



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

VYUŽITÍ POTENCIÁLU ODPADNÍHO TEPLA V ODCHOZÍCH SPALINÁCH

UTILISATION OF WASTE HEAT POTENTIAL IN THE FLUE GAS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Vojtěch Palyza

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Vojtěch Palyza
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.
Akademický rok:	2022/23

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:

Využití potenciálu odpadního tepla v odchozích spalinách

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Téma práce se zabývá otázkou využitelnosti odpadního tepla v energetickém sektoru. V rámci práce zpracujete literární rešerši k problematice využitelnosti odpadního tepla a teorie přenosu tepla v odchozích spalinách včetně možnosti zapojení tepelného čerpadla do systému. Pro modelový případ sestavte tepelnou bilanci využití odpadního tepla v programu PPSD. Ve výpočtovém programu PPSD navrhnete kondenzační výměník v provedení žárotrubný, vodotrubný, směšovací a provedte jejich porovnání. Provedte ekonomické hodnocení instalace kondenzačního výměníku v kombinaci s tepelným čerpadlem do spalinového traktu.

Cíle diplomové práce:

Literární rešerše na téma využití odpadního tepla v energetickém sektoru.

Literární rešerše na téma tepelný propad a možnost zapojení tepelných čerpadel do systému.

Sestavení tepelné bilance využití odpadního tepla.

Návrh kondenzačního výměníku (žárotrubný, vodotrubný, směšovací) ve výpočtovém programu PPSD a jejich porovnání (teplosměnná plocha, materiály, dispoziční náročnost).

Ekonomická návratnost investice.

Seznam doporučené literatury:

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

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

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

KRBK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.

HEROL, K.E., RADERMACHER, R., KLEIN S.A.. Absorption Chillers and Heat Pumps CRC Press, 2016. ISBN 97-804-2917-424-7

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2022/23

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato závěrečná práce se zabývá zařazením spalinového kondenzačního výměníku do teplárny a koncepčním návrhem tohoto výměníku. Rešeršní část obsahuje teoretický základ k pochopení problematiky, která se v práci vyskytuje. Výstupem práce je porovnání dvou typů spalinových kondenzačních výměníků a ekonomické zhodnocení teplárny s technologií absorpčního tepelného čerpadla, spalinového kondenzačního výměníku a nízkoteplotního ekonomizéru.

Klíčová slova

spalinový kondenzační výměník, výměník tepla, teplárna, teplárenské schéma

ABSTRACT

The purpose of this thesis is to propose a conceptual design of flue gas condenser and its application into a heating plant. The theoretical part contains of necessary knowledge important for understanding the issues raised in the thesis. The conclusion of this thesis is comparison of different types of flue gas condensers, low temperature economizer and absorption heat pump followed by economic evaluation using this technology in the heating plant.

Key words

flue gas condenser, heat exchanger, heating plant, heating plant scheme

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PALYZA, Vojtěch. *Využití potenciálu odpadního tepla v odchozích spalinách*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148948>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Využití potenciálu odpadního tepla v odchozích spalinách** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Vojtěch Palyza

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval zaměstnancům firmy PROVYKO a vedoucímu práce doc. Ing. Markovi Balášovi Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytli při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Teoretická část.....	12
1.1 Energetika a její současné trendy.....	12
1.1.1 Snížení závislosti na fosilních palivech	12
1.1.2 Zvýšení účinnosti přeměny energií	12
1.2 Odpadní teplo.....	13
1.3 Teplota rosného bodu.....	14
1.3.1 Teplota rosného bodu spalin za použití sirných paliv	14
1.3.2 Teplota rosného bodu spalin při použití biomasy	16
1.3.3 Teplota rosného bodu spalin při použití plyných paliv	17
1.4 Spalné teplo a výhřevnost	18
1.5 Účinnost kotle	18
1.6 Spalinové kondenzační výměníky	19
1.6.1 Spalinové kondenzační výměníky trubkové	21
1.6.2 Spalinové kondenzační výměníky deskové.....	23
1.6.3 Spalinové kondenzační výměníky směšovací	23
1.7 Tepelná čerpadla	25
1.7.1 Kompresorová tepelná čerpadla	25
1.7.2 Absorpční tepelná čerpadla	26
1.8 Zařazení spalinového kondenzačního výměníku do systému.....	28
2 Modelový případ	29
2.1 Zadání	29
2.1.1 Technické parametry kotle.....	29
2.1.2 Zadané hodnoty pro zemní plyn.....	29
2.1.3 Zadané hodnoty pro vlhký vzduch	29
2.1.4 Zadané parametry pro protitlakovou turbínu	29
2.1.5 Zadané provozní parametry CZT	30
2.1.6 Zadání provozu teplárny.....	30
2.2 Popis zadání	30
2.3 Výpočet množství a složení spalin.....	31
2.4 Program PPSD	35
2.5 Sestavení tepelné bilance	36
2.6 Sestavení tepelné bilance s ATČ, spalinový kondenzační výměník a ekonomizérem	38
2.7 Návrh spalinového kondenzačního výměníku v PPSD	42
2.7.1 Spalinový kondenzační výměník žárotrubný	42
2.7.2 Spalinový kondenzační výměník vodotrubný	44
2.7.3 Spalinový kondenzační výměník směšovací.....	47
2.8 Porovnání spalinových kondenzačních výměníků.....	47
3 Ekonomické zhodnocení.....	48
3.1 Celkové vyrobené teplo a elektrická energie bez technologie spalinového kondenzačního výměníku, ATČ a NT EKA.....	48

3.2	Celkové vyrobené teplo a elektrická energie s použitím technologie spalínového kondenzačního výměníku, ATČ a NT EKA.....	50
3.3	Vyhodnocení	53
3.3.1	Celkový zisk teplárny bez zapojení ATČ, spalínového kondenzačního výměníku a NT EKO	53
3.3.2	Celkový zisk teplárny se zapojením ATČ, spalínového kondenzačního výměníku a NT EKO	53
3.3.3	Rozdíl zisků při použití jednotlivých technologií teplárny.....	54
	ZÁVĚR	55
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	56
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	58
	SEZNAM PŘÍLOH.....	62

ÚVOD

Jedním z hlavních globálních témat je dnes bezesporu nárůst znečištění ovzduší a s ním spojené globální oteplování. Ve světě se nyní velmi silně tlačí na snižování uhlíkové stopy a omezení závislosti na fosilních palivech. Tím se otevírá prostor pro otázky, jak by bylo možné těchto cílů efektivně dosahovat.

Energetika je nedílnou součástí každodenního života každého z nás – elektrickou energii či teplo využíváme doslova každý den, a jsme na ní tedy absolutně závislí. Právě výroba těchto druhů energií úzce souvisí se zmíněnými problémy, protože energetický průmysl je hnací motor světové ekonomiky. Jedno z mnoha možných řešení v této oblasti je využití energie, která je dodávána v palivu tepláren nebo elektráren. A právě problematikou tzv. zbytkového tepla se zabývá tato práce. Konkrétně pak odpadním teplem spalin. Nástrojem pro využití tohoto tepla jsou spalinové kondenzační výměníky.

V této práci se čtenář nejprve seznámí s teoretickými základy využití odpadního tepla a možným provedením a konstrukcí spalinových kondenzačních výměníků. Dále je řešen konkrétní případ zařazení spalinového kondenzačního výměníku do teplárny, porovnání možných provedení tohoto výměníku, a v neposlední řadě také ekonomické vyhodnocení tohoto technologického řešení.

Tato práce by nemohla vzniknout bez firmy PROVYKO, která mi kromě možnosti pracovat v programu PPSD poskytla také cenné rady, zkušenosti a odborný dohled při vypracování této diplomové práce.

1 Teoretická část

Teoretická část slouží jako nezbytný základ, ve kterém bude přiblížena problematika, která se následně využije v praktickém řešení. Nejdříve se bude zabývat současnou situací a trendy v energetice a možnostmi maximalizace využití veškeré vyrobené energie. Nejdůležitější částí je však využití odpadního tepla a spalínové kondenzační výměníky, které jsou nástrojem k maximálnímu možnému využití odpadního tepla.

1.1 Energetika a její současné trendy

Energetika prochází řadou velkých změn, které ovlivní např. pohánění průmyslu, aut a vytápění obytných prostor. Perspektivy do roku 2050 [1]:

- Poptávka po energii bude stagnovat po roce 2035 i s předpokladem zvýšení populace a ekonomického růstu. Přestože světové HDP vzroste mezi roky 2016 a 2050 až dvojnásobně, spotřeba energie vzroste pouze o 14 %.
- Spotřeba elektrické energie vzroste dvojnásobně do roku 2050, přičemž více jak 50 % elektřiny se bude po roce 2035 vyrábět z obnovitelných zdrojů.
- Ze zástupců fosilních paliv poroste pouze spotřeba zemního plynu, a to zejména z důvodu přechodu Číny z uhlí na zemní plyn.
- Zpomalení poptávky po ropě by mělo nastat v 30. letech 21. století. Největší pokles nastane v energetice a dopravě. Poté by se měla ropa hlavně využívat pouze v chemických průmyslech a při výrobě materiálů.
- Snížení spotřeby fosilních paliv však nebude dostatečné na to, aby se uhlíková stopa snížila natolik, aby do roku 2050 nedošlo k oteplení planety o 2 °C. Zde je tedy prostor pro další možné technologie jako je například vodík.

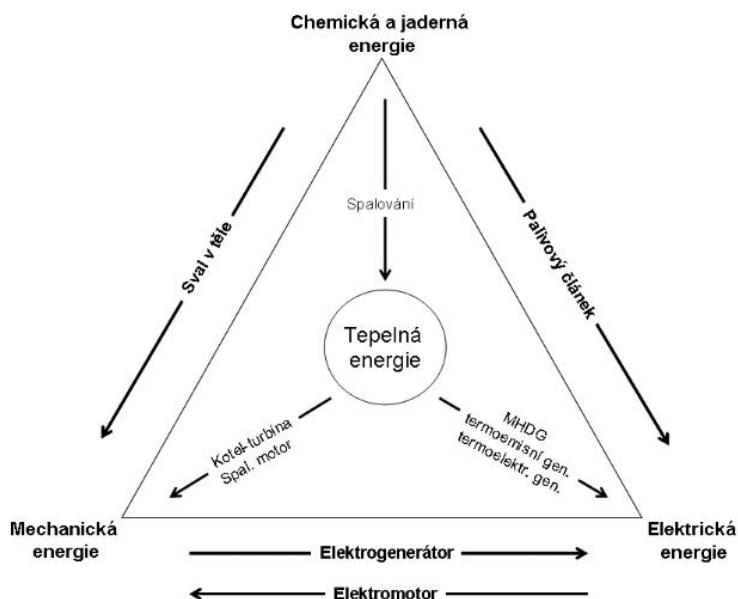
1.1.1 Snížení závislosti na fosilních palivech

Fosilní paliva mají v nalezištích určitou kvantitu, a i když jich je zatím stále velké množství, nelze s nimi počítat věčně. Je tedy důležité zabývat se otázkou, jak tato paliva nahradit. Dalším důvodem pro snížení závislosti na fosilních palivech je v dnešní době řešení klimatické krize. Tedy snížení uhlíkové stopy a zpomalení tempa globálního oteplování. Snížení závislosti na fosilních palivech lze dosáhnout [2]:

- Zrychlením zavádění obnovitelných zdrojů energie: Solární strategie EU pro zdvojnásobení solární fotovoltaické kapacity, „Solar Rooftop“ využití střech pro fotovoltaické panely, zdvojnásobení míry využívání tepelných čerpadel [2].
- Snížení spotřeby fosilních paliv v průmyslu a dopravě: Úspora energie, účinnost, náhrada paliva, elektrifikace. Emise skleníkových plynů se sníží, při náhradě ropy, zemního plynu a uhlí v průmyslových procesech [2].

1.1.2 Zvýšení účinnosti přeměny energií

Energie jako taková se nedá vyrobit, může se pouze přeměnit z jednoho druhu energie na druhý [3]. První zákon termomechaniky říká, že není možné vyrobit perpetuum mobile. Z toho vyplývá, že každý proces přeměny energie má ztráty, jako například tření, odvod tepla ze soustavy, špatnou izolaci apod [4]. Přeměny energie lze vidět na obrázku 1. Pro každou přeměnu z jedné energie na druhou se využívá jiné technologické zařízení a technologický postup. Obecně se tyto procesy snaží maximalizovat svou účinnost a pracovat tak s co nejefektivnějšími stroji.



Obrázek 1 Přeměny energie [5].

Účinnost přeměny je poměr mezi energií, kterou daný stroj odevzdává (výkonem) a energií, která se do stroje přivádí (příkonem).

$$\eta = \frac{\text{Výkon}}{\text{Příkon}} (-). \quad (1.1)$$

Příkladem zvýšení účinnosti přeměny energie je využití odpadního tepla spalin ve spalinovém kondenzačním výměníku.

Touto problematikou se zabývá tato diplomová práce.

1.2 Odpadní teplo

Jedná se o nevyužitě teplo vzniklé v technologických procesech, které většinou odchází do ovzduší. Množství nevyužitého tepla nelze jednoznačně určit, ale dle různých studií se odhaduje od 20 až do 55 % z použité energie v daném procesu [6]. Zdroje odpadního tepla jsou obecně označovány jako sekundární zdroje, protože již jednou byly lidskou činností přeměněny na požadovaný druh energie. Odpadní teplo lze rozdělit podle jeho potenciálu na 3 druhy [7]:

- Nízkopotenciální teplo, je považováno přibližně při teplotě $t < 260$ °C.
- Středněpotenciální teplo, je z největší části bráno při teplotě $t = 260 - 650$ °C.
- Vysokopotenciální teplo, zhruba při teplotě $t > 650$ °C.

Tato práce se bude více zabývat nízkopotencionálním teplem odchozích spalin.

Odpadní teplo spalin – Je teplo obsažené ve spalinách odcházející komínem ven z tepelného zdroje, které jsou dochlazované pouze na určitou teplotu z důvodu nízkoteplotní koroze. Tedy teplota spalin zůstane nad saturační teplotou buď vodní páry, nebo kyseliny sírové ve spalinách. Dříve se toto teplo nijak nevyužívalo a odvádělo se do okolí, lze jej však ještě více ochladit a jeho energii využívat jako zdroj energie pro další tepelné procesy. V dnešní

době je důležité se tímto problémem zabývat, protože díky novým technologiím je často využití odpadního tepla ekonomicky výhodné [8].

Teplota odchozích spalin z kotle závisí na typu kotle, jeho parním výkonu, a také na druhu paliva spalovaného v kotli. U kotlů s vyšším výkonem je teplota odchozích spalin výrazně menší než u kotlů s výkonem nižším. Podrobnější teploty viz tabulka 1.1.

Palivo	Teplota odcházejících spalin		
	práškové kotle	roštové kotle	
		nad 12 t/h	do 12 t/h
Černé nebo hnědé uhlí do 30% vlhkosti	130 ÷ 140	150 ÷ 160	170 ÷ 180
Hnědé uhlí nad 30% vlhkosti	150 ÷ 160	170 ÷ 180	190 ÷ 200

Tabulka 1.1 Teplota odcházejících spalin pro uhelné kotle nižších výkonů [9].

Následující tabulka 1.2 uvádí teploty odcházejících spalin pro parní kotle s výkonem nad 72 t/h, které vznikají při spalování kapalných a tuhých paliv a zároveň zohledňují teplotu napájecí vody.

Poměrný obsah vody v palivu v původním stavu	Teplota napájecí vody t_{mv} [°C]		
	150	215 ÷ 245	250 ÷ 265
$w' \leq 0,7$ (suché)	110 ÷ 120		130 ÷ 140
$w' = 0,7 \div 4,8$ (mokré)	120 ÷ 130	140 ÷ 150	150 ÷ 160
$w' > 4,8$ (velmi mokré)	130 ÷ 140	160 ÷ 170	170 ÷ 180

Tabulka 1.2 Ekonomické hodnoty teploty spalin odcházejících z kotle [9], kde w' je poměrný obsah vody v palivu (% kg/MJ).

1.3 Teplota rosného bodu

Pro ochranu před nízkoteplotní korozi na poslední, nejchladnější, teplosměnné ploše je potřeba držet teplotu kovu nad teplotou rosného bodu spalin. Pod pojmem nízkoteplotní koroze se uvažuje o korozi způsobenou kyselinou sírovou. Tato teplota závisí na obsahu vodní páry, kyseliny chlorovodíkové, kyseliny sírové apod. ve spalínách. Rosný bod spalin nebo také saturační teplota je teplota, při které se nasatí páry ve spalínách a dojde k jejich kondenzaci. Pro tuto teplotu je rozhodující, zda je ve spalínách obsažena síra, či nikoli. Jestliže síra ve spalínách obsažena není, kondenzuje pouze vodní pára. V druhém případě se jedná o spaliny vzniklé spálením sirnatého paliva a v těchto spalínách nejdříve kondenzuje kyselina sírová, protože má vyšší teplotu sytosti. Teplotu rosného bodu zvyšují také jemné částice obsažené ve spalínách, které fungují jako kondenzační jádra. Ke kondenzaci dochází na kovech o nižší teplotě, než je teplota rosného bodu, a to způsobuje nízkoteplotní korozi. Jemné podkročení této teploty není až tak velkým problémem, protože dle testů při podkročení o 10 °C je koroze pouze 0,1 – 0,2 mm za rok. U většího překročení této teploty koroze progresivně roste [9].

1.3.1 Teplota rosného bodu spalin za použití sirných paliv

Každý druh paliva obsahuje rozdílné množství síry. Černé uhlí, hnědé uhlí, biomasa, zemní plyn, odpady. Příklad uveden pro černé uhlí.

Teplota rosného bodu se určuje podle poloempirických vzorců, protože je proměnlivá při provozu a nedá se napřímo změřit [9].

$$t_r = t_k + \frac{\beta \times \sqrt[3]{S_r}}{1,226^{X \times A_r}} \text{ (}^\circ\text{C)}, \quad (1.2)$$

kde S_r je redukovaný obsah síry v palivu. Teplota t_k ($^\circ\text{C}$) je teplota kondenzace vodní páry při parciálním tlaku čisté vodní páry. X (-) je poměrný obsah popela v úletu. β (-) je součinitel, který se volí podle přebytku vzduchu za ohništěm. Redukovaný obsah síry v surovém palivu S_r (%kg/MJ) se vypočítá dle vztahu,

$$S_r = \frac{S^r}{Q_i^r} \times 10^3 \text{ (%kg/MJ)}, \quad (1.3)$$

kde S^r (-) je obsah síry v původním palivu a Q_i^r (kJ/kg) je výhřevnost paliva. Redukovaný obsah popela v surovém palivu A (%kg/MJ) se určuje obdobně,

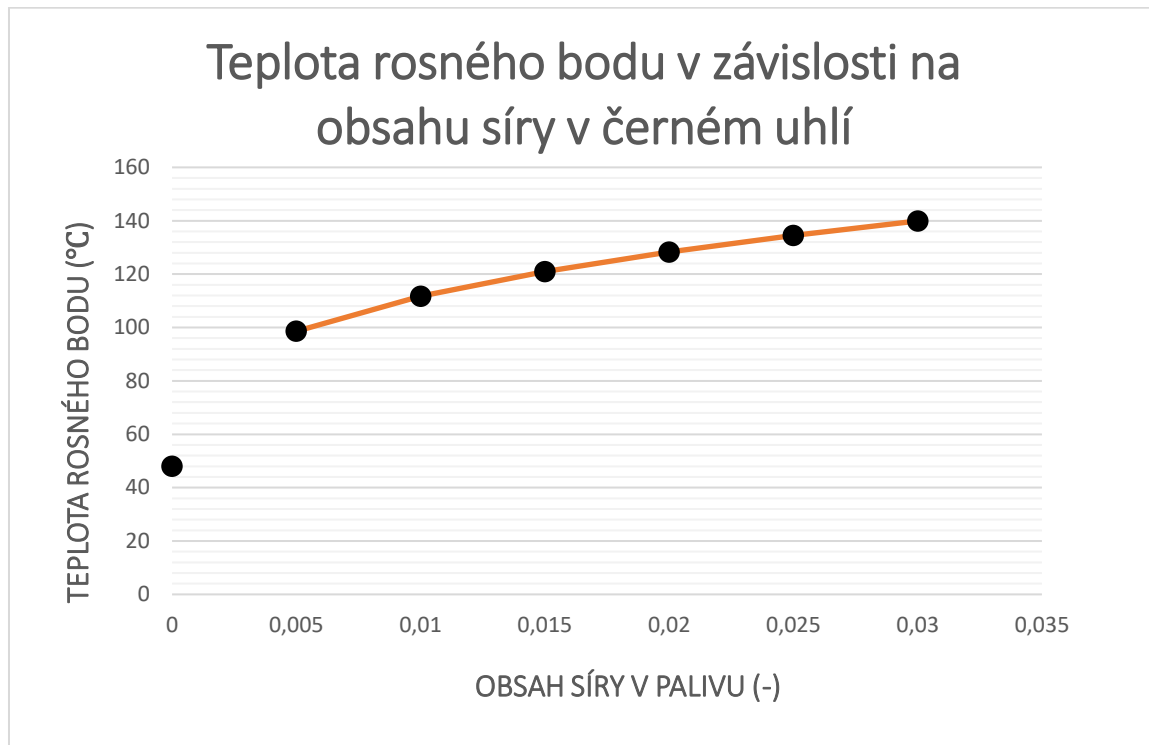
$$A = \frac{A^r}{Q_i^r} \times 10^3 \text{ (%kg/MJ)}, \quad (1.4)$$

kde A^r (-) je obsah popela v původním palivu [9]. Pro představu je dále na obrázku 2 uveden graf, kde je znázorněna závislost teploty rosného bodu na obsahu síry v palivu. Jak je dříve zmíněno, síra v palivu zvyšuje teplotu rosného bodu, jelikož kyselina sírová začíná kondenzovat při vyšších teplotách než vodní pára. Výpočet je proveden dle vzorců zmíněných výše (1.1), (1.2), (1.3). Hodnoty jsou uvažovány pro černé uhlí typu ESP (energetická směs praná) s výhřevností $Q_i^r = 28$ MJ/kg s obsahem popela v původním palivu $A^r = 8$ % dle zdroje [10]. Následně se bude postupovat podle vzorců ze zdroje [9]. Přebytek vzduchu zvolen $\alpha = 1,2$ na základě toho, že se jedná o běžnou hodnotu přebytku vzduchu, a zároveň se podle této hodnoty volí koeficient $\beta = 195$ [9], koeficient $X = 0,13$ zvolen pro pásový rošt [9]. Teplota t_k je převzata z tabulek [11] za předpokladu, že objemová koncentrace vody ve spalínách $x_{\text{H}_2\text{O}} = 10$ %. Parciální tlak vodní páry se určuje podle vztahu [12],

$$p_p = x_{\text{H}_2\text{O}} \times p_{at} = 0,1 \times 101325 = 10132,5 \text{ Pa}, \quad (1.5)$$

kde $p_{at} = 101325$ Pa je barometrický tlak.

$$t_k = 48 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (1.6)$$



Obrázek 2 Graf teploty rosného bodu v závislosti na obsahu síry v černém uhlí.

