kW}_e] \quad (6-38)$$

$$P_{vent} = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 2500 \cdot 2,6776 \cdot \frac{1}{1000 \cdot 0,7} = 13,8851 \text{ kW}_e$$

6.1.8 Stanovení účinností

Postup výpočtu účinností probíhá stejným způsobem jako v první variantě.

Tepelný příkon přivedený v palivu

$$Q_{pal} = \dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r [\text{kW}] \quad (6-39)$$

$$Q_{pal} = 0,1406 \cdot 12000 = 1687,672 \text{ kW}$$

Elektrická účinnost oběhu

$$\eta_{el} = \frac{P_{sv} - P_{vent}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (6-40)$$

$$\eta_{el} = \frac{200 - 13,8851}{1687,672} \cdot 100 = 11,0279 \%$$

Tepelná účinnost oběhu - varianta A

$$\eta_t = \frac{Q_{CH} + Q_{SU}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (6-41)$$

$$\eta_t = \frac{418,7682 + 296,4464}{1687,672} \cdot 100 = 42,3788 \%$$

Celková účinnost oběhu

$$\eta_c = \frac{Q_{SU} + Q_{CH} + P_{sv} - P_{vent}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (6-42)$$

$$\eta_c = \frac{296,4464 + 418,7682 + 200 - 13,8851}{1687,672} \cdot 100 = 53,4067 \%$$

Přehled vypočítaných hodnot pro tepelný oběh varianty 2, je uveden v Tab. 13.

Veličina	Hodnota	Jednotka
Součinitel přebytku vzduchu	2,54	[-]
Teplota nechlazeného plamene	1094,774	[°C]
Hmotnostní tok spalin	6166,755	[kg/h]
Hmotnostní tok paliva	506,3017	[kg/h]
Teplota spalin za výměníkem t_8	242	[°C]
Hmotnostní tok vzduchu do kotle	5641,535	[kg/h]
Hmotnostní tok přebytku vzduchu	3682,465	[kg/h]
Hmotnostní tok směsi	9849,22	[kg/h]
Teplota směsi t_{10}	315,8449	[°C]
Tepelný výkon chladiče	418,7682	[kW]
Tepelný výkon sušičky štěpky	296,4464	[kW]
Příkon spalínového ventilátoru	13,8851	[kWe]
Elektrická účinnost	11,0279	[%]
Tepelná účinnost	42,3788	[%]
Celková účinnost	53,4067	[%]

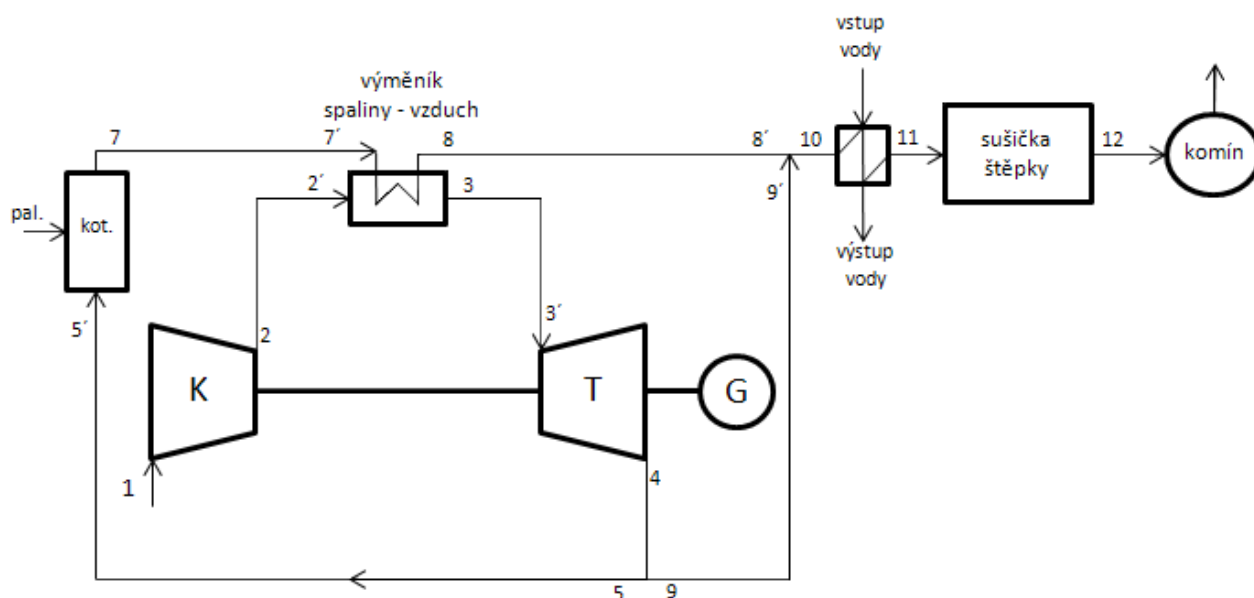
Tab. 13 Přehled vypočtených hodnot tepelného oběhu varianty 2

7 Návrh tepelného schématu bez rekuperace tepla – varianta 3

Podobně jako v kapitole 2 je řešen tepelný oběh bez regenerace tepla, ve kterém pro ochlazení směsi je použit tepelný výměník směs – voda. Pro tento oběh bude použito turbosoustrojí o jiných parametrech, které má na výstupu z turbíny přetlak.