1.3.2 Teplota rosného bodu spalin při použití biomasy

V této podkapitole se uvede příklad teploty rosného bodu spalin při spalování biomasy s rozdílným obsahem vody. Hodnoty uvedené v tabulce 1.3 uvádí, kolik kilogramů dané složky vznikne při spálení 1 kg paliva [13].

Voda (%)	H ₂ O (kg/kg _{pal})	CO ₂ (kg/kg _{pal})	N ₂ (kg/kg _{pal})	SO ₂ (kg/kg _{pal})	O ₂ (kg/kg _{pal})
35	0,76	1,42	6,13	0,01	0,7
40	0,78	1,31	5,65	0,01	0,64
45	0,8	1,2	5,18	0,01	0,59
50	0,82	1,09	4,7	0,01	0,54
55	0,83	0,98	4,23	0,01	0,48
60	0,85	0,87	3,75	0,01	0,43

Tabulka 1.3 Zastoupení jednotlivých složek spalin při použití biomasy o různém obsahu vody.

Pro výpočet rosného bodu spalin se použije vzorec ze zdroje [14],

$$t_r = 1000 / [3,9526 - 0,1863 \times \ln(p_w) + 0,000867 \times \ln(p_{SO_2}) - 0,000913 \times \ln(p_w) \times \ln(p_{SO_2})] - 273,15, \quad (1.7)$$

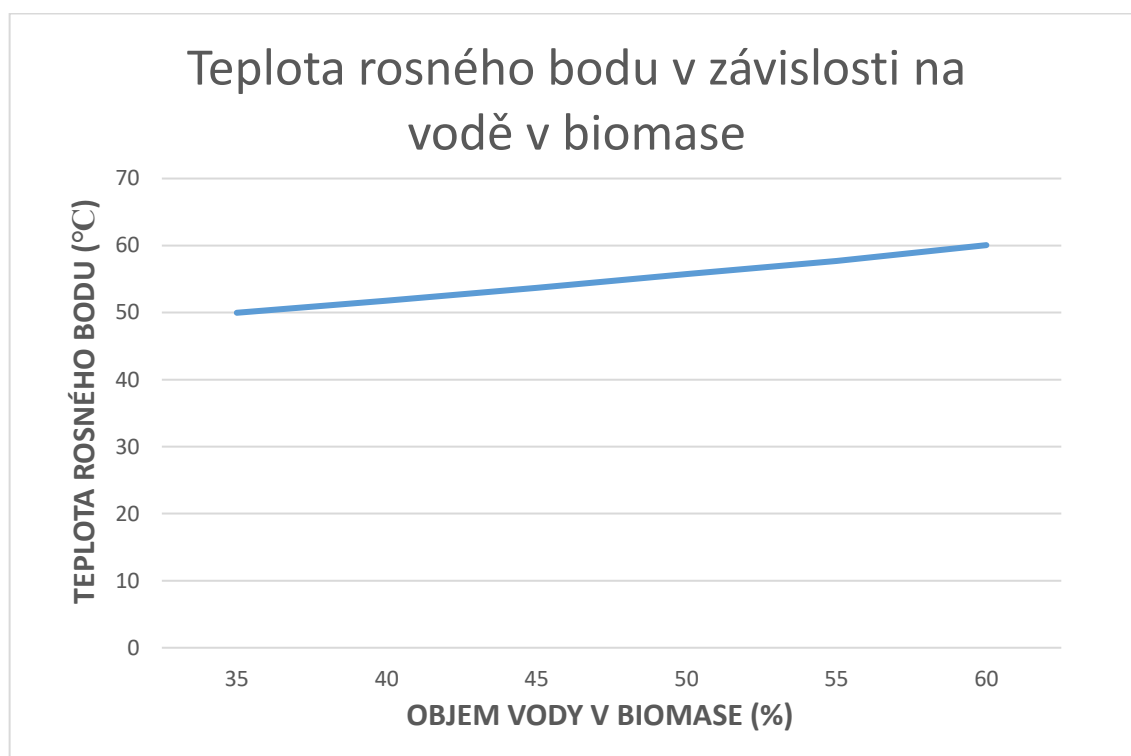
kde p_w (mmHg) je parciální tlak vodní páry a p_{SO_2} (mmHg) je parciální tlak oxidu siřičitého. Tyto tlaky se uvažují pro atmosférický tlak $p_{at} = 101325$ Pa. Pro výpočet parciálních tlaků je potřeba určit objemové koncentrace jednotlivých složek zastoupených ve spalinách. Tyto hodnoty jsou zapsány v tabulce 1.4.

Voda (%)	H ₂ O (-)	CO ₂ (-)	N ₂ (-)	SO ₂ (-)	O ₂ (-)
35	0,134	0,102	0,694	0,000495	0,0694
40	0,147	0,101	0,684	0,000529	0,0678
45	0,161	0,0991	0,672	0,000567	0,0670
50	0,178	0,0971	0,658	0,000612	0,0662
55	0,196	0,0950	0,644	0,000666	0,0640
60	0,220	0,0922	0,624	0,000728	0,0627

Tabulka 1.4 Objemové zastoupení jednotlivých složek spalin při použití biomasy s různým obsahem vody.

Parciální tlak se vypočítá dle rovnice (1.5) a převede se z pascalů na mmHg. Následně se dosadí do rovnice (1.7).

Výsledné teploty rosného bodu pro různý obsah vody v biomase jsou uvedeny v grafu na obrázku 3.



Obrázek 3 Graf teploty rosného bodu v závislosti na vodě obsažené v biomase.

1.3.3 Teplota rosného bodu spalin při použití plynných paliv

V této práci se bude počítat se zemním plynem, a tedy se uvede příklad právě pro zadaný zemní plyn. Rosný bod spalin při spalování zemního plynu je závislý na množství vody obsažené ve spalinách. Výpočet se provede dle zdroje [14]. Tento zdroj počítá s objemovými koncentracemi složek spalin. Hodnoty složek spalin lze vidět v tabulce 1.5 a jsou vypočítány v podkapitole 2.3.

Prvek	H ₂ O	CO ₂	N ₂	Ar	O ₂
Objem (m ³ /m ³ _{pal})	2,273	1,025	10,209	0,123	0,712

Tabulka 1.5 Objem jednotlivých složek spalin při spálení 1 m³ paliva.

Hodnoty v této tabulce se převedou na objemové koncentrace viz tabulka 1.6.

Prvek	H ₂ O	CO ₂	N ₂	Ar	O ₂
ω (-)	0,158	0,0715	0,712	0,00858	0,0496

Tabulka 1.6 Objemové koncentrace jednotlivých složek spalín.

Teplota rosného bodu spalín se vypočítá pomocí vzorce [14],

$$t_r = \frac{5038,13}{20,1424 - \ln(p_w)} - 273,15 \text{ (}^\circ\text{C)}, \quad (1.8)$$

kde p_w (mmHg) je parciální tlak vodní páry pro atmosférický tlak $p_{at} = 101325$ Pa. Parciální tlak vodní páry se určí,

$$p_w = 101325 \times \omega_{H_2O} = 101325 \times 0,158 = 16058,55 \text{ Pa}. \quad (1.9)$$

Tento tlak se převede z pascalů na mmHg,

$$p_w = \frac{16058,55}{133,3} = 120,469 \text{ mmHg}. \quad (1.10)$$

Po dosazení do rovnice (1.8),

$$t_r = \frac{5038,13}{20,1424 - \ln(120,469)} - 273,15 = 55,0454 \text{ }^\circ\text{C}. \quad (1.11)$$

1.4 Spalné teplo a výhřevnost

Spalné teplo Q_s je teplo, které vznikne dokonalým spálením jednoho kilogramu paliva a vzniklé spaliny se ochladí na 20 °C, kde vodní pára ve spalínách kondenzuje a je v kapalně fázi [9].

Výhřevnost Q_i^r je teplo, které vznikne dokonalým spálením jednoho kilogramu paliva a vzniklé spaliny se ochladí na 20 °C, kde vodní pára ve spalínách zůstává v plynné fázi [9].

Z definic je vidět, že jediný rozdíl mezi spalným teplem a výhřevností je ten, že u spalného tepla zkondenzuje pára a odevzdá tzv. latentní teplo. Tato práce se dále zabývá spalinovými kondenzačními výměníky, které využívají mimo jiné i latentní teplo, což zefektivní využití energie obsažené v palivu, které se do zařízení přivádí.

1.5 Účinnost kotle

V této podkapitole se ukáže, jak může využití odpadního tepla spalín zvýšit celkovou účinnost kotle.

- Prímá účinnost – je to poměr mezi výkonem kotle a příkonem kotle, respektive poměr mezi vyrobenou energií a přivedenou energií palivem. Vypočítá se ze vzorce,

$$\eta_k = \frac{M_{pp} \times (i_p - i_{nv})}{Q_i^r \times M_{pv}} \text{ (-)}, \quad (1.12)$$

kde η_k (-) je účinnost kotle, M_{pp} (kg/s) je hmotnostní tok vyrobené páry, i_p (kJ/kg) je entalpie páry, i_{nv} (kJ/kg) je entalpie napájecí vody, Q_i^f je výhřevnost spalovaného paliva, M_{pv} (kg/s) je hmotnostní tok dodávaného paliva.

- Nepřímá účinnost – vychází ze ztrát kotle. Vzorec pro výpočet účinnosti,

$$\eta_k = 1 - \xi_{mn} - \xi_f - \xi_{cn} - \xi_k - \xi_{sv} (-), \quad (1.13)$$

ξ_{mn} je ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích nebo také známá jako mechanický nedopal. Je to ztráta způsobena nevyhořením veškerého uhlíku v palivu. Odchází v tuhých zbytcích ven z ohniště.

ξ_f je ztráta fyzickým (citelným) teplem tuhých zbytků. Jedná se o nevyužité teplo akumulované v odcházejících tuhých zbytcích. Při spalování kapalných a plyných paliv je nulová.

ξ_{cn} je ztráta hořlavinou ve spalinách nebo také známá jako chemický nedopal. Je to ztráta způsobena nedokonalým procesem spalování, kde odchází nevyhořelé složky plynů CO, CH₄.

ξ_k je ztráta fyzickým (citelným) teplem spalin (komínová ztráta). Je to ztráta způsobena nevyužitým teplem obsaženým v odchozích spalinách a jedná se o největší ze ztrát.

ξ_{sv} je ztráta sáláním a vedením tepla do okolí. Tato ztráta je dána množstvím tepla, které uniká do okolí skrz plášť. Je závislá na kvalitě oplechování, druhu izolace, velikosti povrchu a typu spalovaného paliva [9] [15].

Celkovou účinnost lze zvýšit mnoha způsoby např. vhodným výběrem paliva, konstrukcí přívodu paliva, kvalitou spalovacího procesu, konstrukcí kotle a ohniště, změnou teploty spalin za kotlem atd. Jak je již zmíněno dříve, největší ztráta kotle je však způsobena komínovou ztrátou. Vzorec pro komínovou ztrátu je dle [9],

$$\xi_k = (1 - \xi_{cn}) \times \frac{I_S^{t_k, \alpha_k} - I_S^{t_{vz}, \alpha_k}}{Q_{i, red}} (-), \quad (1.14)$$

kde $I_S^{t_k, \alpha_k}$ je entalpie spalin na konci kotle při teplotě t_k a přebytku vzduchu α_k za kotlem, $I_S^{t_{vz}, \alpha_k}$ je entalpie spalin při teplotě t_{vz} vzduchu okolí (místa, kde jsou spaliny vypouštěny do ovzduší) a přebytkem vzduchu α_k , $Q_{i, red}$ je redukováná výhřevnost.

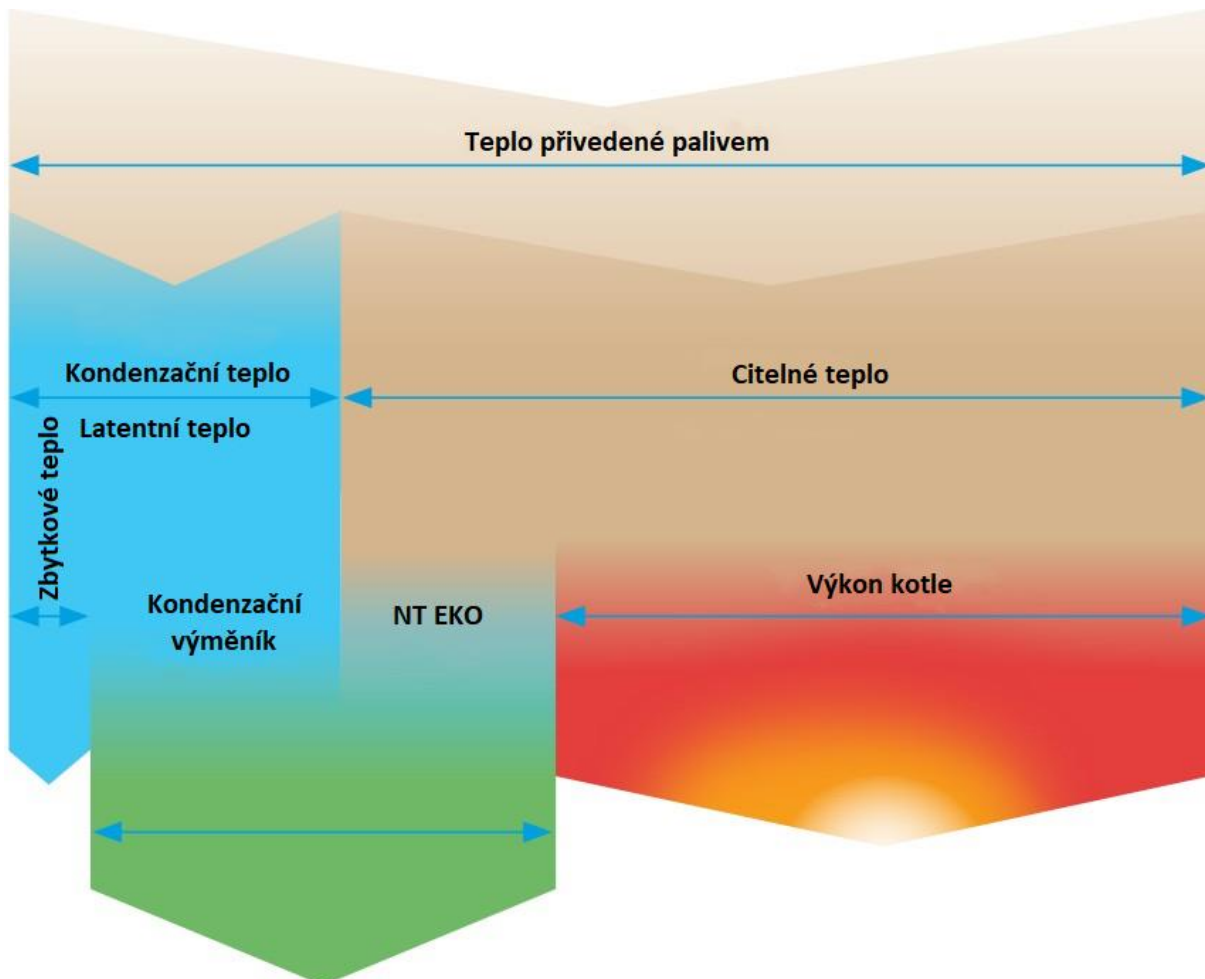
Ze vzorce (1.14) lze vidět, že komínová ztráta závisí na rozdílu entalpií. V případě zapojení spalinového kondenzačního výměníku pro využití nízkopotenciálního tepla se tato ztráta sníží, protože dochladí spaliny na konci kotle na teplotu hluboko pod teplotu rosného bodu spalin např. na 35 °C, než je tomu u běžných kotlů. Tento technologický postup bude využit v další části práce, kde se ukáže, jak velký vliv má na celkové využití tepla.

1.6 Spalinové kondenzační výměníky

V minulosti se o využití spalinových kondenzačních výměníků vůbec neuvažovalo z ekonomických důvodů. Paliva byla levnější a maximalizace využívání tepla nebyla tématem. Postupem času se začaly výměníky tepla využívat pro získání největšího možného potenciálu energie, což vede k technologii spalinových kondenzačních výměníků.

Na obrázku 4 je graficky znázorněno, jaké množství tepla je možné využít z tepla přivedeného v palivu. Vstupní palivo je charakterizováno hodnotou tepla obsaženého v palivu. Dále se teplo přivedené v palivu může rozdělit na citelné a latentní teplo spalin. Citelné teplo spalin je teplo, které je uvolněno při spalování paliva a vztahuje se k tepelné energii, která je cítit jako teplo. Latentní teplo představuje tepelnou energii uvolněnou při kondenzaci vodní

páry, která je obsažena ve spalínách. Když se vezme v úvahu, že spaliny odchází z kotle do komína nad úrovní teploty rosného bodu spalín, je využita pouze část z celkového tepla přivedená palivem, která je na obrázku 4 označena červenou barvou (výkon kotle). V případě, že se do systému zařadí systém pro využití kondenzace vodní páry obsažené ve spalínách, může se využít mnohem více tepla obsaženého v palivu. Využije se nejen plná oblast citelného tepla, ale také navíc velká část latentního tepla spalín. Na obrázku 4 je tato oblast zobrazená zelenou barvou [16].



Obrázek 4 Zobrazení druhů energie obsažené v palivu [16].

Pro využití latentního tepla spalín se do systému zařazují spalínové kondenzační výměníky tepla. Kondenzací vlhkosti obsažené ve spalínách lze získat obrovské množství energie při rekuperaci tepla až o 25 %. Spalínový kondenzační výměník je systém s přímou rekuperací tepla, který rekuperuje teplo ze spalín a předává ho kapalným proudům, které je třeba ohřát [17]. Při zvýšení obsahu vody v palivu klesá energie obsažená v palivu a roste množství latentního tepla. Tepelná hodnota vlhkých paliv je tedy výrazně nižší, než výhřevnost. Dle daných zdrojů existují spalínové kondenzační výměníky, které rekuperují až 50 % výkonu kotle z tepelné energie tepla obsaženého v odchozích spalínách [16].