7.1 Návrh tepelného oběhu

Navržený tepelný oběh je téměř shodný s předchozím tepelným oběhem. Vlivem přetlaku na výstupu z turbíny musí být použit kotel, který je na přetlak navržen, a musí být brán větší zřetel na těsnost kotle a ostatních zařízení v tepelném oběhu. V této variantě tepelného oběhu nemusí být v oběhu použit spalínový ventilátor.



Obr. 14 Schéma navrženého tepelného cyklu - varianta 3

Třetí varianta navrhovaného tepelného oběhu se skládá z:

- kotle na štěpku
- výměníku spaliny - vzduch
- turbosoustrojí
- výměníku směs spalin a vzduchu - voda
- sušičky na štěpku

Hodnoty zadané pro turbosoustrojí jsou uvedeny v Tab. 14. Tepelné ztráty jsou převzaty z kapitoly 6, hodnoty ztrát jsou zobrazeny v Tab. 11.

Veličina	Hodnota	Jednotka
Hmotnostní průtok vzduchu	3,13	kg/s
Teplota vzduchu za kompresorem	192	°C
Tlak vzduchu za kompresorem	400	kPa
Požadovaná teplota vzduchu před turbínou	750	°C
Teplota vzduchu vystupujícího z turbíny	518	°C
Tlak vzduchu vystupujícího z turbíny	111,3	kPa

Tab. 14 Zadané hodnoty turbosoustrojí pro variantu 3

7.1.1 Stechiometrický výpočet

Pro zjednodušení byly stochiometrické výpočty počítány pro kotel, do kterého je přiváděný vzduch o normálním tlaku. Proto i zde stochiometrické výpočty mohly být převzaty z předchozí varianty tepelného oběhu.

Skutečné množství vlhkých spalin při $\alpha > 1$

$$O_{SV,\alpha} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (7-1)$$

$$O_{SV,\alpha} = 4,2918 + (2,6 - 1) \cdot 3,4164 = 9,7581 Nm^3/kg_{pal}$$

Skutečné množství vzduchu ve spalinách při $\alpha > 1$

$$O_{V,\alpha} = (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} [Nm^3/kg_{pal}] \quad (7-2)$$

$$O_{V,\alpha} = (2,6 - 1) \cdot 3,4164 = 5,4663 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství jednotlivých složek spalin při $\alpha > 1$

Množství jednotlivých složek spalin se stanoví z vlhkého vzduchu, který tvoří podíl přísávaného vzduchu. Spočítá se dle vztahu (5-23).

Množství kyslíku:

$$O_{O_2,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,2058 [Nm^3/kg_{pal}] \quad (7-3)$$

$$O_{O_2,\alpha} = 5,4663 \cdot 0,2058 = 1,1254 Nm^3/kg_{pal}$$

Množství dusíku:

$$O_{N_2,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,7674 [Nm^3/kg_{pal}] \quad (7-4)$$

$$O_{N_2,\alpha} = 5,4663 \cdot 0,7674 = 4,1947 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Množství argonu:

$$O_{Ar,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,0091 \text{ [Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}\text{]} \quad (7-5)$$

$$O_{Ar,\alpha} = 5,4663 \cdot 0,0091 = 0,05 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Množství oxidu uhličitého:

$$O_{CO_2,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,0003 \text{ [Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}\text{]} \quad (7-6)$$

$$O_{CO_2,\alpha} = 5,4663 \cdot 0,0003 = 0,0016 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Množství vodní páry:

$$O_{H_2O,\alpha} = O_{V,\alpha} \cdot 0,0173 \text{ [Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}\text{]} \quad (7-7)$$

$$O_{H_2O,\alpha} = 5,2613 \cdot 0,017 = 0,0946 \text{ Nm}^3/\text{kg}_{\text{pal}}$$

Výpočet objemových koncentrací složek spalín při $\alpha > 1$

Objemové koncentrace složek spalín s přebytkem vzduchu α se vypočítají ze vztahu (5-29).

Výpočet objemových koncentrací složek vlhkých spalín:

$$\omega_{O_2,\alpha} = \frac{O_{O_2} + O_{O_2,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0 + 1,1254}{9,7581} = 0,1153 \quad (7-8)$$

$$\omega_{N_2,\alpha} = \frac{O_{N_2} + O_{N_2,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{2,6512 + 4,1947}{9,7581} = 0,7016 \quad (7-9)$$

$$\omega_{Ar,\alpha} = \frac{O_{Ar} + O_{Ar,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0,0309 + 0,05}{9,7581} = 0,0083 \quad (7-10)$$

$$\omega_{CO_2,\alpha} = \frac{O_{CO_2} + O_{CO_2,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0,6551 + 0,0016}{9,7581} = 0,0673 \quad (7-11)$$

$$\omega_{H_2O,\alpha} = \frac{O_{H_2O} + O_{H_2O,\alpha}}{O_{SV,\alpha}} = \frac{0,9546 + 0,0946}{9,7581} = 0,1075$$

Hodnoty objemových koncentrací složek vlhkých spalin byly vypočteny pro hodnotu součinitele přebytku vzduchu $\alpha = 2,6$, výsledky objemových koncentrací jsou uvedeny v Tab. 15.

Prvek	Objemové koncentrace $\alpha = 1$	Objemové koncentrace $\alpha = 2,6$
O ₂	0	11,53
N ₂	61,77	70,16
Ar	0,72	0,83
CO ₂	15,26	6,73
H ₂ O	22,24	10,75
Suma	100	100

Tab. 15 Objemové koncentrace složek spalin - varianta 3

7.1.2 Výpočet teploty nechlazeného plamene

Výpočet hustoty spalin

Výpočet hustoty spalin se vypočítá dle vztahu (7-12), hustoty jednotlivých plynných prvků jsou vedeny v Tab. 6.

$$\begin{aligned} \rho_{SV,\alpha} = & 0,1153 \cdot 1,428 + 0,7016 \cdot 1,25 + 0,0083 \cdot 1,784 + 0,0673 \cdot 1,963 + \\ & + 0,1075 \cdot 0,8058 = 1,2752 \text{ kg/m}^3 \end{aligned} \quad (7-12)$$

Hmotnostní koncentrace spalin

$$\sigma_{SV,\alpha} = O_{SV,\alpha} \cdot \rho_{SV,\alpha} [\text{kg}_{VS}/\text{kg}_{pal}] \quad (7-13)$$

$$\sigma_{SV,\alpha} = 9,7581 \cdot 1,2752 = 12,4432 \text{ kg}_{VS}/\text{kg}_{pal}$$

Hmotnostní koncentrace vzduchu

Výpočet teploty nechlazeného plamene se provede dle vztahu (7-14), účinnost ohniště $\eta_{oh} = 97 \%$, ztráta chemickým i mechanickým nedopalem $\xi_N = 5 \%$, měrná tepelná kapacita spalin

$c_{p,SV} = 1,3536 \text{ kJ/kgK}$, měrná tepelná kapacita vzduchu $c_{p,V} = 1,1083 \text{ kJ/kgK}$, teplota vstupujícího vzduchu do kotle $t_{6'} = 488^\circ\text{C}$.

Hmotnostní koncentrace vzduchu jsou vyjádřeny z výpočtu teploty nechlazeného plamene dle vztahu (7-15).

$$t_{NP} = \frac{\eta_{oh} \cdot Q_i^r + (1 - \xi_N) \cdot \sigma_V \cdot t_{6'} \cdot c_{p,V}}{(1 - \xi_N) \cdot \sigma_{SV,\alpha} \cdot c_{p,SV}} [^{\circ}\text{C}] \quad (7-14)$$

$$\sigma_V = \frac{(1 - \xi_N) \cdot \sigma_{SV,\alpha} \cdot t_{NP} \cdot c_{p,SV} - \eta_{oh} \cdot Q_i^r}{(1 - \xi_N) \cdot t_{5'} \cdot c_{p,V}} [kg_V/kg_{pal}] \quad (7-15)$$

$$\sigma_V = \frac{(1 - 0,05) \cdot 12,4432 \cdot 1094,576 \cdot 1,3536 - 0,97 \cdot 12000}{(1 - 0,05) \cdot 488 \cdot 1,1083} = 11,4059 \text{ kg}_V/\text{kg}_{pal}$$

Teplota nechlazeného plamene

Hodnota teploty nechlazeného plamene při součiniteli $\alpha = 2,6$ je $t_{NP} = 1094,576^{\circ}\text{C}$.

Skutečné množství vlhkého vzduchu

Hustota vlhkého vzduchu se vypočítá dle vztahu (5-35), použijí se objemové koncentrace vlhkého vzduchu viz. Tab. 15.