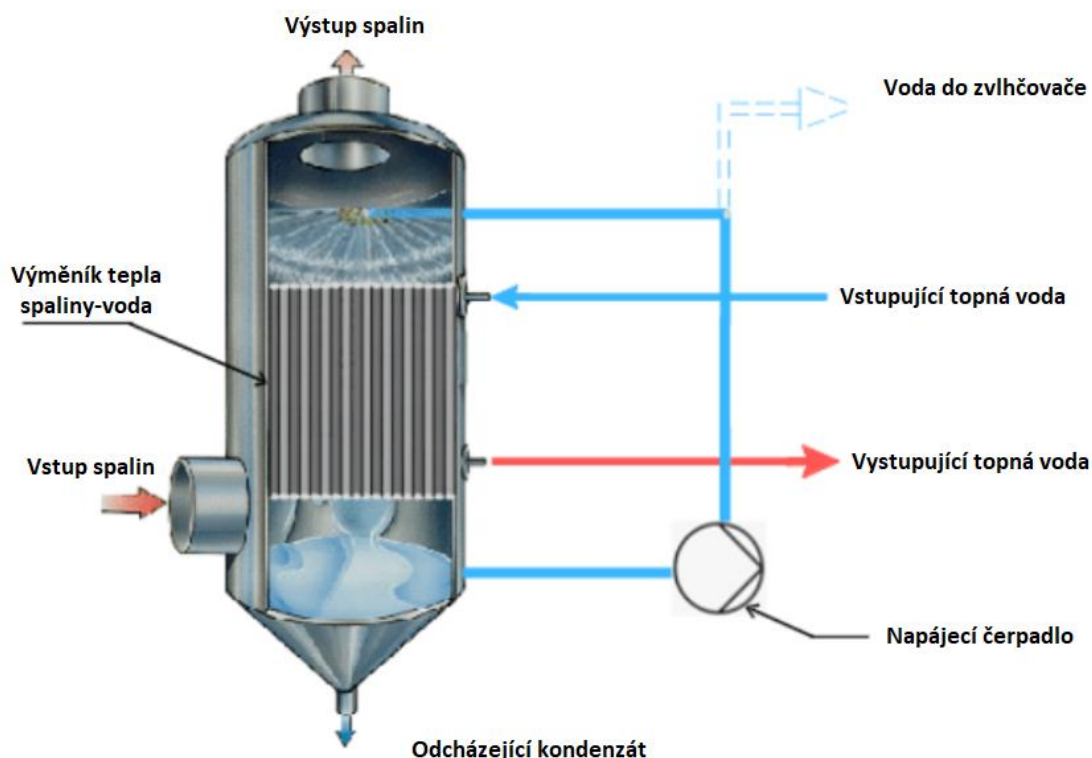
Při kondenzaci se pára obsažená ve spalínách mění z plynné na kapalnou fázi a nastane v případě kontaktu s povrchem o nižší teplotě, než je teplota kondenzace. Kondenzace lze dosáhnout více způsoby. Jedním z nich je přímý kontakt plynné fáze s kapalnou. Ta se označuje jako smíšená nebo injekční kondenzace. Dojde ke kondenzaci v jádrech přímo v plynu. Dále

lze dosáhnout kondenzace kontaktem plynu a chladicích desek. Nejdříve začínají vznikat kapičky kapaliny v kondenzačních jádrech na stěně, ze kterých následně vzniká kondenzační film. Nejběžnější kondenzace je právě kondenzace filmu. Spočívá v přepravě tepla, uvolněného na povrchu kondenzačního filmu, k chlazené stěně filmem kondenzátu [18].

Spalinové kondenzační výměníky lze rozdělit z mnoha pohledů. Tato práce se zaměří na rozdělení podle konstrukce.

1.6.1 Spalinové kondenzační výměníky trubkové

Jedny z nejvíce používaných spalinových kondenzačních výměníků jsou plášťové výměníky se svazkem trubek. Trubky mohou být umístěny vodorovně nebo svisle. Podle volby umístění spalin do trubkového nebo mezitrubkového prostoru dělíme výměníky na vodotrubné a žárotrubné. V prvním případě, kdy spaliny proudí v mezitrubkovém prostoru a voda v trubkách, se jedná o výměníky vodotrubné. V případě horizontálního uspořádání vlivem gravitace kondenzát odkapává na trubku pod sebou. Dochází ke zvětšení tloušťky filmu, k zvýšení odporu a ke zhoršení přestupu tepla. To vede k většímu počtu trubek. V případě vertikálního uspořádání kondenzát stéká vlivem gravitace po trubce a dochází k postupnému růstu vrstvy kondenzátu. Ve výměníku jsou umístěny přepážky, na kterých následně dochází k odtržení vrstvy kondenzátu. Ve druhém případě probíhá kondenzace spalin uvnitř trubek. Takovému výměníku se říká výměník žárotrubný. V trubce vzniká film a následně čím dál více vznikajícího kondenzátu. Dojde k prstencovému rozložení, kde kapalina je po obvodu a pára uvnitř. U horizontálního uspořádání je film a postupně větší množství kondenzátu z důvodu gravitace nerovnoměrně rozložen po obvodu trubky. Následně dochází ke zpomalení proudění páry, a tím také ke snížení přestupu tepla. V trubkách orientovaných svisle se kondenzující médium umísťuje na vnitřní stranu trubek, kde kondenzát odchází vlivem gravitace [18].

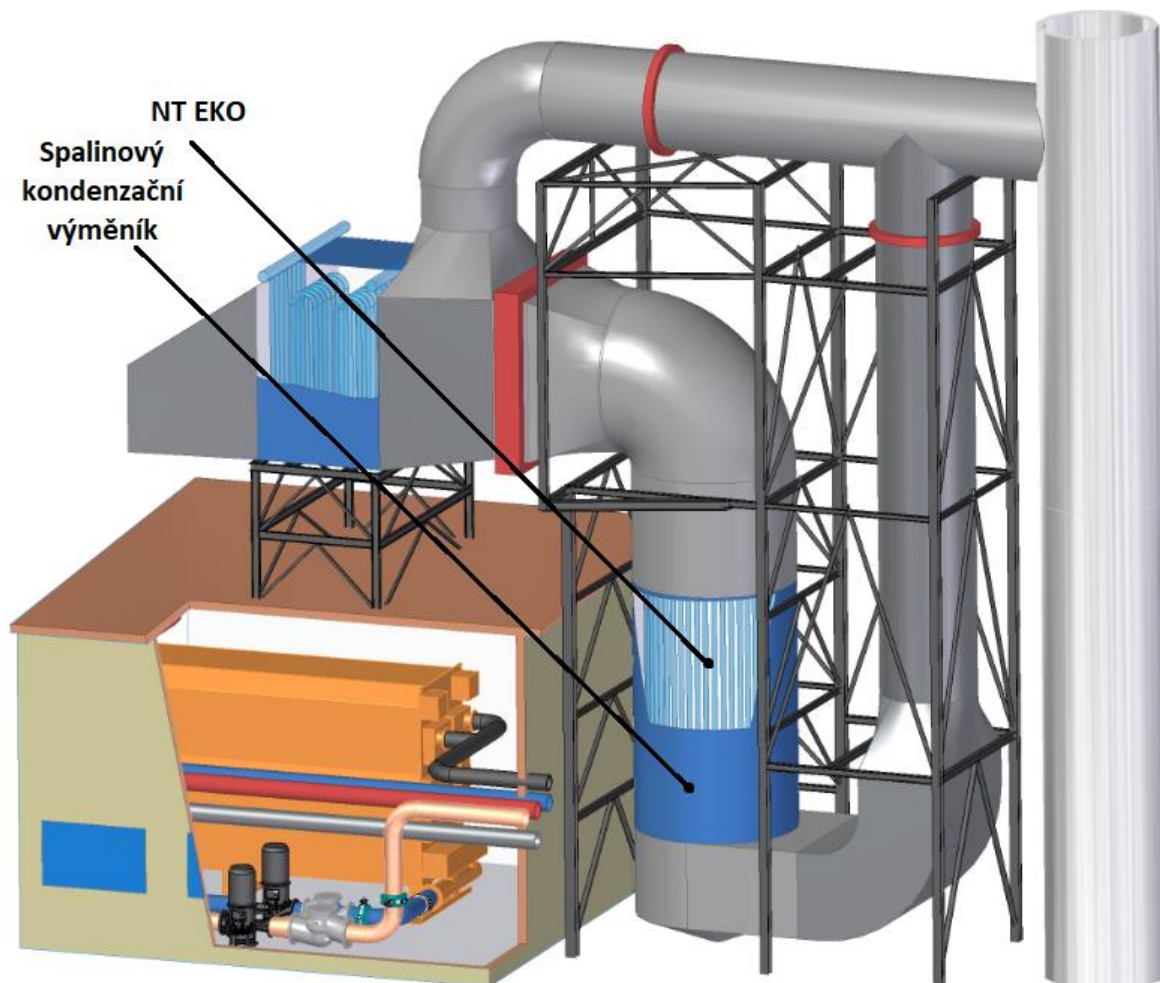


Obrázek 5 Trubkový spalinový kondenzační výměník [19].

Na obrázku 5 je vidět možný způsob, jak přenést teplo obsažené ve spalinách do topné vody. Spalinový kondenzační výměník je vodotrubný. Topná voda proudí v trubkovém prostoru výměníku. Teplo uvolněné při kondenzaci vodní páry ve spalinách je převáděno pomocí trubkového výměníku spaliny – voda do topné vody. Cirkulace vody je poháněna napájecím čerpadlem. Teplosměnná plocha trubkového výměníku je sprchována proudem rozprášené vody, která je odebírána ze zásobníku v dolní části kondenzačního výměníku. Toto sprchování přispívá k udržování čistoty teplosměnné plochy výměníku. Do zásobníku v dolní části kondenzačního výměníku jsou dávkovány chemikálie pro neutralizaci kondenzátu a kondenzát je možné znovu vrátit např. do technologického okruhu [19].

Příkladem trubkového spalinového kondenzačního výměníku je

Spalinový kondenzační výměník firmy ANDRITZ – obrázek 6



Obrázek 6 Spalinový kondenzační výměník firmy ANDRITZ [20].

Tento kondenzátor se skládá nejčastěji ze dvou částí. První část je tvořena nekondenzačním nízkoteplotním ekonomizérem (NT EKO), který odebírá citelné teplo spalinám, jejichž teplota se přibližuje blízkou teploty rosného bodu. Druhá část je tvořena kondenzačním výměníkem spalin, který je připojen k absorpčnímu tepelnému čerpadlu. Toto čerpadlo ochlazuje spaliny hluboko pod teplotu rosného bodu a tím přispívá k co největšímu využití latentního tepla. Pro maximalizaci výroby tepla a minimalizaci komínové ztráty využívá tento systém samostatný uzavřený okruh chlazené vody. Klíčové vlastnosti tohoto zařízení jsou

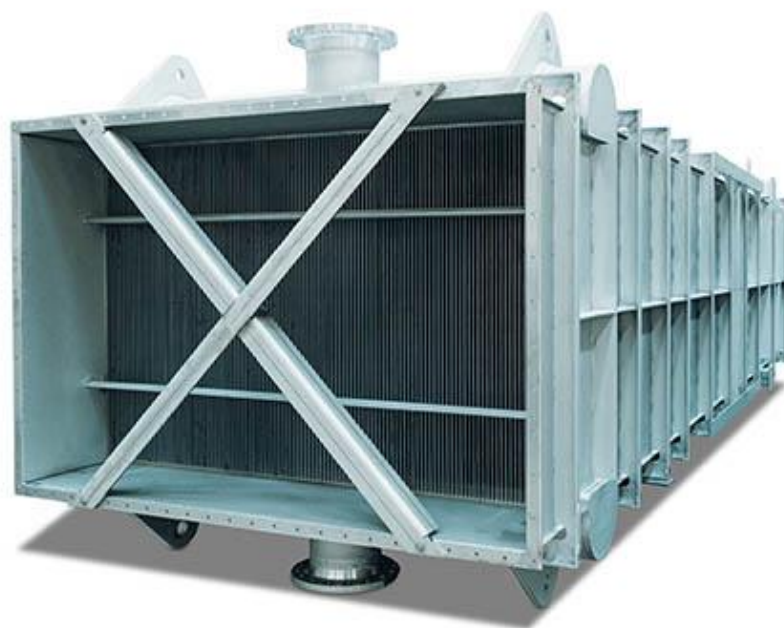
zvýšení účinnosti zařízení až o 25 % vzhledem k typu použitého paliva, snížení emisí CO₂ a zvýšení výroby tepla až o 40 % pro distribuci tepla. Slibná návratnost v případě možnosti využití CZT, nízké náklady na údržbu [20].

1.6.2 Spalinové kondenzační výměníky deskové

Princip přenosu tepla a kondenzace je stejný jako u trubkových výměníků. Teplosměnná plocha kondenzačního výměníku se zde skládá z desek.

Příkladem deskového spalinového kondenzačního výměníku je

Spalinový kondenzační výměník firmy THERM ATHCO Engineering – obrázek 7



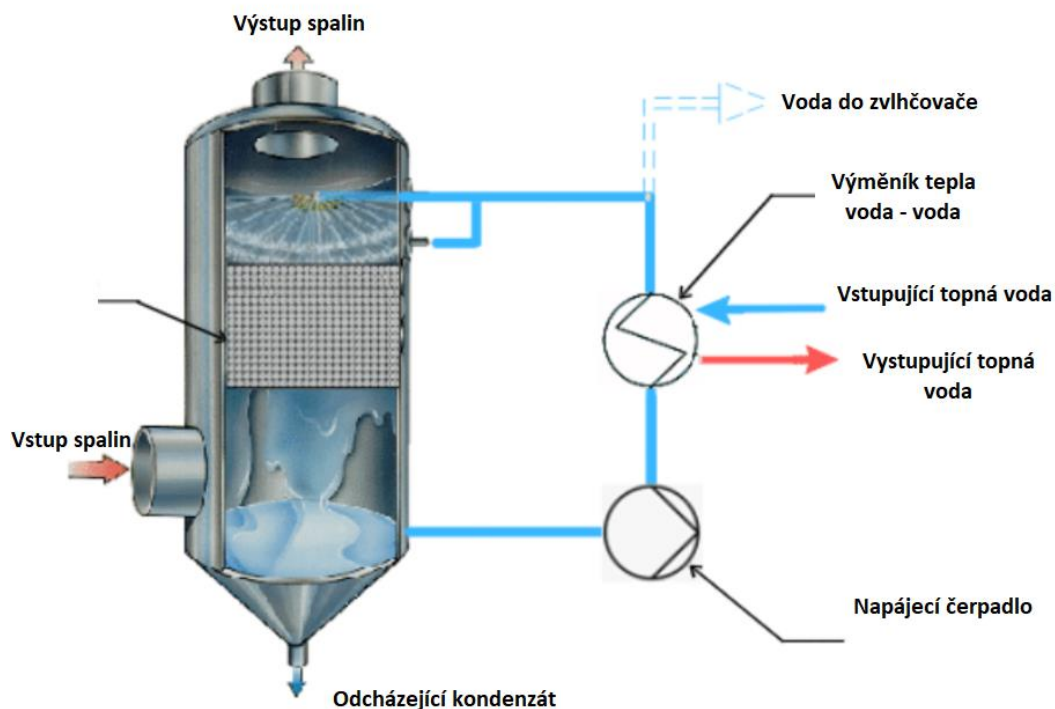
Obrázek 7 Spalinový kondenzační výměník firmy THERM ATHCO Engineering [17].

Výměník tepla se skládá z termodesek, které jsou k sobě namontovány paralelně. Spaliny proudí mezi deskami shora dolů a ochlazující kapalina zdola nahoru uvnitř desek. Na studeném povrchu termodesek dochází ke kondenzaci a film kondenzátu omývá termodesky nepřetržitě. Volné proudění na straně spalin zajišťuje nízkou tlakovou ztrátu a trvalé odvádění kondenzátu. Tento kondenzátor má velmi vysokou účinnost a pevnost desek, což vede ke kompaktnosti a nízké spotřebě materiálu. Použité materiály jsou korozivzdorné např. EN ISO X2CrNiMo17-12-2 a kondenzátor využívá plně svařované konstrukce [17].

1.6.3 Spalinové kondenzační výměníky směšovací

Jsou to spalinové kondenzační výměníky, které zprostředkovávají přímý kontakt média, určeného ke kondenzaci, s chladícím médiem. Proud vody se rozprašuje do proudu spalin a tím kondenzuje vodní složka obsažená ve spalinách. Výhody směšovacích kondenzačních výměníků oproti trubkovým kondenzačním výměníkům jsou nízké investiční náklady, velká

teplosměnná plocha, nízké znečištění, snadná údržba, vysoká provozní spolehlivost a nízká potřeba chladicí vody [18].



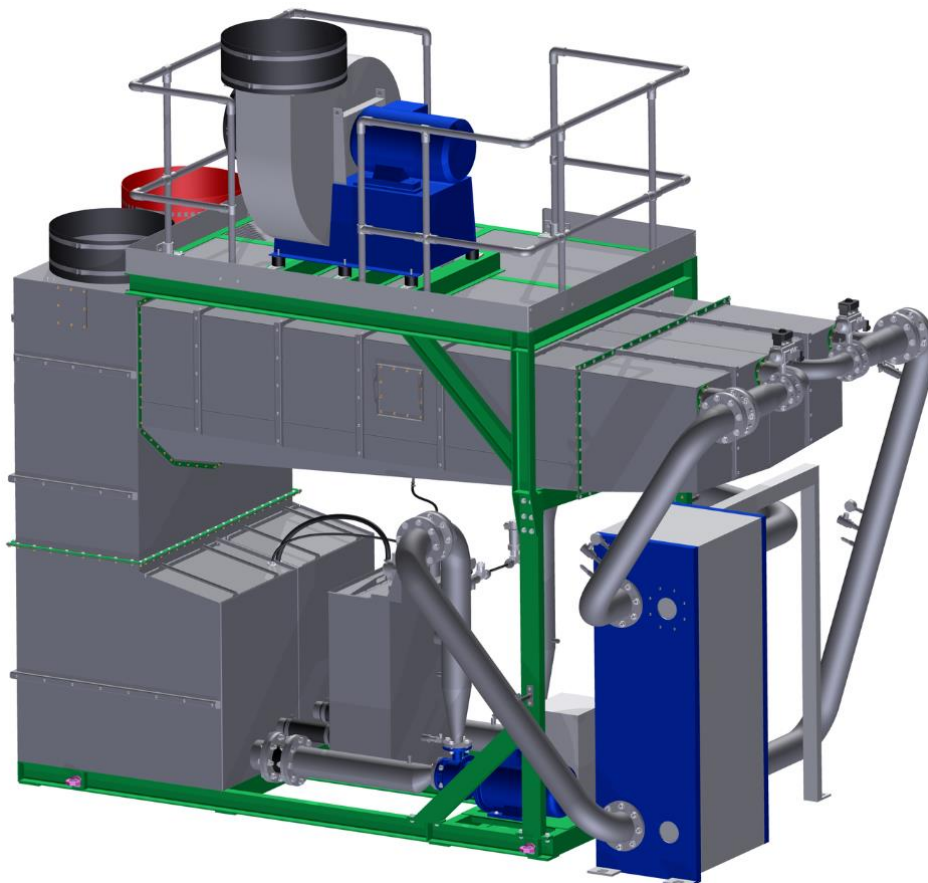
Obrázek 8 Směšovací spalinový kondenzační výměník [19].

Na obrázku 8 lze vidět možný způsob, jak přenést teplo obsažené ve spalinách do topné vody pomocí spalinového kondenzačního výměníku směšovacího. Proud vody se rozprašuje do proudu spalin a tím kondenzuje vodní složka obsažená ve spalinách. Teplo uvolněné při kondenzaci vodní páry ve spalinách je převáděno pomocí vloženého oddělovacího výměníku do topné vody. Cirkulace rozprašované vody je poháněna napájecím čerpadlem. Do zásobníku v dolní části kondenzačního výměníku jsou dávkovány chemikálie pro neutralizaci kondenzátu a kondenzát je možné znovu vrátit např. do technologického okruhu [19].

Příkladem směšovacího spalinového kondenzačního výměníku je např.

Spalinový kondenzační výměník firmy Save Energy – obrázek 9

V případě tohoto kondenzačního spalinového výměníku je latentní teplo ze spalin odebíráno pomocí vstřikování procesní vody a je předáváno přes deskový výměník spotřebitelům. Jednotlivé plochy všech kapiček vytvářejí teplosměnnou plochu (výměník tepla). Tato plocha se rovná velikosti několika fotbalových hřišť. Kapky vody se stále přeskupují. Při chlazení spalin pod rosný bod vzniká kondenzát, který se neutralizuje a čistí od pevných látek. Docílí se toho úpravou vody. Pryč se odvádí pouze vyčištěný přebytek kondenzátu což znamená, že kondenzátor nepotřebuje dodávat žádnou vodu. Výhodou zařízení je, že se nemůže znečistit ani zkorodovat. To vede k jednoduché údržbě, vysoké dostupnosti a životnosti [21].



Obrázek 9 Spalinový kondenzační výměník firmy Save Energy [21].