Hustota vlhkého vzduchu $\rho_{VV} = 1,284 \text{ kg}/\text{m}^3$.

$$O_{VV,\alpha} = \frac{\sigma_V}{\rho_{VV}} = \frac{11,4059}{1,284} = 8,8818 [\text{Nm}^3/\text{kg}_{pal}] \quad (7-16)$$

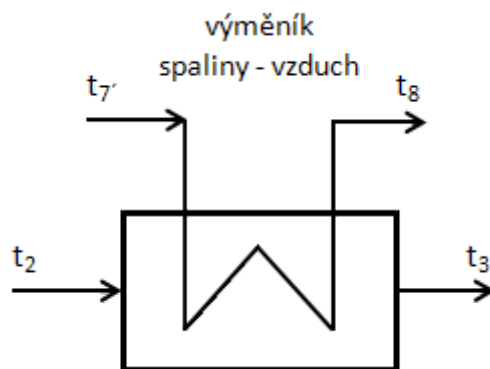
Výpočet součinitele přebytku vzduchu

$$\alpha = \frac{O_{VV,\alpha}}{O_{VV \min}} = \frac{8,8818}{3,4164} = 2,6 \quad (7-17)$$

7.1.3 Tepelná bilance výměníku spaliny – vzduch

Tato varianta má stejné parametry výměníku jako předchozí varianty, účinnost výměníku je $\eta_{v,S-V} = 98 \%$, teplotní spád výměníku je volen $\Delta t = 50^{\circ}\text{C}$ jako v předchozích variantách tepelných oběhů. Do výměníku vstupuje vzduch z kompresoru o teplotě $t_2 = 192^{\circ}\text{C}$, kde je ohřátý na požadovanou teplotu $t_3 = 780^{\circ}\text{C}$.

Do výměníku vstupují spaliny o teplotě $t_{7'} = 1044,576^{\circ}\text{C}$, která je dána teplotou nechlazeného plamene a tepelnými ztrátami v turbosoustrojí, vystupující teplota ze strany spalin je teplota $t_8 = 242^{\circ}\text{C}$. Schéma tepelného výměníku je zobrazeno v Obr. 15.



Obr. 15 Schéma výměníku spaliny - vzduch

Výpočet střední teploty spalin a vzduchu

$$t_{stř,SV} = \frac{t_{7'} + t_8}{2} = \frac{1044,576 + 242}{2} = 643,288 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7-18)$$

$$t_{stř,V} = \frac{t_3 + t_2}{2} = \frac{780 + 192}{2} = 486 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7-19)$$

Měrné tepelné kapacity

Měrná tepelná kapacita spalin pro teplotu $t_{stř,SV} = 643,288 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je $c_{p,SV} = 1,2524 \text{ kJ/kgK}$. Měrná kapacita vzduchu pro teplotu $t_{stř,V} = 486 \text{ }^{\circ}\text{C}$ je $c_{p,V} = 1,1103 \text{ kJ/kgK}$.

Hmotnostní tok spalin

Z tepelné bilance výměníku spaliny – vzduch (7-20) vyjádřením hmotnostního toku dostaneme vztah (7-21).

$$Q_V = Q_{SV} \cdot \eta_{v,S-V} \quad (7-20)$$

$$\dot{m}_V \cdot c_{p,V} \cdot (t_3 - t_2) = \dot{m}_{SV} \cdot c_{p,SV} \cdot (t_{7'} - t_8) \cdot \eta_{v,S-V}$$

$$\dot{m}_{SV} = \frac{\dot{m}_V \cdot c_{p,V} \cdot (t_3 - t_2)}{c_{p,SV} \cdot (t_{7'} - t_8) \cdot \eta_{v,S-V}} \text{ [kg/s]} \quad (7-21)$$

$$\dot{m}_{SV} = \frac{3,13 \cdot 1,1103 \cdot (780 - 192)}{1,2524 \cdot (1044,576 - 242) \cdot 0,98} = 1,7166 \text{ kg/s} = 6179,982 \text{ kg/h}$$

Hmotnostní tok paliva

Hmotnostní tok paliva se stanoví z hmotnostní koncentrace spalin, které vznikají z 1 kg paliva dle vztahu (7-22).

$$\dot{m}_{pal} = \frac{\dot{m}_{SV}}{\sigma_{SV,\alpha}} \text{ [kg/s]} \quad (7-22)$$

$$\dot{m}_{pal} = \frac{1,7166}{12,4432} = 0,138 \text{ kg/s} = 496,6549 \text{ kg/h}$$

Hmotnostní tok přiváděného vzduchu do kotle

Vypočítá se z hmotnostní koncentrace vlhkého vzduchu a hmotnostního toku paliva. Dle vztahu (7-23).

$$\dot{m}_{V,k} = \dot{m}_{pal} \cdot \sigma_V \text{ [kg/s]} \quad (7-23)$$

$$\dot{m}_{V,k} = 0,138 \cdot 11,4059 = 1,5736 \text{ kg/s} = 5664,788 \text{ kg/h}$$

7.1.4 Tepelná bilance přebytku vzduchu

Vypočítá se z rozdílu hmotnostního toku vzduchu z turbíny a hmotnostního toku vzduchu přivedeného do kotle dle vztahu (7-24).

Hmotnostní tok přebytku vzduchu

$$\dot{m}_{V,p} = \dot{m}_V - \dot{m}_{V,k} [kg/s] \quad (7-24)$$

$$\dot{m}_{V,p} = 3,13 - 1,5736 = 1,0165 \text{ kg/s} = 3659,212 \text{ kg/h}$$

Hmotnostní tok směsi

Množství směsi se vypočítá součtem hmotnostních toků spalin proudících výměníkem spaliny – vzduch a přívodem části vzduchu od turbíny dle vztahu (7-25).

$$\dot{m}_{SM} = \dot{m}_{SV} + \dot{m}_{V,p} [kg/s] \quad (7-25)$$

$$\dot{m}_{SM} = 1,7166 + 1,0165 = 2,7331 \text{ kg/s} = 9839,194 \text{ kg/h}$$

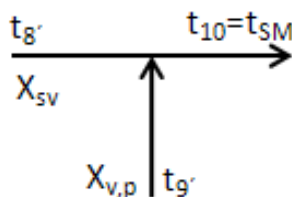
Koncentrace spalin a vzduchu ve směsi

$$X_{SV} = \frac{\dot{m}_{SV}}{\dot{m}_{SM}} = \frac{1,7166}{2,7331} = 0,6281 \quad (7-26)$$

$$X_{V,p} = \frac{\dot{m}_{V,p}}{\dot{m}_{SM}} = \frac{1,0165}{2,7331} = 0,3719 \quad (7-27)$$

Výpočet teploty směsi

Bilance směsi je zobrazena na Obr. 16. Teplota $t_{8'} = 242^\circ\text{C}$ je teplota spalin proudících z výměníku spaliny – vzduch a teplota t_{SM} je teplota směsi po přivedení přebytku vzduchu od turbíny, teplota vzduchu od turbíny $t_{9'} = 488^\circ\text{C}$.



Obr. 16 Bilance směsi spalin a přebytku vzduchu

$$t_{SM} = X_{SV} \cdot t_{8'} + X_{V,p} \cdot t_{9'} [^\circ\text{C}] \quad (7-28)$$

$$t_{SM} = 0,6281 \cdot 242 + 0,3719 \cdot 488 = 320,9258^\circ\text{C}$$

7.1.5 Ochlazení směsi tepelným výměníkem

Ochlazení na požadovanou hodnotu $t_{11} = 175^\circ\text{C}$ bude řešeno tepelným výměníkem směs – voda. Teplotní spád vody je zde stejný jako v předchozí variantě $60 \div 80^\circ\text{C}$.

Měrná tepelná kapacita směsi

$$t_{stř,SV} = \frac{t_{SM} + t_{11}}{2} = \frac{320,9258 + 175}{2} = 247,9629 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7-29)$$

Měrná tepelná kapacita spalín při střední teplotě $t_{stř,SV} = 247,9629 \text{ } ^\circ\text{C}$ je $c_{p,SV} = 1,1411 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$, měrná tepelná kapacita vzduchu je $c_{p,V} = 1,0535 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$.

$$c_{p,SM} = X_{SV} \cdot c_{p,SV} + X_{V,p} \cdot c_{p,V} [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}] \quad (7-30)$$

$$c_{p,SM} = 0,6281 \cdot 1,1411 + 0,3719 \cdot 1,0535 = 1,1085 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Tepelný výkon chladicího výměníku

Tepelný výkon chladicího výměníku se určí z bilanční rovnice, která je dána vztahem (7-31). Hodnota účinnost výměníku je zde také $\eta_{v,SM-H_2O} = 98 \text{ } \%$.

$$Q_{CH} = Q_{SM} \cdot \eta_{v,SM-H_2O} \quad (7-31)$$

$$Q_{CH} = \dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM} \cdot (t_{10} - t_{11}) \cdot \eta_{v,SM-H_2O} [\text{kW}]$$

$$Q_{CH} = 2,7331 \cdot 1,1085 \cdot (320,9258 - 175) \cdot 0,98 = 433,2729 \text{ kW}$$