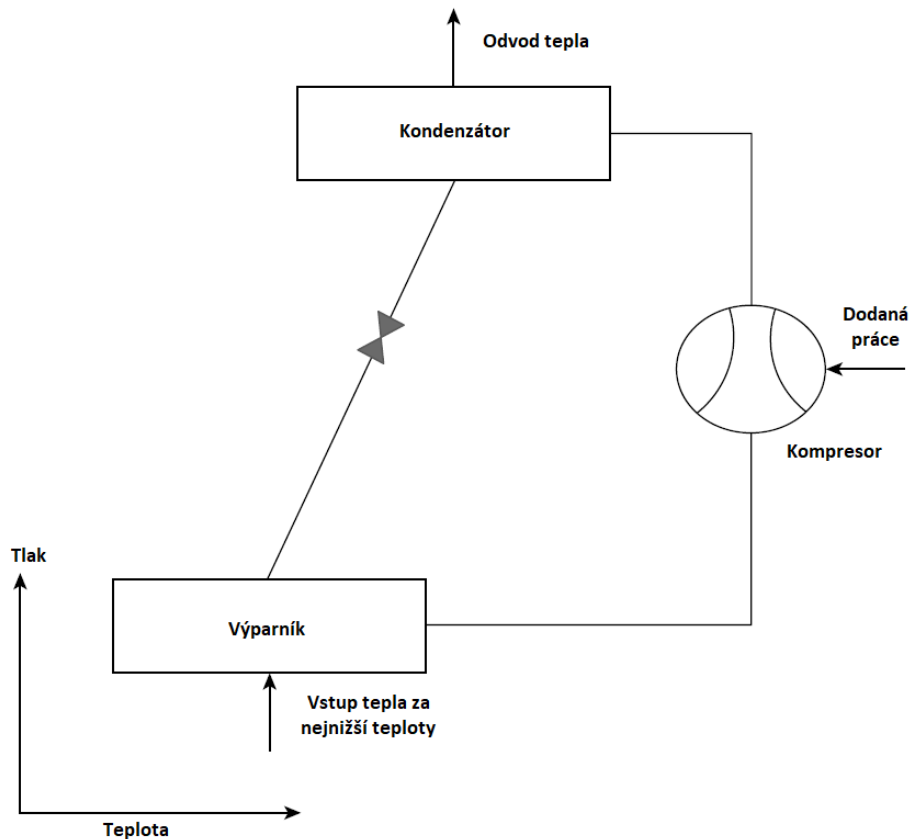
1.7 Tepelná čerpadla

Tepelná čerpadla pracují na principu přenosu tepla s nižším tepelným potenciálem na vyšší. Tato technologie zahrnuje jak chladicí zařízení, tak i systémy s tepelným čerpadlem. Pro takovýto přenos je zapotřebí termodynamického vstupu, který je buď ve formě práce anebo tepla. Vychází se z Clausiova prohlášení druhého zákona termomechaniky [22]. Tento zákon říká, že teplo nemůže přecházet z tělesa o nižší teplotě na těleso o vyšší teplotě [3].

Tepelná čerpadla lze rozdělit na kompresorová čerpadla a absorpční tepelná čerpadla.

1.7.1 Kompresorová tepelná čerpadla

Jedná se o nejpoužívanější typ tepelných čerpadel, která se používají na vytápění/chlazení budov, chlazení potravin nebo klimatizaci automobilů. Hlavní složkou je kompresor, který dodává pracovní příkon, díky kterému dokáže přenést teplo z média o nízké teplotě na médium o teplotě vysoké [22]. Tento kompresor je poháněn nejčastěji elektromotorem ale lze jej také pohánět spalovacím motorem. Technologie kompresorového tepelného čerpadla je znázorněna na obrázku 10.

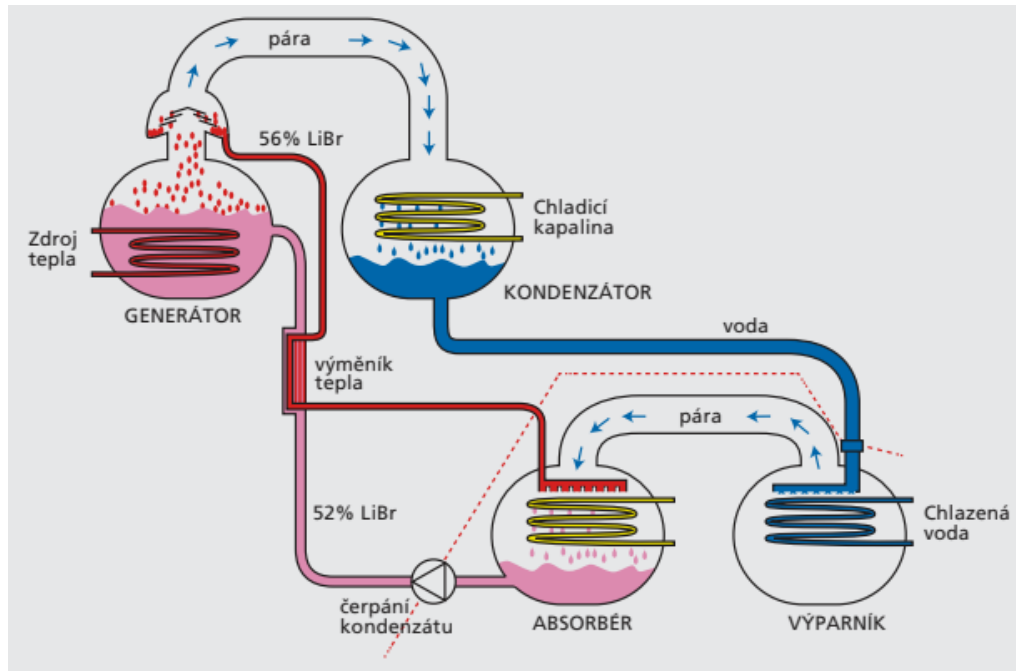


Obrázek 10 Kompresorové tepelné čerpadlo [22].

1.7.2 Absorpční tepelná čerpadla

Absorpční TČ se od kompresorových TČ odlišují tak, že nevyužívají kompresor pro stlačení chladiva, ale využívají absorberu a desorbéru. Na obrázku 11 se vysvětlí princip, jak tato čerpadla pracují.

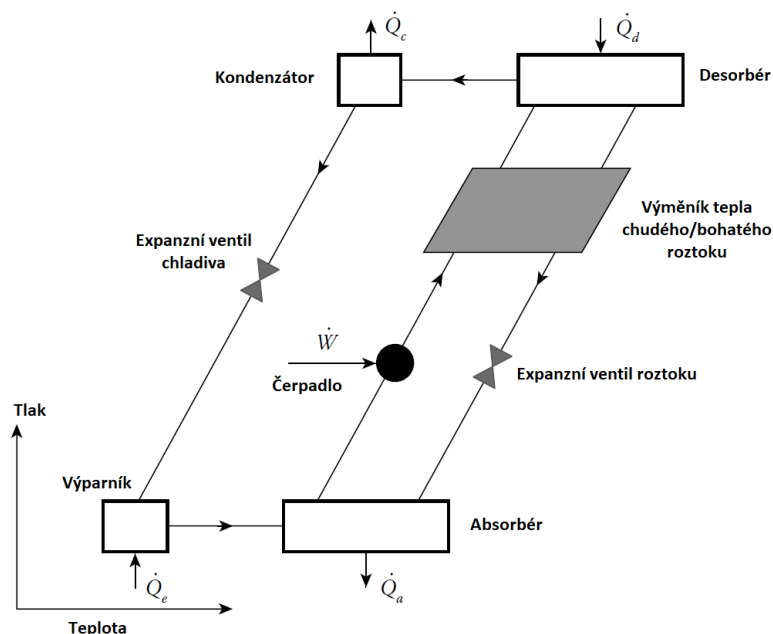
Začne se u desorbéru, též generátoru, kde se roztok, ve kterém je obsaženo chladivo, zahřívá vnějším zdrojem tepla a dojde k vypaření chladiva. Chladivo putuje dále do kondenzátoru a chudý roztok se vrací zpátky do absorberu. V kondenzátoru páry chladiva zkondenzují díky ochlazení chladicí vodou nebo vzduchem. Dále kapalně chladivo proudí do výparníku, kde je rozstříkáváno, a díky tomu odebírá teplo vodě, která se využívá na chlazení. Chladivo se vypaří a je odváděno do absorberu, kde opět zkapalní a odevzdá teplo. Bohatý roztok je následně přečerpáván zpět do desorbéru a celý cyklus probíhá znovu [23].



Obrázek 11 Jednostupňový absorpční cyklus [23].

Výhodou absorpčních TČ oproti kompresorovým TČ je velmi nízká spotřeba el. energie, protože nevyužívají kompresor ke stlačení chladiva. Dále mají také velmi malé nároky na servis a vysokou životnost. Nevýhodou těchto tepelných čerpadel mohou být vysoké investiční náklady či velké rozměry [24].

Účinnost tepelných čerpadel se určuje tzv. COP faktorem. COP je zkratka pro „coefficient of performance“, což v překladu znamená výkonový koeficient. Jedná se o poměr dodaného tepla ku spotřebované elektrické energii [25]. Na obrázku 12 lze vidět energie/tepla do oběhu vstupující a vystupující.



Obrázek 12 Oběh absorpčního tepelného čerpadla [22].

Následující rovnicí se určuje COP pro tepelná čerpadla,

$$COP_T = \frac{Q_c + Q_a}{Q_e} (-). \quad (1.15)$$

Pro chladicí oběhy je COP,

$$COP_{CH} = \frac{Q_e}{Q_d} (-). \quad (1.16)$$

Technologie absorpčního tepelného čerpadla se využije v praktické části této práce a to tak, že se zařadí do teplárny z důvodu neustálé potřeby chladu.

1.8 Zařazení spalínového kondenzačního výměníku do systému

Nejvhodnějším způsobem by bylo zařadit spalínový kondenzační výměník hned za LUVU (ohřívač spalovacího vzduchu), protože by se nadále pracovalo se spalínami o nejvyšší teplotě. Každý další proces, v tomto případě čištění, by energii ve spalínách snížil. Je však třeba zvážit několik faktorů. Jedním z těchto faktorů je čistota spalín. Spaliny mohou obsahovat mnoho nečistot jako jsou prachové částice a chemicky agresivní látky. Množství těchto nečistot závisí na druhu paliva, úpravě paliva před spalováním a samotné kvalitě spalovacího procesu. V případě spalování například uhlí nebo biomasy by bylo potřeba spaliny vyčistit od prachových částic, protože by jinak docházelo k abrazivnímu opotřebení materiálu v kondenzátoru a jeho zanášení. To by vedlo k častější potřebě údržby a čištění, což z hlediska provozu není ideální. Materiály ve spalínovém kondenzátoru se budou volit tak, aby byly odolné vůči korozi a chemicky agresivním látkám. Řešením by bylo také použít vertikální trubky, které by se omývaly rozprášeným proudem vody, většinou vlastním kondenzátem, a tím by se prach a nečistoty pravidelně smývaly. Toto je pouze pár příkladů, jak by bylo možné řešit problémy spojené s nečistotami ve spalínách. Kdyby docházelo ke spalování například odpadů, muselo by být čištění spalín mnohem důslednější. Tato práce však později pracuje se zemním plynem. Při spalování zemního plynu nedochází ke vzniku tolika znečišťujících látek jako například u spalování uhlí. Díky tomu je možné zařadit spalínový kondenzační výměník přímo za LUVU.

2 Modelový případ

Tato práce se bude zabývat zjednodušenou tepelnou bilancí cyklu. Jako modelový případ se uvažuje teplárna pracující s protitlakovou parní turbínou. Kombinovaná výroba tepla a elektrické energie, s parním kotlem vodotrubným, spalující ZP o parametrech viz zadání.

2.1 Zadání

V této podkapitole jsou uvedeny zadané hodnoty a parametry pro praktickou část práce.

2.1.1 Technické parametry kotle

- Jmenovitý parní výkon $M_{pp} = 50$ t/hod,
- jmenovitý tepelný výkon $P_{tv} = 40,8$ MW,
- minimální parní výkon $P_{tvmin} = 15$ t/hod,
- teplota přehřáté páry $t_p = 485$ °C,
- tlak přehřáté páry $p_{pp} = 6$ MPa,
- teplota napájecí vody $t_{nv} = 105$ °C,
- tlak napájecí vody na vstupu do kotle $p_{nv} = 6,5$ MPa,
- účinnost kotle dle EN 12952 $\eta_k = 96$ %,
- přebytek vzduchu na hořáku $\alpha = 1,07$ (-),
- objem kyslíku ve spalínách za poslední výhřevnou plochou $V_{O_2} = 4,925$ %,
- teplota za poslední výhřevnou plochou kotle $t_2 = 105$ °C,
- tlak za poslední výhřevnou plochou $p_2 = -200$ Pa.

2.1.2 Zadané hodnoty pro zemní plyn

- Chemické složení zemního plynu dle tabulky 2.1 (objemové podíly),

Prvek	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₂ H ₄	C ₅ H ₁₂	CO ₂	N ₂
ω (%)	96,46	2,58	0,15	0,07	0,03	0,01	0,32	0,38

Tabulka 2.1 Chemické složení zemního plynu.

- Výhřevnost zemního plynu $Q_i^r = 36,180$ MJ/m_n³,
- teplota plynu $t_{zp} = 15$ °C,
- tlak plynu před kotelnou $p_{zp} = 100$ kPa.

2.1.3 Zadané hodnoty pro vlhký vzduch

- Chemické složení suchého vzduchu dle tabulky 2.2 (objemové podíly),

Prvek	N ₂	O ₂	Ar	CO ₂
ω (%)	78,04	20,99	0,94	0,03

Tabulka 2.2 Chemické složení suchého vzduchu.

- Nadmořská výška 200 m.n.m,
- teplota vzduchu $t_{vz.} = 25$ °C,
- relativní vlhkost $\varphi = 60$ %.

2.1.4 Zadané parametry pro protitlakovou turbínu

- Jmenovitý vstupní tlak páry do turbíny $p_{pt,in} = 59,8$ bar(a),
- jmenovitá vstupní teplota páry do turbíny $t_{pt,in} = 482$ °C,
- jmenovitý vstupní průtok do turbíny $m_{pt,in} = 50$ t/hod,
- jmenovitý výstupní tlak z turbíny $p_{pt,out} = 1,58$ bar(a),

- tlak v neregulovaném odběru $p_{ng_out} = 5 \text{ bar(a)}$.

2.1.5 Zadané provozní parametry CZT

- Jmenovitý teplotní spád v zimě $\Delta t_{zima} = 60\text{--}110 \text{ }^\circ\text{C}$,
- jmenovitý teplotní spád v létě $\Delta t_{léto} = 60\text{--}90 \text{ }^\circ\text{C}$,
- tlak topné vody $p_{tv} = 2 \text{ MPa(a)}$.

2.1.6 Zadání provozu teplárny

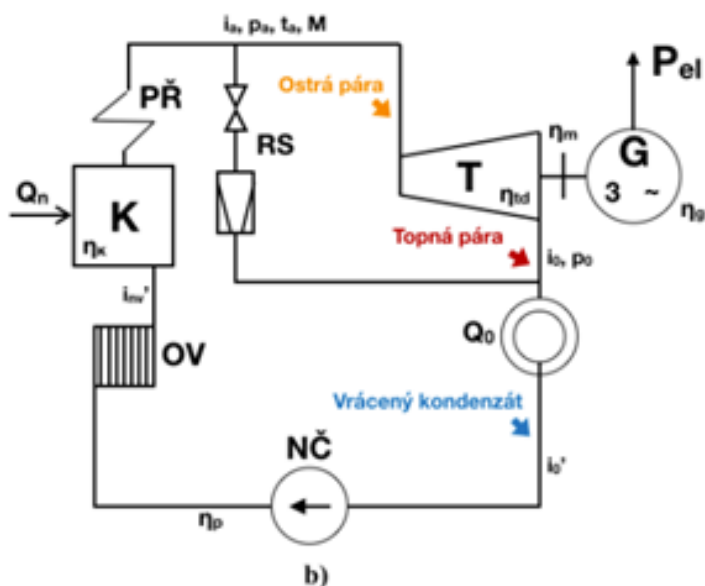
- Provoz teplárny $\tau = 8016 \text{ hod/rok}$,
- vytíženost a teplotní spád teplárny v daných měsících dle tabulky 2.3,

	vytíženost (%)	teplotní spád ($^\circ\text{C}$)
Leden	100	60 - 110
Únor	100	60 - 110
Březen	100	60 - 110
Duben	70	60 - 110
květen	70	60 - 90
červen	70	60 - 90
Červenec	70	60 - 90
Září	70	60 - 90
Říjen	100	60 - 110
Listopad	100	60 - 110
Prosinec	100	60 - 110

Tabulka 2.3 Vytíženost a teplotní spád teplárny v daných měsících.

2.2 Popis zadání

Parní kotel produkuje teplo, který ohřívá vodu v systému výhřevných ploch kotle. Následně ohřátá voda putuje do systému přehříváků, kde se dále přehřívá na požadovanou teplotu přehřáté páry. Dále vstupuje do protitlakové turbíny, ve které dochází k přeměně tepelné energie na mechanickou. Za turbínou je umístěn generátor, který tuto mechanickou energii přeměňuje na energii elektrickou. Pára, která postupně prochází turbínou a předává jí tak svou energii, vstupuje do základního výměníku, kde odevzdá zbytek své energie, pára zkondenzuje. Vzniklý kondenzát se pomocí kondenzačních čerpadel dopravuje do napájecí nádrže (NN). V napájecí nádrži dochází také k odplynění hlavního kondenzátu, který se zde také dohřeje pomocí nízkotlaké páry z turbíny na teplotu $105 \text{ }^\circ\text{C}$. Takto upravený hlavní kondenzát se pomocí napájecího čerpadla čerpá o vysokém tlaku zpět do kotle. Při spalování paliva vznikají spaliny, které svou energii předávají systému výparníku, ekonomizéru, přehříváků a přihříváků v kotli. Poslední výhřevnou plochou kotle je ohřívák vzduchu, spaliny odchází do komína na teplotní úrovni $105 \text{ }^\circ\text{C}$.



Obrázek 13 Schéma parního oběhu.

2.3 Výpočet množství a složení spalin

Pro následující návrh v programu PPSD je potřeba vypočítat vstupní vlastnosti spalin. Jedná se o celkový objem spalin a jednotlivé objemy složek spalin. K tomu se využije stechiometrický výpočet pro plynná paliva.

Ke spalování jakéhokoli paliva je potřeba znát množství kyslíku. Pro minimální (teoretické) množství kyslíku potřebného ke spálení 1 m_n^3 paliva se využije vztah [15]. Při výpočtu teoretického množství jak kyslíku, vzduchu tak i spalin je uvažován přebytek vzduchu $\alpha = 1$, neboli bez přebytku vzduchu.

Objemy kyslíku i paliva se uvažují při normálních podmínkách ($p = 101325 \text{ Pa}$, $t = 0^\circ \text{C}$),

$$\begin{aligned}
 V_{O_2 \min} &= 0,5 \times (\omega H_2 + \omega CO) + \sum \left(X + \frac{Y}{4} \right) \times \omega C_x H_y - \omega O_2 = \\
 &= 0,5 \times (0 + 0) + \left(1 + \frac{4}{4} \right) \times \omega CH_4 + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \times \omega C_2 H_6 + \left(3 + \frac{8}{4} \right) \times \\
 &\quad \times \omega C_3 H_8 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \times \omega C_4 H_{10} + \left(2 + \frac{4}{4} \right) \times \omega C_2 H_4 + \\
 &\quad + \left(5 + \frac{12}{4} \right) \times \omega C_5 H_{12} = \\
 &= 0,5 \times (0 + 0) + \left(1 + \frac{4}{4} \right) \times 0,9646 + \left(2 + \frac{6}{4} \right) \times 0,258 + \left(3 + \frac{8}{4} \right) \times \\
 &\quad \times 0,0015 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) \times 0,0007 + \left(2 + \frac{4}{4} \right) \times 0,0003 + \left(5 + \frac{12}{4} \right) \times \\
 &\quad \times 0,0001 = 2,033 \frac{m_{O_2}^3}{m_{pal}^3}.
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

Minimální množství kyslíku se využije pro výpočet minimálního objemu suchého vzduchu pro spálení 1 m_n^3 zemního plynu,

$$V_{vz \min}^S = \frac{100}{20,99} \times V_{O_2 \min} = \frac{100}{20,99} \times 2,033 = 9,687 \frac{m_{vzd}^3}{m_{pal}^3}. \tag{2.2}$$

Vzduch vždy obsahuje také vodní páru, jejíž objem závisí na fyzikálních podmínkách vzduchu. Objem vlhkého vzduchu se vypočítá ze vztorce [15],

$$V_{vz\ min} = f \times V_{vz\ min}^S \cdot \quad (2.3)$$

Koeficient f je dle vztahu [15],

$$f = 1 + V_{H_2O} = 1 + \frac{\varphi}{100} \times \frac{p''}{p_c - \frac{\varphi}{100} \times p''} \quad (-), \quad (2.4)$$

kde V_{H_2O} je objem vodní složky obsažené ve vzduchu, φ je relativní vlhkost vzduchu, p'' je parciální tlak syté vodní páry $p'' = 3169,2$ Pa po interpolaci z tabulek [11], p_c je absolutní atmosférický tlak.