7.1.6 Tepelná bilance sušičky štěpky

Tepelná bilance sušičky štěpky je popsána rovnicí (7-34). Teplotní spád v sušičce je $\Delta t = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$. Požadovaná teplota před sušičkou je $t_{11} = 175 \text{ } ^\circ\text{C}$, teplota za sušičkou je $t_{12} = 75 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Měrnou tepelnou kapacitu směsi vypočteme z rovnice (7-33) pro střední teplotu dle vztahu (7-32).

$$t_{stř,SM} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{175 + 75}{2} = 125 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7-32)$$

Měrná tepelná kapacita spalín při střední teplotě $t_{stř,SV} = 125 \text{ } ^\circ\text{C}$ je $c_{p,SV} = 1,1141 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$, měrná tepelná kapacita vzduchu je $c_{p,V} = 1,0324 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

$$c_{p,SM} = X_{SV} \cdot c_{p,SV} + X_{V,p} \cdot c_{p,V} [\text{kJ/kg} \cdot \text{K}] \quad (7-33)$$

$$c_{p,SM} = 0,6281 \cdot 1,1124 + 0,3719 \cdot 1,0324 = 1,0826 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Tepelný výkon sušičky štěpky

$$Q_{SUŠ} = Q_{SM} \quad (7-34)$$

$$Q_{SU} = \dot{m}_{SM} \cdot c_{p,SM} \cdot (t_{11} - t_{12}) [\text{kW}]$$

$$Q_{SU} = 2,7331 \cdot 1,0826 \cdot (175 - 75) = 295,8942 \text{ kW}$$

7.1.7 Stanovení účinností

Postup výpočtu účinností probíhá stejným způsobem jako v ostatních variantách tepelných oběhů.

Tepelný výkon přivedený v palivu

$$Q_{pal} = \dot{m}_{pal} \cdot Q_i^r [kW] \quad (7-35)$$

$$Q_{pal} = 0,138 \cdot 12000 = 1655,516 \text{ kW}$$

Elektrická účinnost oběhu

$$\eta_{el} = \frac{P_{sv} - P_{vent}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (7-36)$$

$$\eta_{el} = \frac{200}{1655,516} \cdot 100 = 12,0808 \%$$

Tepelná účinnost oběhu - varianta A

$$\eta_t = \frac{Q_{CH} + Q_{SU}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (7-37)$$

$$\eta_t = \frac{433,2729 + 295,8942}{1655,516} \cdot 100 = 44,0447 \%$$

Celková účinnost oběhu

$$\eta_c = \frac{Q_{SU} + Q_{CH} + P_{sv} - P_{vent}}{Q_{pal}} \cdot 100 [\%] \quad (7-38)$$

$$\eta_c = \frac{295,8942 + 433,2729 + 200}{1655,516} \cdot 100 = 56,1255 \%$$

Přehled vypočítaných hodnot pro tepelný oběh varianty 3, je uveden v Tab. 16.

Veličina	Hodnota	Jednotka
Součinitel přebytku vzduchu	2,6	[-]
Teplota nechlazeného plamene	1094,576	[°C]
Hmotnostní tok spalin	6179,982	[kg/h]
Hmotnostní tok paliva	496,6549	[kg/h]
Teplota spalin za výměníkem t_8	242	[°C]
Hmotnostní tok vzduchu do kotle	5664,788	[kg/h]
Hmotnostní tok přebytku vzduchu	3659,212	[kg/h]
Hmotnostní tok směsi	9839,194	[kg/h]
Teplota směsi t_{10}	320,9258	[°C]
Tepelný výkon chladiče	433,2729	[kW]
Tepelný výkon sušičky štěpky	295,8942	[kW]
Elektrická účinnost	12,0808	[%]
Tepelná účinnost	44,0447	[%]
Celková účinnost	56,1255	[%]

Tab. 16 Přehled vypočtených hodnot tepelného oběhu varianty 3

8 Závěr

Úkolem této diplomové práce bylo navržení oběhu kogenerační jednotky s expanzní horkovzdušnou turbínou a optimalizovat tepelný oběh s cílem dosáhnout maximální možnou celkovou účinnost. Pro porovnání a optimalizování účinnosti byly navrženy tři tepelné oběhy o stejném elektrickém výkonu 200 kWe.

Optimalizace oběhu spočívala v nalezení nejvyšší celkové účinnosti, která se při zvyšování teploty za kotlem také zvyšovala. Tato teplota je omezena materiálovým faktorem tepelného výměníku spaliny – vzduch. Závislost účinnosti oběhu na teplotě za kotlem je zobrazena v Grafu 2 na straně 55.

U varianty tepelného oběhu 1 A byla vypočtena největší hodnota celkové účinnosti, a to díky rekuperaci zbytkového tepla odcházejícího z turbíny. Vlivem vyšší teploty spalin za výměníkem spaliny – vzduch bylo potřeba pro ochlazení vyšší teploty směsi většího výkonu tepelného výměníku, čímž se výrazně zvýšila tepelná účinnost oběhu. Elektrická účinnost varianty 1 A oproti druhé a třetí variantě byla nízká.

Ve variantě 1 B byl řešen stejný tepelný oběh, kde pro chlazení směsi před sušičkou štěpky byl použit proud nasávaného vzduchu. Toto mělo za následek zvýšení hmotnostního toku sušící směsi proudící sušičkou štěpky a zvýšení tepelného výkonu sušičky štěpky. Chlazení směsi nasávaným vzduchem je nevýhodné kvůli nutnosti použití nasávacího ventilátoru a výkonnějšího spalínového ventilátoru, což snižuje elektrickou účinnost a dochází k maření využitelné tepelné energie.

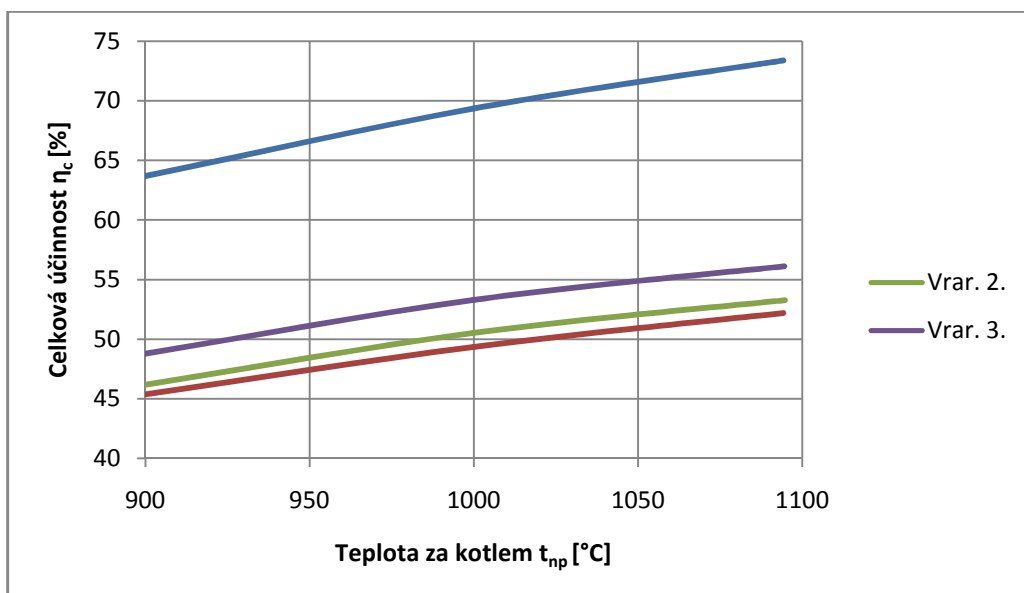
Druhá varianta tepelného oběhu byla řešena bez rekuperace tepla. Zde bylo využito stejné turbosoustrojí jako v první variantě s ochlazením směsi pomocí tepelného výměníku. Tento oběh disponoval vyšší elektrickou účinností než u varianty 1 B, jeho tepelná účinnost však byla nižší.

Ve třetí variantě byl navržen podobný oběh jako ve druhé variantě, kde bylo použito turbosoustrojí, které mělo na výstupu z turbíny přetlak. Toto vyžaduje použití uzpůsobeného kotle a tepelných výměníků na přetlak, zejména jde o těsnost zařízení, což se promítne do jejich ceny. Vlivem přetlaku v oběhu není zapotřebí spalínového ventilátoru. Tento oběh měl ze všech navržených oběhů největší elektrickou účinnost. Tepelná účinnost byla téměř shodná s variantou oběhu 1 B.

Pro srovnání variant tepelných oběhů jsou výsledky zobrazeny v Tab. 17.

Tepelný oběh	Elektrická účinnost [%]	Tepelná účinnost [%]	Celková účinnost [%]
Varianta 1. A	10,22	63,16	73,38
Varianta 1. B	7,68	44,5	52,19
Varianta 2.	11,03	42,38	53,41
Varianta 3.	12,08	56,13	56,13