Atmosférický tlak p_c se určí dle vztahu [24],

$$p_c = p_0 \times e^{\frac{-G \times H}{r \times T}} \quad (Pa), \quad (2.5)$$

kde p_0 je atmosférický tlak pro 0 m.n.m $p_0 = 101325$ Pa, G je gravitační zrychlení $G = 9,81$ m/s², r je měrná plynová konstanta $r = 287,056$ J/kgK, H je nadmořská výška, T je teplota vzduchu ve stupních Kelvina. Atmosférický tlak pro nadmořskou výšku 200 m. n. m a teplotu $T = 298,15$ K je

$$p_c = 101325 \times e^{\frac{9,81 \times 200}{287,056 \times 298,15}} = 99028 \text{ Pa}.$$

Po dosazení do rovnice (2.4),

$$f = 1 + V_{H_2O} = 1 + \frac{60}{100} \times \frac{3169,2}{99028 - \frac{60}{100} \times 3169,2} = 1,02.$$

Nyní již lze dopočítat rovnici pro objem vlhkého vzduchu (2.3),

$$V_{vz\ min} = f \times V_{vz\ min}^S = 1,02 \times 9,687 = 9,876 \frac{m_{vzd}^3}{m_{pal}^3}.$$

Minimální objem vodní páry ve vlhkém vzduchu lze stanovit dle vztahu [9],

$$V_{H_2O}^V = V_{vz\ min} - V_{vz\ min}^S = 9,876 - 9,687 = 0,19 \frac{m_{H_2O}^3}{m_{pal}^3}. \quad (2.6)$$

Minimální (teoretický) objem spalin vzniklých při spálení 1 m³ plynného paliva za přebytku vzduchu $\alpha = 1$ se získá součtem všech jednotlivých složek spalin dle rovnice [15],

$$V_{S\ min} = V_{SS\ min} + V_{H_2O\ min} = V_{CO_2\ min} + V_{N_2\ min} + V_{Ar\ min} + V_{O_2\ min} + V_{H_2O\ min}. \quad (2.7)$$

Minimální objem oxidu uhličitého,

$$\begin{aligned}
 V_{CO_2 \min} &= \omega_{CO_2} + 0,9937 \times (\omega_{CH_4} + 2 \times \omega_{C_2H_6} + 3 \times \omega_{C_3H_8} + \\
 &+ 4 \times \omega_{C_4H_{10}} + 2 \times \omega_{C_2H_4} + 5 \times \omega_{C_5H_{12}}) + 0,0003 \times V_{vz \min}^S = \\
 &= 0,0032 + 0,9937 \times (0,9646 + 2 \times 0,0258 + 3 \times 0,0015 + \\
 &+ 4 \times 0,0007 + 2 \times 0,0003 + 5 \times 0,0001) + 0,0003 \times 9,687 = \\
 &= 1,024 \frac{m_{CO_2}^3}{m_{pal}^3}.
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

Minimální objem dusíku,

$$\begin{aligned}
 V_{N_2 \min} &= \omega_{N_2} + 0,7804 \times V_{vz \min}^S = \\
 &= 0,0038 + 0,7804 \times 9,687 = 7,563 \frac{m_{N_2}^3}{m_{pal}^3}.
 \end{aligned} \tag{2.9}$$

Minimální objem argonu,

$$\begin{aligned}
 V_{Ar \min} &= \omega_{Ar} + 0,0092 \times V_{vz \min}^S = \\
 &= 0 + 0,0094 \times 9,687 = 0,091 \frac{m_{Ar}^3}{m_{pal}^3}.
 \end{aligned} \tag{2.10}$$

Pro výpočet minimálního množství vodní páry ve spalínách se použije vztah ze zdroje [9],

$$\begin{aligned}
 V_{H_2O \min} &= \frac{4}{2} \times \omega_{CH_4} + \frac{6}{2} \times \omega_{C_2H_6} + \frac{8}{2} \times \omega_{C_3H_8} + \frac{10}{2} \times \omega_{C_4H_{10}} + \\
 &+ \frac{4}{2} \times \omega_{C_2H_4} + \frac{12}{2} \times \omega_{C_5H_{12}} \times V_{H_2O}^V = \frac{4}{2} \times 0,9646 + \frac{6}{2} \times 0,0258 + \\
 &+ \frac{8}{2} \times 0,0015 + \frac{10}{2} \times 0,0007 + \frac{4}{2} \times 0,0003 + \frac{12}{2} \times 0,0001 + 0,19 = \\
 &= 2,207 \frac{m_{H_2O}^3}{m_{pal}^3}.
 \end{aligned} \tag{2.11}$$

Nyní jsou známy všechny potřebné složky pro výpočet rovnice 2.7,

$$\begin{aligned}
 V_{S \min} &= V_{CO_2 \min} + V_{N_2 \min} + V_{Ar \min} + V_{O_2 \min} + V_{H_2O \min} = \\
 &= 1,024 + 7,563 + 0,091 + 2,207 = 10,886 \frac{m_{sp}^3}{m_{pal}^3}.
 \end{aligned}$$

Následně se spočítá množství jednotlivých složek spalín pro přebytek vzduchu $\alpha = 1,35$, což odpovídá přebytku vzduchu za poslední výhřevnou plochou LUV A. V zadání je přebytek vzduchu na hořáku 1,07, protože se však jedná o podtlakový kotol přisává se po celé trase vzduch. To způsobí zvýšení objemu kyslíku ve spalínách za poslední výhřevnou plochou a to na 4,925 % z celkového objemu spalín, což je známo ze zadání. Hodnota přebytku vzduchu 1,35 se získá po určitém počtu iterací tak aby vycházel objem kyslíku právě 4,925 %. Následný výpočet dle zdroje [12].

Objem vodní páry,

$$\begin{aligned} V_{H_2O} &= V_{H_2O \min} + (\alpha - 1) \times (f - 1) \times V_{vz \min}^S = \\ &= 2,207 + (1,37 - 1) \times (1,2 - 1) \times 9,687 = 2,273 \frac{m_{H_2O}^3}{m_{pal}^3}. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Objem oxidu uhličitého,

$$\begin{aligned} V_{CO_2} &= V_{CO_2 \min} + (\alpha - 1) \times V_{vz \min}^S \times \omega_{CO_2} = \\ &= 1,024 + (1,37 - 1) \times 9,687 \times 0,0003 = 1,025 \frac{m_{CO_2}^3}{m_{pal}^3}. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Objem dusíku,

$$\begin{aligned} V_{N_2} &= V_{N_2 \min} + (\alpha - 1) \times V_{vz \min}^S \times \omega_{N_2} = \\ &= 7,563 + (1,37 - 1) \times 9,687 \times 0,7804 = 10,209 \frac{m_{N_2}^3}{m_{pal}^3}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Objem argonu,

$$\begin{aligned} V_{Ar} &= V_{Ar \min} + (\alpha - 1) \times V_{vz \min}^S \times \omega_{Ar} = \\ &= 0,091 + (\alpha - 1) \times 9,687 \times 0,0094 = 0,123 \frac{m_{Ar}^3}{m_{pal}^3}. \end{aligned} \quad (2.15)$$

Objem kyslíku,

$$\begin{aligned} V_{O_2} &= V_{O_2 \min} + (\alpha - 1) \times V_{vz \min}^S \times \omega_{O_2} = \\ &= 0 + (1,37 - 1) \times 9,687 \times 0,2099 = 0,712 \frac{m_{O_2}^3}{m_{pal}^3}. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Celkový objem suchých spalín,

$$\begin{aligned} V_S^S &= V_{CO_2} + V_{N_2} + V_{Ar} + V_{O_2} = \\ &= 1,025 + 10,36 + 0,125 + 0,752 = 12,069 \frac{m_{sp}^3}{m_{pal}^3}. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Celkový objem vlhkých spalín,

$$V_S = V_S^S + V_{H_2O} = 14,342 \frac{m_{sp}^3}{m_{pal}^3}. \quad (2.18)$$

Nyní lze provést zkoušku pro procentuální zastoupení kyslíku ve spalínách,

$$O_{O_2} = \frac{V_{O_2}}{V_S} \times 100 = \frac{0,752}{14,342} \times 100 = 4,9618 \%. \quad (2.19)$$

V zadání stojí, že objem kyslíku ve spalínách by měl být $O_{O_2} = 4,925 \%$. Tato malá odchylka je ponechána vzhledem k tomu, že přebytek vzduchu by jinak musel být na několik desetinných míst, což není žádoucí.

Pro výpočet celkového objemového toku spalín se nejprve musí zjistit objemový průtok paliva. Ten se získá ze vztahu pro účinnost kotle [15],

$$\eta_k = \frac{M_{pp} \times (i_p - i_{nv})}{Q_i^r \times \dot{V}_{pv}} (-), \quad (2.20)$$

kde M_{pp} je jmenovitý parní výkon, i_p je entalpie vyrobené páry, i_{nv} je entalpie napájecí vody, Q_i^r je výhřevnost spalovaného paliva a \dot{V}_{pv} je objemový tok dodávaného paliva.

Z rovnice 2.21 se vyjádří objemový tok dodávaného paliva,

$$\dot{V}_{pv} = \frac{M_{pp} \times (i_p - i_{nv})}{Q_i^r \times \eta_k} \left(\frac{m_n^3}{s} \right). \quad (2.21)$$

Ze zadání je známo vše až na entalpie výstupní přehřáté páry a napájecí vody. Entalpie se získají pomocí tabulek [11] pro dané teploty a tlaky. Výstupní entalpie přehřáté páry,

$$i_p = 3387165 \frac{J}{kg}. \quad (2.22)$$

Entalpie napájecí vody,

$$i_{nv} = 444937,4 \frac{J}{kg}. \quad (2.23)$$

Po dosazení do rovnice 2.22 je objemový průtok dodávaného paliva roven,

$$\dot{V}_{pv} = \frac{12,6 \times (3387165 - 444937,4)}{36180000 \times 0,96} = 1,067 \frac{m_n^3}{s}. \quad (2.24)$$

Nyní je již snadné dopočítat objemový tok spalín,

$$\dot{V}_{sp} = V_S \times \dot{V}_{pv} = 14,342 \times 1,067 = 15,308 \frac{m_n^3}{s}. \quad (2.25)$$

Přepočet objemů jednotlivých složek spalín na objemové koncentrace se provede dle vzorce,

$$\omega_i = \frac{V_i}{V_S}. \quad (2.26)$$

Složka spalín	H ₂ O	CO ₂	N ₂	Ar	O ₂
ω (-)	0,158	0,0715	0,712	0,00858	0,0496

Tabulka 2.4 Objemové koncentrace jednotlivých složek spalín.

2.4 Program PPSD

Power Plant Simulator and Design (PPSD) je jedním ze světových programů pro navrhování parogenerátorů, výměníků tepla a bilancí energetických zařízení. Na trhu se vyskytuje více než 25 let a je používán napříč celým světem ve více než 200 společnostech.

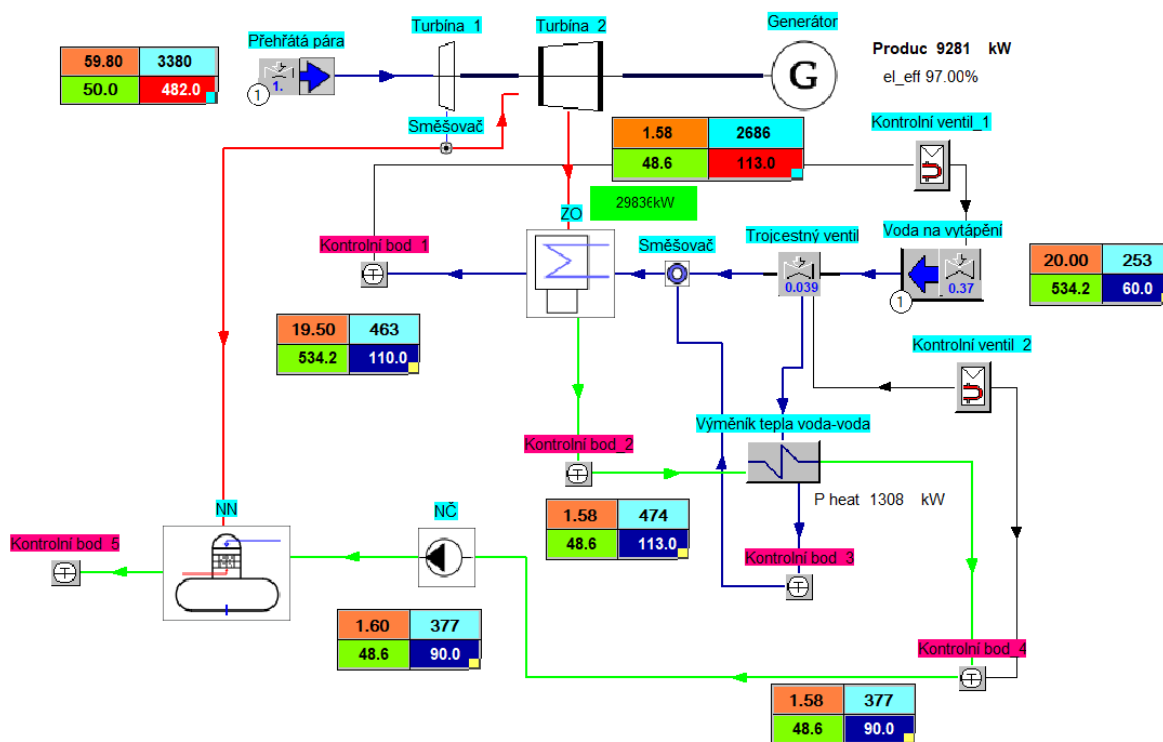
V PPSD je možné graficky sestavit schémata energetických závodů. K tomu slouží knihovna, která obsahuje dílčí prvky energetických závodů, jako jsou čerpadla, výměníky tepla, turbíny, napájecí nádrže, odběry, regulační prvky, spojky, mixéry, tepelná čerpadla atd. Tyto prvky lze propojit velice intuitivně a jednoduše, protože lze uskutečnit pouze platná spojení.

V této práci se PPSD využije pro sestavení teplotního okruhu a výpočet vyrobené tepelné a elektrické energie [26].

2.5 Sestavení tepelné bilance

Základní tepelnou bilanci pro kotel, který je zadán, lze vidět na obrázku 13. Tato bilance byla vytvořena v programu PPSD pro provoz v zimě viz obrázek 14.

Z přehříváku vystupuje přehřátá pára o teplotě 482 °C a putuje do turbíny, která roztáčí generátor. Z turbíny vede neregulovaný odběr páry do napájecí nádrže (NN), kde se využívá na ohřev vody na 105 °C z důvodu odplynění vody. Po průchodu protitlakovou turbínou je pára zavedena do základního ohříváku (ZO). Jedná se o topný ohřívák pára – voda, kde se pára vystupující z turbíny ochladí vratnou topnou vodou a tato pára v ohříváku zkondenzuje. Topná voda se ohřeje na 110 °C (vychází se ze zadání pro provoz v zimě). Kondenzát odcházející ze ZO je potřeba ještě více dochladiť, protože ze zadání je známo, že se následně bude ohřívat v NN z důvodu odplynění na teplotu 105 °C. K dalšímu ochlazení dojde v jednoduchém výměníku tepla (VT) voda – voda, kde se kondenzát ochladí na 90 °C. Ohřívána voda z tohoto výměníku je poté smíchána ve směšovači s vratnou topnou vodou a prochází ZO. Následně je kondenzát dopravován napájecím čerpadlem (NČ) do NN, kde se kondenzát ohřeje a odplyní. Z napájecí nádrže odchází odplyněný kondenzát zpět do kotle.



Obrázek 14 Schéma základní tepelné bilance pro provoz v zimě.

Na obrázku 14 jsou rozvody jednotlivých druhů médií barevně rozděleny. Červená barva označuje páru, zelená barva popisuje kondenzát a modrá barva ukazuje vodu určenou k vytápění. Význam hodnot v tabulkách je vysvětlen v tabulce 2.5. Dvě tabulky však mají

v dolním pravém rohu červenou barvu, oproti modré, jako u ostatních. U obou tabulek se jedná o teplotu ve °C, avšak červená barva označuje páru a modrá vodu/kondenzát.

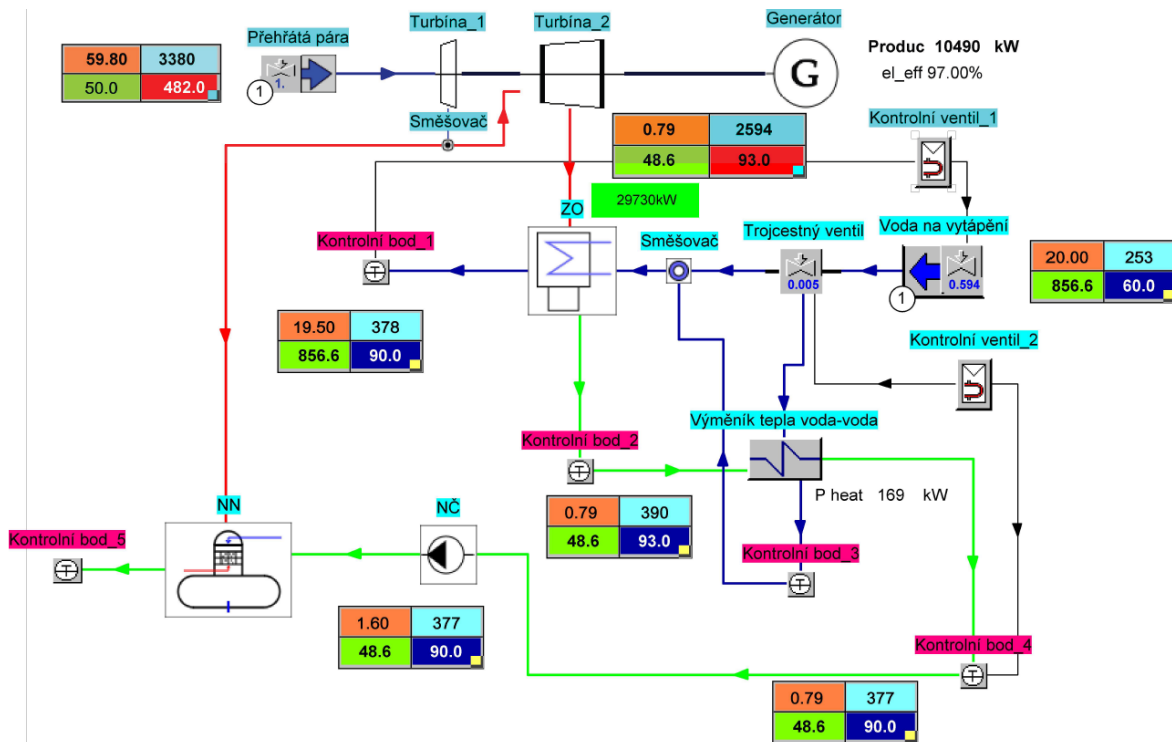
Tlak (bar(a))	Entalpie (kJ/kg)
Hmotnostní průtok (kg/s)	Teplota (°C)

Tabulka 2.5 Veličiny a jejich jednotky pro obrázky 14 a 15.

V programu PPSD je potřeba zvolit technologické parametry jednotlivých částí. Zbytek hodnot program dopočítá sám. Volba vstupních hodnot k jednotlivým komponentům:

- Turbína 1 – Turbína je v programu rozdělena na dvě části pouze z důvodu výpočtu. Jedná se o jednu turbínu s jedním neregulovaným odběrem páry. Do této komponenty je pro výpočet potřeba zadat účinnost a výstupní tlak páry. Účinnost je zvolena $\eta = 82\%$ pro protitlakovou turbínu dle [27] a výstupní tlak $p_{ng_out} = 5$ bar(a) je znám ze zadání.
- Turbína 2 – Účinnost je stejná jako u turbíny 1. Tlak na výstupu je dle zadání $p_{pt_out} = 1,58$ bar(a).
- Generátor – Pro generátor je potřeba zvolit elektrickou účinnost. Ta byla zvolena $\eta_{ele} = 97\%$ z [27].
- Základní ohřívák – V případě ZO je třeba zadat hodnoty pro koncový nedohřev, čímž se rozumí rozdíl teplot vstupujícího ochlazovaného média a vystupujícího média ohřívajícího. Koncový nedohřev by se měl podle [27] pohybovat mezi hodnotami $\Delta t = 2 - 5$ K. Pro tento případ zvoleno $\Delta t = 3$ K.
- Výměník tepla voda – voda – Slouží k podchlazení kondenzátu na hodnotu 90 °C dle zadání. Výměník je volen trubkového typu.
- Vratná topná voda – Jedná se o přívod topné vody. V této komponentě je potřeba stanovit teplotu a tlak. Obě tyto hodnoty jsou známy ze zadání a to $t = 60$ °C a tlak $p = 20$ bar(a).
- Napájecí čerpadlo – U napájecího čerpadla je třeba zvolit tlak, který bude udržovat v potrubí $p = 1,6$ bar(a).
- Kontrolní ventil 1 – Tento ventil slouží k regulaci hmotnostního toku vratné topné tak, aby se dosáhlo teploty vody na výstupu ze ZO na straně vratné topné vody $t = 110$ °C. Tato teplota je vidět u kontrolního bodu 1 v modrém poli.
- Kontrolní ventil 2 – Obdobně jako v prvním případě, je tento ventil použit k regulaci trojcestného ventilu, který odebírá z vody na vytápění takové množství vody, aby výstupní teplota kondenzátu byla $t = 90$ °C. Tuto hodnotu lze vidět u kontrolního bodu 4 v modře označeném políčku v tabulce.

Bilance byla počítána pro zimní provoz, kde se vratná topná voda ohřívá na 110 °C. Je tedy potřeba vypočítat tuto bilanci i pro provoz v létě. Pro tento provoz je ze zadání požadována teplota vratné topné vody 90 °C. Toho se dosáhne změnou teploty v kontrolním ventilu 1 na právě 90 °C. Všechny ostatní volené hodnoty zůstávají stejné. Tepelná bilance pro provoz v létě je zobrazena na obrázku 15.



Obrázek 15 Schéma základní tepelné bilance pro provoz v létě.

Vyrobené množství tepla a elektrické energie pro provoz v zimě i v létě je shrnuto v tabulce 2.6.

Vyrobená energie			
Zima		Léto	
Generátor (kW)	9281	Generátor (kW)	10490
ZO (kW)	29836	ZO (kW)	29730
VT voda – voda (kW)	1308	VT voda – voda (kW)	169
Teplo celkem (kW)	31144	Teplo celkem (kW)	29899

Tabulka 2.6. Množství vyrobeného tepla a elektrické energie pro daný provoz.