Tab. 17 Srovnání variant tepelných oběhů

**Graf 2** Závislost účinnosti oběhu na teplotě za kotlem

9 Seznam symbolů

Symbol	Název	Jednotka
A	obsah popelovin v palivu	[%]
c_p	měrná tepelná kapacita	[kJ/kgK]
d	měrná vlhkost	[kg/kg _{vs}]
E	vyrobená elektrická energie	[kW _e]
	hmotnostní tok	[kg/s]
M	molární hmotnost	[kg/mol]
O	objem na jednotku paliva	[m ³ /kg _{pal}]
p	tlak	[kPa]
P_{el}	elektrický výkon	[kW _e]
	výhřevnost paliva	[MJ/kg]
T	teplota	[K]
t	teplota	[°C]
W	obsah vody v palivu	[%]
X	koncentrace	[-]
χ_o	koeficient zvýšení průtoku	[-]
χ_p	korekce tlakového poměru průtoku	[-]
χ_v	korekce typu ventilátoru	[-]
α	součinitel přebytku vzduchu	[-]
Δt	teplotní rozdíl	[°C]
ε	účinnost rekuperace	[m]
η	účinnost	[%]
ξ	ztráty	[-]
ρ	hustota	[kg/m ³]
σ	hmotnostní koncentrace	[-]
ω	objemová koncentrace	[-]

Horní index Název

r surové palivo

Dolní index Název

$1, \dots, 9$ body v oběhu
 Ar argonu
 CO_2 oxidu uhličitého
 el elektrická



H_2O	vody
hm	hmotnostní
CH	chlazení
i	i-tá složka
k	kotle
KOG	kogenerace
min	minimální
N	nedopalem
N_2	dusíku
NP	nechlazeného plamene
O_2	kyslíku
obj	objemová
ODV	oddělená výroba energií
oh	ohniště
p	přebytku
pal	paliva
re	rekuprace
SM	směsi
SP	spalin
str	střední
$SUŠ$	sušárny
SV	spalin vlhkých
sv	svorkách generátoru
$S-V$	spaliny - vzduch
t	tepelná
$už$	užitečná tepelná energie
V	vzduchu
v	výměník
$vent$	ventilátoru
VS	Suchého vzduchu
VV	vlhký vzduch
α	se součinitelem přebytku vzduchu

10 Seznam použité literatury

- [1] ČESKÁ ENERGETICKÁ AGENTURA: *Moderní využití biomasy*, [online]. [cit.2014-03-13].URL<<http://www.mpo-efekt.cz/dokument/02.pdf>>
- [2] SKUPINA ČEZ: *Obnovitelné zdroje energie a jejich možnosti uplatnění v České Republice*, [online]. [cit.2014-03-13].URL<<http://www.cez.cz/cs/vyrobaelektriny/obnovitelné-zdroje.html>>
- [3] CZ BIOM: *Akční plán pro biomasu pro ČR na období 2009 – 2011* [online]. [cit.2014-03-13].URL<<http://biom.cz/cz/projekty/akcni-plan-pro-biomasu-pro-ceskourepubliku>>
- [4] CZ BIOM: *Dřevní štěrka - zelená, hnědá, bílá* [online]. [cit.2014-03-14].URL<<http://biom.cz/cz/odborne-clanky/drevni-stepka-zelena-hneda-bila>>
- [5] PODPORA LOKÁLNÍHO VYTÁPĚNÍ BIOMASOU: *Biomasa* [online]. [cit.2014-03-15].URL<<http://biomasa-info.cz/cs/biovlastnosti.htm>>
- [6] JANDAČKA J., MIKULÍK M.: *Technológie pre zvyšovanie energetického potenciálu biomasy*, Mojš: Jozef Bulejčík, 2007, 1.vyd., 110 s., ISBN 978-80-969595-4-9
- [7] GRDZELIŠVILI G.: *Sušení rostlinných materiálů*. Brno, 20 s. Školitel Doc. Ing. Pavel Hoffman
- [8] DVORSKÝ E., HEJTMÁNKOVÁ P.: *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. 1. vyd., Praha: Ben – technická literatura, 2005, 288 s., ISBN 80-7300-118-7
- [9] POLESNÝ B.: *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. 1. vyd., Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1990, 300 s., ISBN 80-214-0160-5.
- [10] ŠEVELOVÁ K., STÁREK K., BERKA I., HEROSCH J., SALVET P.: *Parní kotle* [online]. [cit.2014-04-13].URL<<http://projekty.fs.vsb.cz/414/parni-kotle.pdf>>
- [11] DLOUHÝ T.: *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*, 3. Vyd., Praha: ČVUT, 2011, 212 s., ISBN 978-80-01-03757-7
- [12] ČERNÝ, JANEBA V., TEYSSLER B.: *Parní kotle. Technický průvodce 32*, SNTL, 1983, 858 s.
- [13] ENKEL V., CHRASTINA J.: *Termomechanika*, 8. Vyd., Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1980, 246 s., ISBN 55-606-80.
- [14] MIŠKOVSKÝ M., KADRNOŽKA J.: *Kotle a tepelné turbíny*, 2. Vyd., Brno: Rektorát Vysokého učení technického v Brně, 1979, 333 s., ISBN 55-585-79