2.6 Sestavení tepelné bilance s ATČ, spalinový kondenzační výměník a ekonomizérem

V této části se práce dostává k využití tepla v odchozích spalinách neboli odpadním teplem spalin v celkové technologii teplárny. Pro využití odpadního tepla se použije technologie, kdy se do cyklu přidá spalinový kondenzační výměník, absorpční tepelné čerpadlo (ATČ) a nízkoteplotní ekonomizér. ATČ se do cyklu umísťuje z důvodu neustálé potřeby chladu pro kondenzaci spalin, ekonomizér slouží k předeřevu vratné topné vody a spalinový kondenzační výměník slouží k ohřevu vody, která se užívá ve výparníkové části ATČ. Pro sestavení tepelné bilance s těmito komponenty byl opět použit program PPSD. Tuto bilanci, pro provoz v zimě, lze vidět v příloze 1.

Přehřátá pára vstupuje do turbíny o teplotě 482 °C. Z turbíny vystupuje pára a je vedena do ZO, což je kondenzační výměník tepla. Zde pára ohřeje vratnou topnou vodu na teplotu 110 °C. Kondenzát je odváděn do směšovače 2. Z turbíny je veden neregulovaný odběr páry do ATČ, kde pára slouží jako tepelný zdroj. Tato pára v ATČ kondenzuje a kondenzát je veden také do směšovače 2. Část smíšených kondenzátů ze směšovače 2 je v místě, odběr kondenzátu, odváděna do sprchového chladiče, který slouží k ochlazení páry (z neregulovaného odběru) na mez sytosti, kdy $x = 1$. Zbytek kondenzátu proudí do výměníku tepla voda – voda, kde

předehřívá vratnou topnou vodu a následně odchází zpátky do kotle o teplotě 90 °C. Z vratné topné vody je odběr, který je použit jako chladivo v kondenzační části ATČ. Zbytek vratné topné vody je dopravován do NT EKO a z něj do směšovače 3 a 4. Ve směšovači 4 se smísí s vodou, která odchází z ATČ. Následně je do oběhu přidáno čerpadlo 2, které dopravuje topnou vodu přes výměník tepla voda – voda do směšovače 1 a poté do ZO. Poslední část schématu je chladicí voda, která slouží pro vypařování ve výparníkové části ATČ. Matoucí může být její název „chladicí voda“. Důvodem je, že tato voda chladí spalínový kondenzační výměník.

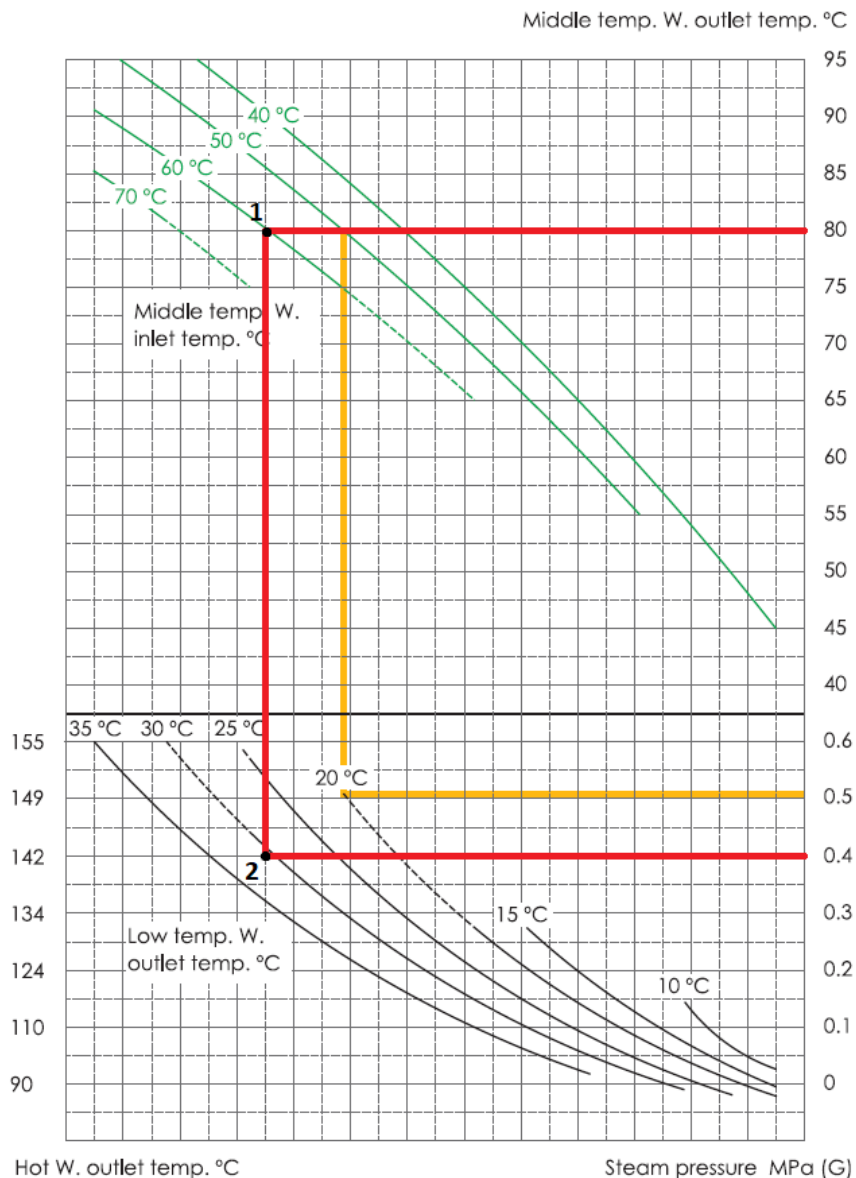
Barevné označení rozvodů jednotlivých druhů médií je stejné jako v kapitole 2.6. Tabulky ve schématu mají opět stejný význam, akorát jsou odlišné barvami. Pro přehlednost uvedena tabulka 2.7.

Tlak (bar(a))	Entalpie (kJ/kg)
Hmotnostní průtok (t/h)	Teplota (°C)

Tabulka 2.7 Veličiny a jejich jednotky pro přílohu 1 a 2.

Opět je potřeba zvolit vstupní technické parametry jednotlivých částí v PPSD. Volba vstupních hodnot k jednotlivým komponentům:

- ATČ – Dle grafu viz obrázek 16 se určí teplotní spád ohřev/topná vratná voda. Je známa teplota vratné topné vody $t = 60$ °C tedy bod se pohybuje na zelené křivce pro 60 °C. Výstupní teplota byla zvolena 80 °C, protože bod se musí držet v nečerchované části zelené křivky. Dále je ze zadání známo, že tlak páry je 0,5 MPa(a), což odpovídá 0,4 MPa(g). Z bodu 0,4 se vede přímkou, dokud se neprotne se svislou přímkou vedenou z bodu 1 a vznikne bod 2. Bod 2 sice leží blízko čerchované části křivky pro 30 °C ale po konzultaci s dodavatel ATČ byl tento bod ponechán. Z těchto kroků plyne, že teplotní spád byl zvolen 80/60 °C. Na straně chladicího média je z grafu vidět, že minimální dovolená výstupní teplota z ATČ je 30 °C. Po konzultaci s výrobcem tepelného čerpadla byl zvolen teplotní rozdíl 10 °C tzn. teplotní spád chladicí smyčky je 40/30 °C. V programu PPSD je ještě potřeba zvolit COP faktor, který byl dodán dodavatelem a je roven $COP = 1,67$.

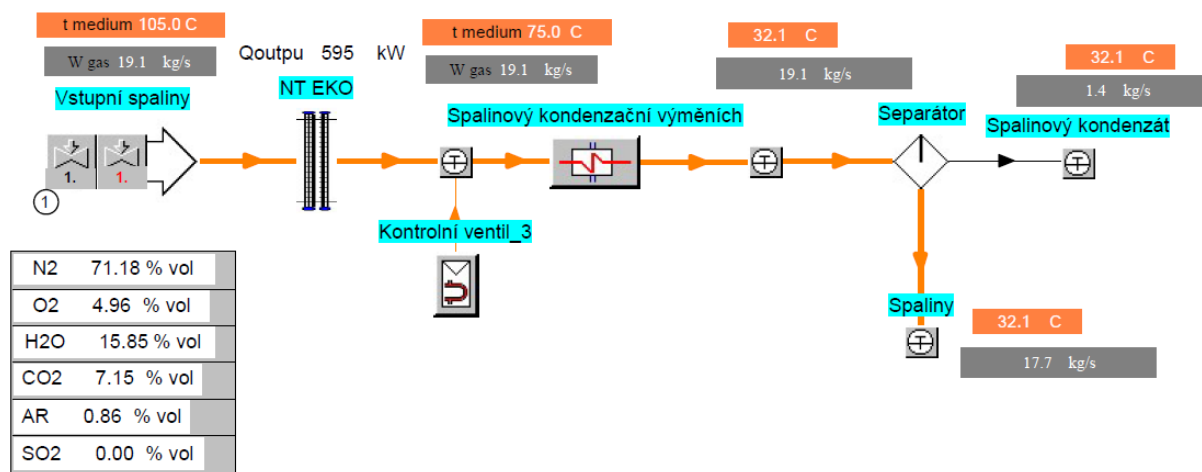


Obrázek 16 Výkonová křivka absorpčního tepelného čerpadla firmy BROAD [28].

- Parametry pro části turbína 1, turbína 2, generátor, ZO, vratná topná voda a výměník tepla voda – voda jsou voleny stejně jako v kapitole 2.6.
- NT EKO – Jedná se o nízkoteplotní ekonomizér, který předeheřívá vratnou topnou vodu pomocí spalin. Spaliny se zde ochlazují na teplotu 75 °C. Tato teplota byla zvolena z důvodu, aby nepodkročila teplotu rosného bodu spalin, a mohly se na teplosměnné trubky využít uhlíkové oceli, které jsou levnější než nerezové.
- Chladicí voda – Teplota vody zvolena 40 °C, hmotnostní průtok zvolen na 93 t/h a tlak vody zvolen na 10 bar(a). Zkonzultováno s firmou, která dodává ATČ.
- Kontrolní ventil 1 – Slouží k regulaci trojcestného ventilu 2. Odebírá právě tolik vratné topné vody do výměníku tepla voda – voda, aby kondenzát odcházející do kotle měl teplotu 90 °C.
- Kontrolní ventil 2 – Reguluje trojcestný ventil 1, který odvádí potřebné množství páry z turbíny tak, aby teplota odcházejícího kondenzátu z ATČ byla 90 °C.

- Kontrolní ventil 3 – Tento ventil je určen k regulaci trojcestného ventilu 4, který určuje množství vratné topné vody přiváděné do NT EKO tak, aby ochladil spaliny právě na teplotu 75 °C.
- Kontrolní ventil 4 – Slouží k regulaci množství přivedené vratné topné vody, aby konečná teplota této vody byla 110 °C.
- Kontrolní ventil 5 – Je určen k regulaci odběru vratné topné vody z trojcestného ventilu 3 tak, aby teplota vody odcházející z kondenzační části ATČ byla 80 °C.
- Kontrola sprchového chladiče – Reguluje sprchový chladič, který přivádí právě tolik kondenzátu, aby ochladil páru na mez sytosti 152 °C.

Současně byla vytvořena bilance pro spaliny, kterou lze vidět na obrázku 17. Jak je vidět ve schématu, spaliny jsou nejdříve vedeny do NT EKO, kde jsou ochlazovány na 75 °C. Následně proudí do spalínového kondenzačního výměníku, kde jsou spaliny ochlazovány na teplotu 32,1 °C. Poté jsou spaliny rozděleny v separátoru na plynnou a kapalnou část.



Obrázek 17 Schéma proudění spalin.

I v tomto schématu bylo potřeba zvolit vstupní technické parametry pro jednotlivé části v programu PPSD. Toto schéma je součástí bilance, kterou lze vidět v příloze 1. Volba vstupních hodnot k jednotlivým komponentům:

- Vstupní spaliny – Do této části je potřeba vložit objemové koncentrace jednotlivých složek spalin a vstupní teplotu. Složky spalin je možné vidět v tabulce na obrázku 19 a byly vypočítány v podkapitole 2.3. Vstupní teplota je známa ze zadání a to 105 °C.
- NT EKO – již uvedeno výše.

V tomto schématu lze vidět, že teplota spalin odcházejících ze spalínového kondenzačního výměníku je 32,1 °C. Je to z důvodu, aby byl teplotní rozdíl v rozmezí $\delta = 2-5$ K, protože chladičí voda, která vystupuje z ATČ, má teplotu 30 °C. Toho se docílí upravováním tepelného výkonu ATČ na 5800 W a změnou hmotnostního průtoku chladičí vody na 93 kg/s.

Tepelná bilance v příloze 1 byla počítána pro provoz v zimě. Nyní se vypočítá také pro provoz v létě. Při provozu v létě se změní pouze teplota, na kterou je ohřívána vratná topná voda, a to na teplotu 90 °C. V programu se změní teplota v kontrolním ventilu 4 na 90 °C a zbytek dopočítá program PPSD sám. Tepelná bilance pro provoz v létě viz příloha 2.

Vyrobené množství tepla a elektrické energie pro provoz v zimě i v létě je shrnuto v tabulce 2.8.

Vyrobená energie			
Zima		Léto	
Generátor (kW)	8648	Generátor (kW)	9684
ZO (kW)	25576	ZO (kW)	25477
VT voda – voda (kW)	1112	VT voda – voda (kW)	145
ATČ (kW)	9686	ATČ (kW)	9686
NT EKO (kW)	594	NT EKO (kW)	594
Teplo celkem (KW)	36968	Teplo celkem (KW)	35902

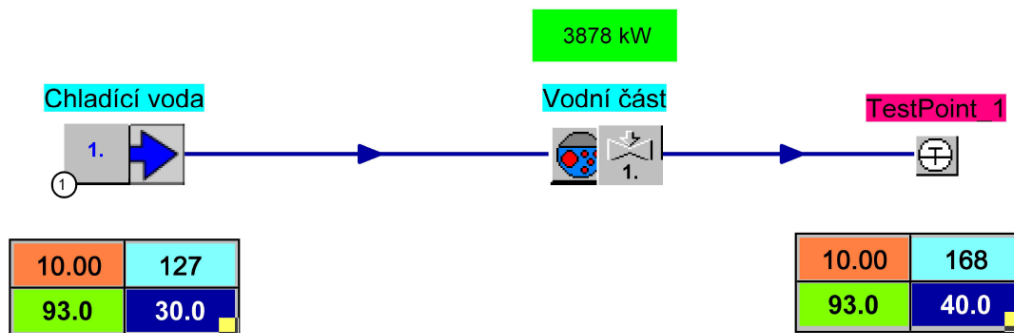
Tabulka 2.8 Množství vyrobeného tepla a elektrické energie pro daný provoz.

2.7 Návrh spalínového kondenzačního výměníku v PPSD

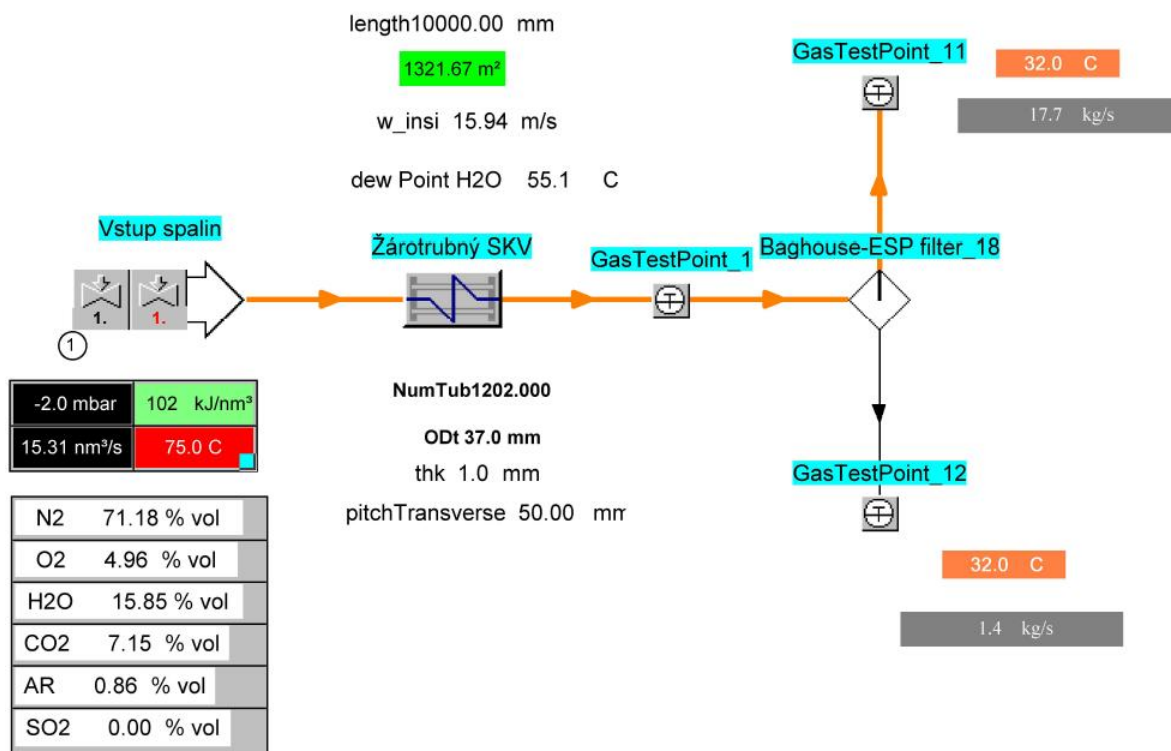
Součástí této práce je návrh tří typů kondenzačních spalínových výměníků žárotrubného, vodotrubného a směšovacího. Pro návrh těchto výměníků se využije program PPSD. Při volbě různých rozměrů se vychází z [29].

2.7.1 Spalínový kondenzační výměník žárotrubný

V tomto typu spalínového kondenzačního výměníku (SKV) proudí spaliny v trubkovém prostoru a chladicí voda v mezitrubkovém prostoru. Proudění ve výměníku bylo zvoleno protiproudé. V programu PPSD bylo vytvořeno schéma, které se skládá z vodní a spalínové části. Vodní část lze vidět na obrázku 18 a spalínovou část na obrázku 19.



Obrázek 18 Schéma vodní části žárotrubného SKV. Hodnoty v tabulkách vysvětleny v tabulce 2.5.



Obrázek 19 Schéma spalínové části žárotrubného SKV.

Do programu PPSD se zadaly vstupní hodnoty pro chladicí vodu a vstupní spaliny. Voda vstupuje do výměníku o teplotě 30 °C, tlaku 10 bar(a) a hmotnostním toku 93 kg/s. Pro spaliny platí opět stejné hodnoty, které vyšly ze stechiometrie viz podkapitola 2.3.

Pro návrh žárotrubného SKV je potřeba zvolit základní rozměry a parametry viz obrázek 20. Rozměry trubek se po konzultaci ve firmě PROVYKO volily tak, aby se rychlost spaliny uvnitř trubek pohybovala v rozmezí 15 – 20 m/s. Zvolené hodnoty lze vidět v tabulce 2.9. Z důvodu koroze byl materiál trubek zvolen nerezový dle EN ISO X6CrNiMoTi17-12-2. Faktor využití byl zvolen 0,8. Faktor využití znamená, že se uvažuje např. se zanášením teplosměnných ploch při provozu, nerovnoměrným nátokem médií, nerovnoměrným rozproušením médií v prostoru apod. Tato hodnota byla stanovena na základě konzultace ve firmě PROVYKO. Dimenzování výměníku se provádělo změnou délky trubek. Délka trubek byla volena tak, aby se ohřála chladicí voda na 40 °C a spaliny se dochlady na požadovanou teplotu 32,1 °C. Na obrázku 19 lze vidět, že teplota výstupních spaliny je 32 °C. Tento rozdíl je způsoben zaokrouhlením hodnot a na výsledek nemá vliv.

Zvolené hodnoty	
Vnější průměr trubek (mm)	37
Tloušťka stěny trubek (mm)	1
Počet trubek (ks)	1202
Úhel mezi trubkami (°)	45
Rozteč mezi trubkami (mm)	50
délka trubek (mm)	10000
Faktor využití (-)	0,8

Tabulka 2.9 Základní zvolené rozměry a hodnoty pro návrh žárotrubného SKV.

Properties	Value	Dimension	Description
<input type="checkbox"/> MethodCalcdPress	FDBR	-	Method of pressure drop calculating: 0-NTR
<input type="checkbox"/> ODtube	37.0	mm	Tube outside diameter
<input type="checkbox"/> thkTube	1.0	mm	Tube wall thickness
<input type="checkbox"/> lengthTube	10000.00	mm	Tube Length
<input type="checkbox"/> fouling outside	0.0000	m ² K/W	Thermal resistance of fouling outside tubes
<input type="checkbox"/> fouling inside	0.0000	m ² K/W	inside fouling factor
<input type="checkbox"/> MatTube	X 6 CrNiMoTi 17 12 2	-	Tube wall material
<input type="checkbox"/> usage factor	0.80	-	Usage factor (surface area factor)
<input type="checkbox"/> s thickness ferrules	0.00	mm	s thickness ferrules
<input type="checkbox"/> absRough	0.04	mm	Surface roughness (0.08mm-0.04mm-low-al
<input type="checkbox"/> SwitchDesign	no	-	Method of design calculation 0-no, 1-gas te
<input type="checkbox"/> NumTubes	1202.000	-	Number of parallel tubes

Obrázek 20 Zvolené parametry zadané do programu PPSD.

Poté se již přistoupilo k celkovému návrhu žárotrubného SKV. Materiál pro ostatní části výměníku byl zvolen dle EN ISO P265GH. Trubkovnice jsou v kontaktu se spalínami, a proto jsou oplátovány nerezovým materiálem. Koncepční návrh tohoto výměníku lze vidět v příloze 3. Výměník se bude konstruovat s přední hlavou A, pláštěm E a zadní hlavou L podle standardizace TEMA [29]. Zadní hlava L je zrcadlové provedení hlavy A. Tyto hlavy byly zvoleny, protože mají odnímatelnou hlavu a jsou vhodné pro výměníky, které je potřeba mechanicky čistit. Další zvolené rozměry jsou uvedeny v tabulce 2.10.

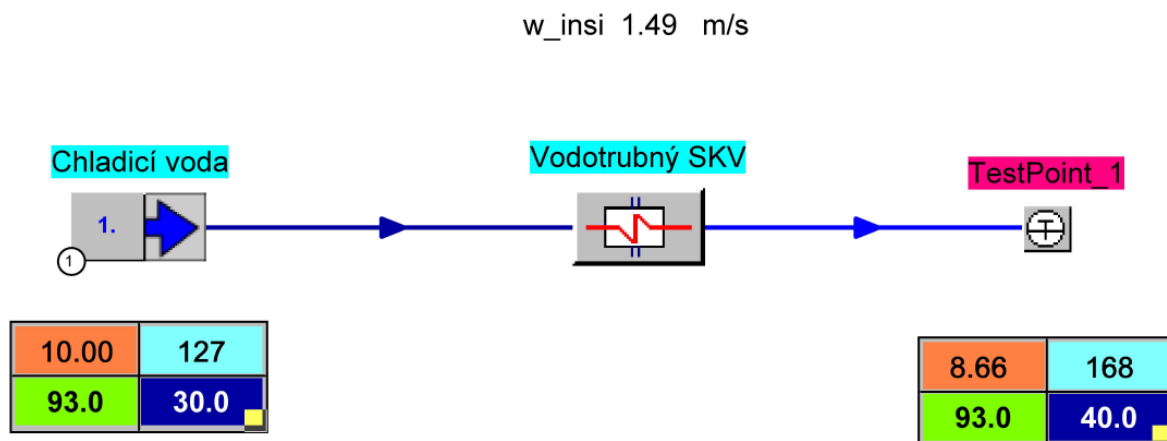
Vnější průměr pláště (mm)	2070
Tloušťka stěny pláště (mm)	10
Rozteč přepážek (mm)	1000
Tloušťka přepážek (mm)	12
Délka přepážky (mm)	1300
Tloušťka trubkovnice (mm)	100
Průměr spalínovodu (mm)	500
Průměr vodovodu (mm)	250

Tabulka 2.10 Rozměrové hodnoty žárotrubného SKV.

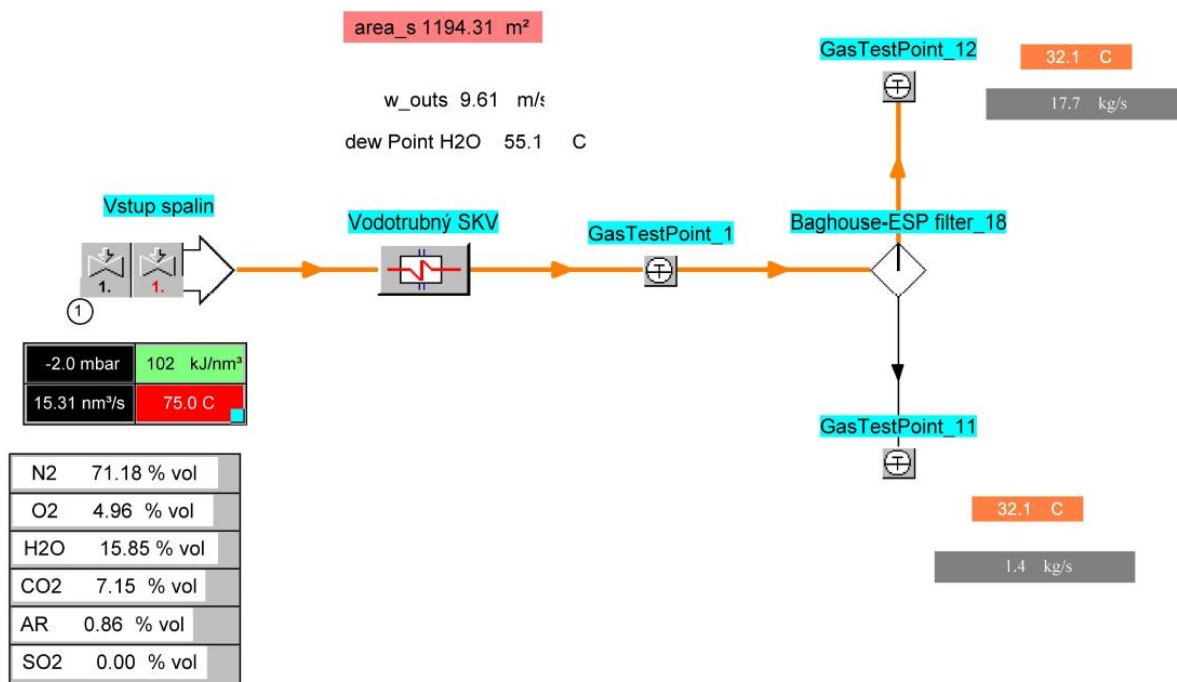
V koncepčním návrhu lze vidět, že délka trubek je rovna 10200 mm. To je způsobeno tím, že jsou trubky zaválcovány a zavařeny do trubkovnice z obou stran, kde každá z nich má tloušťku 100 mm. Nicméně v programu PPSD se počítá s délkou trubek, která se účastní přenosu tepla tedy 10000 mm. Celková teplosměnná plocha a rychlost spalin uvnitř trubek byla vypočítána programem PPSD. Pro zvolené rozměry a hodnoty byla teplosměnná plocha vypočítána na 1321,67 m² a rychlost spalin uvnitř trubek 15,94 m/s. Tlaková ztráta uvnitř trubek se rovněž vypočítala pomocí programu PPSD a je rovna 0,0104 bar.

2.7.2 Spalinový kondenzační výměník vodotrubný

V tomto typu spalinového kondenzačního výměníku proudí spaliny v mezitrubkovém prostoru a chladicí voda v trubkovém prostoru. Proudění v tomto výměníku bylo zvoleno křížové protiproudé. Opět se v programu PPSD vytvořilo schéma, které se skládá z vodní a spalinové části. Vodní část lze vidět na obrázku 21 a spalinovou část na obrázku 22.

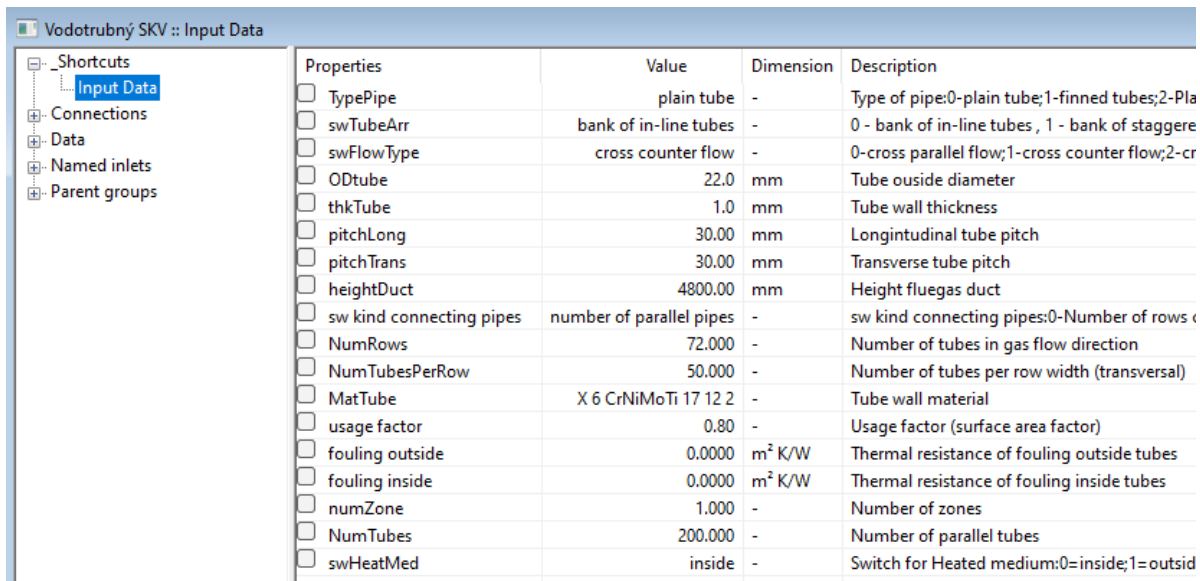


Obrázek 21 Schéma vodní části vodotrubného SKV. Hodnoty v tabulkách vysvětleny v tabulce 2.5.



Obrázek 22 Schéma spalinové části vodotrubného SKV.

Do programu PPSD se zadaly vstupní hodnoty pro chladicí vodu a vstupní spaliny stejně jako u žárotrubného SKV. Pro návrh vodotrubného SKV je potřeba zvolit základní rozměry a parametry viz obrázek 23. Rozměry trubek se volily tak, aby rychlost vody v trubkách byla kolem 1,5 m/s a nepřesahovala 2 m/s dle konzultace s PROVYKO. Zvolené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 2.11. Z důvodu koroze byl materiál trubek zvolen nerezový dle EN ISO X6CrNiMoTi17-12-2. Faktor využití byl zvolen 0,8 stejně jako u žárotrubného SKV z důvodu porovnání. Dimenzování vodotrubného SKV se provádělo změnou délky spalinového kanálu. V programu PPSD se zvětšovala délka spalinového kanálu tak, aby se spaliny ochladily na teplotu 32,1 °C a chladicí voda se ohřála na 40 °C.



Obrázek 23 Zvolené parametry zadané do programu PPSD.

Vnější průměr trubek (mm)	22
Tloušťka stěny trubek (mm)	1
Počet řad trubek (ks)	4
Počet trubek v jedné řadě (ks)	50
Počet trubek (ks)	200
Počet trubek nad sebou (ks)	72
Úhel mezi trubkami (°)	90
Rozteč mezi trubkami (mm)	30
Délka spalínového kanálu (mm)	4800
Faktor využití (-)	0,8

Tabulka 2.11 Základní zvolené rozměry a hodnoty pro návrh vodotrubného SKV.

V dalším kroku se zvolily rozměry pro celkovou konstrukci výměníku, které jsou vidět v tabulce 2.12. Materiál ostatních částí výměníku byl zvolen opět nerezový dle EN ISO X6CrNiMoTi17-12-2, protože spaliny proudí v mezitrubkovém prostoru a jsou tedy v kontaktu se všemi částmi výměníku.

Konečná délka spalínového kanálu (mm)	5200
Šířka spalínového kanálu (mm)	1530
Výška spalínového kanálu (mm)	4700
Tloušťka stěny oplechování (mm)	4
Rozteč přepážek (mm)	800
Tloušťka přepážek (mm)	10
Výška přepážky (mm)	1100
Tloušťka trubkovnice (mm)	25

Tabulka 2.12 Rozměrové hodnoty vodotrubného SKV.

Délka spalinového kanálu byla nakonec zvolena 5200 mm, protože se při výpočtu neuvažovaly ohyby trubek. Tyto ohyby se také účastní přenosu tepla a uvažuje se s nimi jako s rezervou. Koncepční návrh vodotrubného SKV lze vidět v příloze 4, který pomůže lépe pochopit, jak je konstrukce zamýšlena. Teplosměnná plocha trubek bez ohybů byla vypočítána programem PPSD a je rovna 1194,31 m². Teplosměnná plocha ohybů je rovna 48,9 m² ale pro přenos tepla se uvažuje pouze polovina této plochy. Rychlost vody a tlaková ztráta v trubkách se stanovily také programem PPSD. Rychlost vody v trubkách je rovna 1,49 m/s. Tlaková ztráta v trubkách je rovna 1,343 bar.

Součástí vodotrubného SKV jsou sprchy a sběrnice kondenzátu. Sprchy slouží k čištění trubek od zanesení a sběrnice kondenzátu se umísťuje pod tento výměník, kde vlivem gravitace odchází kondenzát.

2.7.3 Spalinový kondenzační výměník směšovací

Po konzultaci s výrobcem programu PPSD bylo zjištěno, že v programu ještě není možné navrhovat směšovací kondenzační výměníky.

2.8 Porovnání spalinových kondenzačních výměníků

V této podkapitole se srovná pouze žárotrubný a vodotrubný SKV, jelikož směšovací SKV nebylo možné navrhnout. Rozdíly žárotrubného a vodotrubného SKV jsou uvedeny v tabulce 2.13.

Žárotrubný SKV		Vodotrubný SKV	
Vnější průměr trubek (mm)	37	Vnější průměr trubek (mm)	22
Tloušťka stěny trubek (mm)	1	Tloušťka stěny trubek (mm)	1
Úhel mezi trubkami (°)	45	Úhel mezi trubkami (°)	90
Rozteč mezi trubkami (mm)	50	Rozteč mezi trubkami (mm)	30
Faktor využití (-)	0,8	Faktor využití (-)	0,8
Tlaková ztráta uvnitř trubek (bar)	0,0104	Tlaková ztráta uvnitř trubek (bar)	1,343
Teplosměnná plocha (m ²)	1321,67	Teplosměnná plocha (m ²)	1194,31
		Teplosměnná plocha ohybů (m ²)	24,45
Výška (mm)	2300	Výška (mm)	4708
Délka (mm)	12250	Délka (mm)	5208
Šířka (mm)	2300	Šířka (mm)	1508
Celková hmotnost (tun)	20,4	Celková hmotnost (tun)	14,5
Cena (Kč)	10,3 mil	Cena	8,7 mil

Tabulka 2.13 Rozdíly žárotrubného a vodotrubného SKV.

Cena žárotrubného a vodotrubného SKV byla vypočtena na základě celkové hmotnosti. Po konzultaci ve firmě PROVYKO byla cena za nerezový materiál EN ISO X6CrNiMoTi17-12-2 stanovena na 600 Kč/kg, včetně sestavení výměníku. Pro uhlíkový materiál EN ISO P265GH byla cena stanovena na 400 Kč/kg, včetně sestavení výměníku.

Z pohledu ceny vychází vodotrubný SKV lépe než žárotrubný SKV. Výhodou vodotrubného SKV jsou navíc zabudované sprchy, které slouží k čištění trubek. Z tohoto hlediska je méně náročný na údržbu oproti žárotrubnému SKV, který je potřeba častěji čistit.

Nevýhodou vodotrubného SKV oproti žárotrubnému SKV jsou vyšší tlakové ztráty.

3 Ekonomické zhodnocení

V této části se zhodnotí, jak velký finanční přínos má zapojení spalínového kondenzačního výměníku do teplotního okruhu. Nejprve se vyčíslí celkový zisk z tepla a elektrické energie vyrobené teplotnou bez spalínového kondenzačního výměníku. To se porovná se ziskem, při použití technologie z podkapitoly 2.7. Zjistí se za jak dlouho se pokryjí investiční náklady a zdali je použití této technologie ekonomické.

3.1 Celkové vyrobené teplo a elektrická energie bez technologie spalínového kondenzačního výměníku, ATČ a NT EKA

Nejprve se vypočítá, kolik elektrické energie teplotna vyrobí za rok viz tabulka 3.1.

Měsíc	Hodiny	Vytíženost (%)	Generátor (MW)	Elektrina (MWh)
leden	744	100	9,281	6905
únor	672	100	9,281	6237
březen	744	100	9,281	6905
duben	720	70	6,4967	4678
květen	744	70	7,343	5463
červen	720	70	7,343	5287
červenec	744	70	7,343	5463
září	720	70	7,343	5287
říjen	744	100	9,281	6905
listopad	720	100	9,281	6682
prosinec	744	100	9,281	6905
celkem	8016			66717

Tabulka 3.1 Výpočet množství vyrobené elektrické energie teplotnou za rok.

Elektrická energie vyrobená teplotnou za celý rok je rovna,

$$E_{ele,1} = 66717 \frac{MWh}{rok}. \quad (3.1)$$

Dále se vypočítá celkové množství tepla vyrobené teplotnou za rok. Při tomto zapojení teplotna vyrábí teplo v základním ohříváku a výměníku tepla voda – voda. Teplo vyrobené základním ohřívákem je zobrazeno v tabulce 3.2.

Měsíc	Hodiny	Vytíženost (%)	Teplo ZO (MW)	Teplo ZO (MWh)	Teplo ZO (GJ)
leden	744	100	29,836	22198	79913
únor	672	100	29,836	20050	72179
březen	744	100	29,836	22198	79913
duben	720	70	20,885	15037	54134
květen	744	70	20,811	15483	55740
červen	720	70	20,811	14984	53942
červenec	744	70	20,811	15483	55740
září	720	70	20,811	14984	53942
říjen	744	100	29,836	22198	79913
listopad	720	100	29,836	21482	77335
prosinec	744	100	29,836	22198	79913
celkem	8016				742664

Tabulka 3.2 Výpočet množství vyrobeného tepla základním ohřívákem.

Teplo vyrobené základním ohřívákem za rok,

$$Q_{ZO,1} = 742664 \frac{GJ}{rok} \quad (3.2)$$

Dále se vypočítá teplo získané z výměníku tepla voda – voda viz tabulka 3.3.

Měsíc	Hodiny	Vytíženost (%)	Teplo VT voda – voda (MW)	Teplo VT voda – voda (MWh)	Teplo z VT voda – voda (GJ)
leden	744	100	1,308	973	3503
únor	672	100	1,308	879	3164
březen	744	100	1,308	973	3503
duben	720	70	0,916	659	2373
květen	744	70	0,118	88	317
červen	720	70	0,118	85	307
červenec	744	70	0,118	88	317
září	720	70	0,118	85	307
říjen	744	100	1,308	973	3503
listopad	720	100	1,308	942	3390
prosinec	744	100	1,308	973	3503
celkem	8016				24188

Tabulka 3.3 Výpočet množství vyrobeného tepla výměníkem tepla voda-voda.

Teplu vyrobené výměníkem tepla voda – voda za rok,

$$Q_{VT,1} = 24188 \frac{GJ}{rok} \quad (3.3)$$

Celkové teplo vyrobeno teplárnou,

$$Q_{celk,1} = Q_{ZO,1} + Q_{VT,1} = 742664 + 24188 = 766852 \frac{GJ}{rok} \quad (3.4)$$

3.2 Celkové vyrobené teplo a elektrická energie s použitím technologie spalínového kondenzačního výměníku, ATČ a NT EKA

Výpočet celkové vyrobené elektrické energie teplárnou za rok lze vidět v tabulce 3.4.

Měsíc	Hodiny	Vytíženost (%)	Generátor (MW)	Elektrina (MWh)
leden	744	100	8,648	6434
únor	672	100	8,648	5811
březen	744	100	8,648	6434
duben	720	70	6,0536	4359
květen	744	70	6,779	5043
červen	720	70	6,779	4881
červenec	744	70	6,779	5043
září	720	70	6,779	4881
říjen	744	100	8,648	6434
listopad	720	100	8,648	6227
prosinec	744	100	8,648	6434
celkem	8016			61981

Tabulka 3.4 Výpočet množství vyrobené elektrické energie teplárnou za rok.

Celková vyrobená elektrické energie teplárnou za rok,

$$E_{ele,2} = 61981 \frac{MWh}{rok} \quad (3.5)$$

Následně je v tabulce 3.5. vypočítáno celkové vyrobené teplo základním ohřívákem.

Měsíc	Dny	Vytíženost (%)	Teplo ZO (MW)	Teplo ZO (MWh)	Teplo ZO (GJ)
leden	744	100	25,576	19029	68503
únor	672	100	25,576	17187	61873
březen	744	100	25,576	19029	68503
duben	720	70	17,9032	12890	46405
květen	744	70	17,834	13268	47766
červen	720	70	17,834	12840	46225
červenec	744	70	17,834	13268	47766
září	720	70	17,834	12840	46225
říjen	744	100	25,576	19029	68503
listopad	720	100	25,576	18415	66293
prosinec	744	100	25,576	19029	68503
celkem	8016				636566

Tabulka 3.5 Výpočet množství vyrobeného tepla základním ohřívákem.

Teplo vyrobené základním ohřívákem za rok,

$$Q_{ZO,2} = 636566 \frac{GJ}{rok}. \quad (3.6)$$

Dále se vypočítá teplo vyrobené pomocí ATČ za rok viz tabulka 3.6.

Měsíc	Dny	Vytíženost (%)	Teplo ATČ (MW)	Teplo ATČ (MWh)	Teplo ATČ (GJ)
leden	744	100	9,686	7206	25943
únor	672	100	9,686	6509	23432
březen	744	100	9,686	7206	25943
duben	720	70	6,7802	4882	17574
květen	744	70	6,7802	5044	18160
červen	720	70	6,7802	4882	17574
červenec	744	70	6,7802	5044	18160
září	720	70	6,7802	4882	17574
říjen	744	100	9,686	7206	25943
listopad	720	100	9,686	6974	25106
prosinec	744	100	9,686	7206	25943
celkem	8016				241353

Tabulka 3.6 Výpočet množství vyrobeného tepla pomocí ATČ.

Teplo vyrobené pomocí ATČ za rok,

$$Q_{ATČ,2} = 241353 \frac{GJ}{rok}. \quad (3.7)$$

Výpočet vyrobeného tepla pomocí NT EKO za rok viz tabulka 3.7.

Měsíc	Dny	Vytíženost (%)	Teplo NT EKO (MW)	Teplo NT EKO (MWh)	Teplo NT EKO (GJ)
leden	744	100	0,594	442	1591
únor	672	100	0,594	399	1437
březen	744	100	0,594	442	1591
duben	720	70	0,4158	299	1078
květen	744	70	0,4158	309	1114
červen	720	70	0,4158	299	1078
červenec	744	70	0,4158	309	1114
září	720	70	0,4158	299	1078
říjen	744	100	0,594	442	1591
listopad	720	100	0,594	428	1540
prosinec	744	100	0,594	442	1591
celkem	8016				14801

Tabulka 3.7 Výpočet množství vyrobeného tepla pomocí NT EKO.

Teplo vyrobené v NT EKO za rok,

$$Q_{NT\ EKO,2} = 14801 \frac{GJ}{rok} \quad (3.8)$$

V poslední části viz tabulka 3.8 se vypočítá teplo vyrobené výměníkem tepla voda – voda.

Měsíc	Dny	Vytíženost (%)	Teplo z VT voda – voda (MW)	Teplo voda – voda (MWh)	Teplo z VT voda – voda (GJ)
leden	744	100	1,112	827	2978
únor	672	100	1,112	747	2690
březen	744	100	1,112	827	2978
duben	720	70	0,7784	560	2018
květen	744	70	0,1015	76	272
červen	720	70	0,1015	73	263
červenec	744	70	0,1015	76	272
září	720	70	0,1015	73	263
říjen	744	100	1,112	827	2978
listopad	720	100	1,112	801	2882
prosinec	744	100	1,112	827	2978
celkem	8016				20573

Tabulka 3.8 Výpočet množství vyrobeného tepla pomocí výměníku tepla voda – voda.

Teplu vyrobené ve výměníku tepla voda – voda za rok,

$$Q_{VT,2} = 20573 \frac{GJ}{rok}. \quad (3.9)$$

Celkové teplo vyrobené teplárnou při zapojení ATČ, spalínového kondenzačního výměníku a NT EKO do teplárny,

$$\begin{aligned} Q_{celk,2} &= Q_{ZO,2} + Q_{ATČ,2} + Q_{NT EKO,2} + Q_{VT,2} = \\ &= 636566 + 241353 + 14801 + 20573 = 913294 \frac{GJ}{rok}. \end{aligned} \quad (3.10)$$

3.3 Vyhodnocení

Pro výpočet jednotlivých zisků je nejprve potřeba stanovit cenu, za kterou se budou dané komodity prodávat.

Cena elektrické energie na burze za 1 MWh činí ke dni 10. 5. 2023 148,73 euro [30]. Kurz eura je stanoven ke dni 10. 5. 2023 dle [31] 1EUR = 23,415 Kč.

Cena za 1 MWh elektrické energie je rovna,

$$1MWh = 148,73 \times 23,415 = 3482,513 \text{ Kč}. \quad (3.11)$$

Cena za 1 GJ tepla byla po konzultaci s firmou PROVYKO stanovena na 800 Kč.

3.3.1 Celkový zisk teplárny bez zapojení ATČ, spalínového kondenzačního výměníku a NT EKO

Celkový zisk z veškeré prodané elektrické energie za rok,

$$\begin{aligned} Z_{ele,1} &= E_{ele,1} \times 3482,513 = 66717 \times 3482 = \\ &= 232\,343\,987 \frac{Kč}{rok}. \end{aligned} \quad (3.12)$$

Celkový zisk z veškerého prodaného tepla za rok,

$$Z_{Q,1} = Q_{celk,1} \times 800 = 766852 \times 800 = 613\,481\,928 \frac{Kč}{rok}. \quad (3.13)$$

Celkový zisk teplárny je potom roven,

$$Z_1 = Z_{ele,1} + Z_{Q,1} = 232\,343\,987 + 613\,481\,928 = 845\,825\,915 \frac{Kč}{rok}. \quad (3.14)$$

3.3.2 Celkový zisk teplárny se zapojením ATČ, spalínového kondenzačního výměníku a NT EKO

Celkový zisk z veškeré prodané elektrické energie za rok,

$$\begin{aligned} Z_{ele,2} &= E_{ele,2} \times 3482,513 = 61981 \times 3482,513 = \\ &= 215\,850\,967 \frac{Kč}{rok}. \end{aligned} \quad (3.15)$$

Celkový zisk z veškerého prodaného tepla za rok,

$$Z_{Q,2} = Q_{celk,2} \times 800 = 913294 \times 800 = 730\,635\,365 \frac{\text{Kč}}{\text{rok}} \quad (3.16)$$

Celkový zisk teplárny je potom roven,

$$Z_2 = Z_{ele,2} + Z_{Q,2} = 215\,850\,967 + 730\,655\,300 = 946\,486\,332 \frac{\text{Kč}}{\text{rok}} \quad (3.17)$$

3.3.3 Rozdíl zisků při použití jednotlivých technologií teplárny

Rozdíl zisků je roven,

$$Z = Z_2 - Z_1 = 946\,486\,332 - 845\,825\,915 = 100\,660\,417 \frac{\text{Kč}}{\text{rok}} \quad (3.18)$$

-	Teplárna s ATČ	Teplárna bez ATČ	Rozdíl
Zisk z elektřiny (Kč)	215 850 967	232 343 987	-16 493 020
Zisk z tepla (Kč)	730 635 365	613 481 928	117 153 437
Suma (Kč)	946 486 332	845 825 915	100 660 417

Tabulka 3.9 Zhodnocení celkových zisků teplárny se zapojením ATČ a bez něj a jejich rozdíl.

Teplárna se spalínovým kondenzačním výměníkem vydělá o 100 660 417 Kč více než teplárna bez tohoto výměníku. Při uvážení, že investiční náklady na pořízení této technologie činí 80 000 000 Kč, je prostá návratnost rovna,

$$\text{prostá návratnost} = \frac{80\,000\,000}{Z} = \frac{80\,000\,000}{100\,660\,417} = 0,795 \text{ rok.} \quad (3.19)$$

Tato návratnost není přesná, protože se neuvažovalo s mnoha dalšími faktory, které ovlivňují zisk teplárny. Neuvažované faktory ovlivňující celkový zisk, a tedy i prostou návratnost:

- Cena veškeré spotřeby všech médií,
- cena technologií na provoz teplárny s ATČ a jejich spotřeba,
- financování investic,
- daň z příjmu,
- náklady na údržbu a opravy,
- možnost dosáhnoutí na dotaci, 30 – 50 % z ceny investice,
- diskontní sazba 7 % za každý rok.

Po diskuzi ve firmě PROVYKO by se prostá návratnost měla pohybovat okolo 3 – 5 let.

ZÁVĚR

Při řešení této diplomové práce mi bylo umožněno firmou PROVYKO seznámit se a nahlédnout do problematiky navrhování teplotěnských provozů a výměníků tepla v praxi. Vyzkoušel jsem si práci s programem PPSD, který, ač velmi intuitivní, vyžaduje rozsáhlé znalosti a zkušenosti z oblasti energetiky pro jeho maximální správné využití.

Úvodem praktické části jsem vytvořil schémata teplotěnsky s i bez zapojení technologie absorpčního tepelného čerpadla, spalínového kondenzačního výměníku a nízkoteplotního ekonomizéru. V dalším kroku jsem měl navrhnout a porovnat tři druhy spalínových kondenzačních výměníků – žárotrubného, vodotrubného a směšovacího. Jelikož však v programu PPSD není možné navrhnout směšovací SKV, navrhl a porovnal jsem pouze žárotrubný a vodotrubný SKV. Nutno podotknout, že se jedná o koncepční návrhy, které by vyžadovaly mnoho další práce jako např. pevnostní výpočty a konstrukční řešení.

Dle mých výpočtů bych k realizaci vybral vodotrubný SKV. Ekonomicky tato varianta vychází lépe o 1,6 mil Kč než žárotrubný SKV. Dalším faktorem je také jeho menší náročnost na údržbu, díky použití sprch, které omývají nečistoty z povrchu trubek.

Poslední částí bylo ekonomické zhodnocení investice do technologie ATČ, NT EKO a SKV v teplotěnské. Při investici 80 mil Kč vyšla prostá návratnost 0,795 roku. Je však nutné zdůraznit, že tato hodnota není přesná a může být až zavádějící, neboť nezahrnuje faktory, které prostou návratnost ovlivňují. Tyto faktory nebyly zahrnuty do výpočtu, protože by to vyžadovalo znalosti nad rámec této práce. V praxi se prostá návratnost reálně pohybuje okolo 3 – 5 let. Tímto je tato technologie ekonomicky výhodná.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Global Energy Perspective. *McKinsey* [online]. 2019. Dostupné z: <https://www.mckinsey.com/industries/oil-and-gas/our-insights/global-energy-perspective-2019>
- [2] REPowerEU. *Evropská komise* [online]. 2022. Dostupné z: https://czechia.representation.ec.europa.eu/repowereu-plan-na-rychle-snizeni-zavislosti-na-ruskych-fosilnich-palivech-rychly-pokrok-v-ekologicke-2022-05-18_cs
- [3] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [4] VOŠTA, Jan, Jan MACÁK a Zdeněk MATĚJKA. *Energetika*. Praha: Vydavatelství VŠCHT, 1999. ISBN 978-80-7080-358-5.
- [5] Diagram transformací energie. In: *Ústav fyziky a materiálového inženýrství* [online]. Dostupné z: https://ufmi.ft.utb.cz/texty/env_fyzika/EF_10.pdf
- [6] HAVLÁSEK, M., MÁŠA, V. Využívání nízkopotenciálního odpadního tepla v průmyslu. *Energetika*, 2016, č. 4/ 2016, s. 114-119. ISSN: 0375-8842.
- [7] *A knowledge-based system for low-grade waste heat recovery in the process industries* [online]. 2015. 2016. ISSN 1359-4311. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431115011503>
- [8] Využití odpadního tepla pro výrobu elektřiny, tepla a chladu. *O energetice* [online]. 2015. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/elektroenergetika/vyuziti-odpadniho-tepla-pro-vyrodu-elektriny-tepla-a-chladu>
- [9] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007, c1999. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [10] Katalog uhlí. *OKD* [online]. 2014. Dostupné z: https://www.okd.cz/files_static/nwr_uhli_cs_2014.pdf
- [11] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 213 s: tab., grafy; 29 cm. ISBN 80-214-0160-5.
- [12] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1973, 194 s.
- [13] CORTINA, Marc. *Flue Gas Condenser for Biomass Boilers* [online]. 2006. Dostupné také z: <https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:1020328/FULLTEXT01.pdf>. Masters Thesis. Lulea University of Technology.
- [14] Huijbregts, W.M.M.; Leferink, R.G.I.: Latest advances in the understanding of acid dewpoint corrosion: corrosion and stress corrosion cracking in combustion gas condensates, *Anti-Corrosion Methods and Materials*, Vol. 51 Iss 3 pp. 173 – 188, 2004
- [15] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání čtvrté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2022. ISBN 978-80-214-6093-5.
- [16] Maximum Energy Gain from Flue Gases. *Scheuch* [online]. Dostupné z: <https://scheuch-industrial-solutions.com/en/download/ercs/>
- [17] Flue Gas Condensation. *THERM ATHCO Engeneering* [online]. Dostupné z: <https://www.athco-engineering.dk/products/flue-gas-condensation/>
- [18] *VDI Heat Atlas*. Second Edition. Berlin: Springer, 2010, xxi, 1585 s: ilustrace, tabulky, grafy. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [19] Heat Recovery by Flue Gas Condensation. *Lab* [online]. Dostupné z: <https://www.lab.fr/en/flue-gas-condensation>

- [20] Flue Gas Condenser. *Andritz* [online]. Dostupné z: <https://www.andritz.com/environmental-solutions-en/air-pollution-control/technologies-air-pollution-control/flue-gas-condensing-air-pollution-control>
- [21] Flue Gas Condenser. *Save Energy* [online]. Dostupné z: <http://www.saveenergy.ch/flue-gas-condenser>
- [22] HEROLD, K. E., Reinhard RADERMACHER a Sanford A. KLEIN. *Absorption chillers and heat pumps*. Second edition. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, [2016]. ISBN 9781498714341.
- [23] Absorpční a adsorbční chlazení. In: *Systherm* [online]. Plzeň, 2012. Dostupné z: <http://systherm.com/wp-content/uploads/2019/07/systherm-pl-absorpcni-a-adsorpcni-chlazení.pdf>
- [24] POSPÍŠIL, Jiří. *Absorpční oběhy pro energetické aplikace*. Brno, 2021. Poskytnuto firmou PROVYKO.
- [25] COP tepelného čerpadla. *Stiebel Eltron* [online]. Dostupné z: <https://www.stiebel-eltron.cz/cs/sluzby/slovník/cop-tepelneho-cerpadla.html>
- [26] About PPSD. *Powerplantsimulator* [online]. Dostupné z: <https://powerplantsimulator.com/about-ppsd/>
- [27] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [28] Katalog BROAD. *SOKRA* [online]. 2016. Dostupné z: <https://www.sokra.cz/absorpcni-tepelna-cerpadla-1>
- [29] NĚMČANSKÝ, Jan. *Příručky pro navrhování zařízení s výměnou tepla*. BRno: V.O.S. CHEVESS, 1997.
- [30] Cena elektřiny. *Kurzycz* [online]. Dostupné z: <https://www.kurzy.cz/komodity/cena-elektřiny-graf-vyvoje-ceny/>
- [31] Kurzy devizového trhu. *Česká národní banka* [online]. 2023. Dostupné z: <https://www.cnb.cz/cs/financni-trhy/devizovy-trh/kurzy-devizoveho-trhu/kurzy-devizoveho-trhu/>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
A	Redukovaný obsah popela v surovém palivu	$\frac{\%kg}{MJ}$
A^r	Obsah popela v původním palivu	(–)
E_{ele}	Elektrická energie vyrobená teplárnou	$\frac{MWh}{rok}$
f	Koeficient	(–)
G	Gravitační zrychlení	$\frac{m}{s^2}$
i_p	Entalpie páry	$\frac{kJ}{kg}$
i_{nv}	Entalpie napájecí vody	$\frac{kJ}{kg}$
$I_S^{t_k, \alpha_k}$	Entalpie spalín na konci kotle při teplotě t_k a přebytku vzduchu α_k za kotlem	$\frac{kJ}{kg}$
$I_S^{t_{vz}, \alpha_k}$	Entalpie spalín při teplotě t_{vz} vzduchu okolí a přebytkem vzduchu α_k	$\frac{kJ}{kg}$
\dot{m}_{pt_in}	Jmenovitý hmotnostní průtok páry do turbíny	$\frac{t}{hod}$
M_{pv}	Hmotnostní tok dodávaného paliva	$\frac{kg}{s}$
M_{pp}	Hmotnostní tok vyrobené páry	$\frac{kg}{s}$
O_{O_2}	Procentuální zastoupení kyslíku ve spalínách	%
p	Tlak	Pa
p_p	Parciální tlak	Pa
p_{at}	Atmosférický tlak	Pa
p_w	Parciální tlak vodní páry	mmHg
p_{SO_2}	Parciální tlak oxidu siřičitého	mmHg
p_{pp}	Tlak přehřáté páry	Pa
p_{nv}	Tlak napájecí vody na vstupu do kotle	Pa
p_{ng_out}	Jmenovitý výstupní tlak páry z turbíny	Pa
p_{tv}	Tlak topné vody	Pa
p''	Parciální tlak syté vodní páry	Pa
p_c	Atmosférický tlak pro dané parametry	Pa
p_{pt_in}	Jmenovitý vstupní tlak páry do turbíny	Pa
p_{pt_out}	Tlak v neregulovaném odběru	Pa
P_{tv}	Jmenovitý tepelný výkon	W
P_{tvmin}	Minimální parní výkon	$\frac{t}{hod}$
P_2	Tlak za poslední výhřevnou plochou	Pa

p_{zp}	Tlak zemního plynu	Pa
Q_S	Spalné teplo	$\frac{kJ}{m^3}$
Q_i^r	Výhřevnost paliva	$\frac{kJ}{kg}, \frac{kJ}{m^3}$
$Q_{i,red}$	Redukovaná výhřevnost	$\frac{kJ}{kg}$
Q_{ZO}	Teplo vyrobené základním ohřívákem	$\frac{GJ}{rok}$
Q_{VT}	Teplo vyrobené výměníkem tepla voda – voda	$\frac{GJ}{rok}$
Q_{celk}	Celkové teplo vyrobeno teplárnou	$\frac{GJ}{rok}$
$Q_{ATČ}$	Teplo vyrobené pomocí ATČ	$\frac{GJ}{rok}$
$Q_{NT EKO}$	Teplo vyrobené v NT EKO	$\frac{GJ}{rok}$
r	Měrná plynová konstanta	$\frac{J}{kgK}$
S_r	Redukovaný obsah síry v palivu	$\frac{\%kg}{MJ}$
S^r	Obsah síry v původním palivu	(–)
t	Teplota	°C
T	Teplota	K
t_r	Teplota rosného bodu	°C
t_k	Teplota kondenzace vodní páry	°C
t_{nv}	Teplota napájecí vody	°C
t_p	Teplota přehřáté páry	°C
t_2	Teplota za poslední výhřevnou plochou	°C
t_{zP}	Teplota zemního plynu	°C
t_{vz}	Teplota vzduchu	°C
t_{pt_in}	Jmenovitá vstupní teplota páry do turbíny	°C
Δt_{zima}	Jmenovitý teplotní spád v zimě	°C
$\Delta t_{léto}$	Jmenovitý teplotní spád v zimě létě	°C
V_{O_2}	Objem kyslíku za poslední výhřevnou plochou	%
$V_{O_2 min}$	Minimální množství kyslíku	$\frac{m_{O_2}^3}{m_{pal}^3}$
$V_{vz min}^S$	Minimální objem suchého vzduchu	$\frac{m_{vzd}^3}{m_{pal}^3}$
$V_{vz min}$	Minimální množství vlhkého vzduchu	$\frac{m_{vzd}^3}{m_{pal}^3}$

$V_{H_2O}^V$	Minimální objem vodní páry ve vlhkém vzduchu	$\frac{m_{H_2O}^3}{m_{pal}^3}$
$V_{S\ min}$	Minimální objem spalin	$\frac{m_{sp}^3}{m_{pal}^3}$
V_S^S	Celkový objem suchých spalin	$\frac{m_{sp}^S\ ^3}{m_{pal}^3}$
V_S	Celkový objem spalin	$\frac{m_{sp}^3}{m_{pal}^3}$
$V_{CO_2\ min}$	Minimální objem oxidu uhličitého	$\frac{m_{CO_2}^3}{m_{pal}^3}$
$V_{N_2\ min}$	Minimální objem dusíku	$\frac{m_{N_2}^3}{m_{pal}^3}$
$V_{Ar\ min}$	Minimální objem argonu	$\frac{m_{Ar}^3}{m_{pal}^3}$
$V_{H_2O\ min}$	Minimální množství vodní páry	$\frac{m_{H_2O}^3}{m_{pal}^3}$
V_{H_2O}	Objem vodní páry	$\frac{m_{H_2O}^3}{m_{pal}^3}$
V_{CO_2}	Objem oxidu uhličitého	$\frac{m_{CO_2}^3}{m_{pal}^3}$
V_{N_2}	Objem dusíku	$\frac{m_{N_2}^3}{m_{pal}^3}$
V_{Ar}	Objem argonu	$\frac{m_{Ar}^3}{m_{pal}^3}$
V_{O_2}	Objem kyslíku	$\frac{m_{O_2}^3}{m_{pal}^3}$
\dot{V}_{sp}	Objemový tok spalin	$\frac{m_n^3}{s}$
\dot{V}_{sp}	Objemový tok spalin	$\frac{m_n^3}{s}$
w^r	Poměrný obsah vody v palivu	$\frac{\%kg}{MJ}$
Z_{ele}	Celkový zisk z veškeré prodané elektrické energie	$\frac{Kč}{rok}$
Z_Q	Celkový zisk z veškerého prodaného tepla	$\frac{Kč}{rok}$
Z	Celkový zisk teplárny	$\frac{Kč}{rok}$

x_{H_2O}	Objemová koncentrace vody	(–)
X	Poměrný obsah popela v úletu	(–)
α	Přebytek vzduchu	(–)
β	Součinitel volený podle přebytku vzduchu	(–)
δt	Nedohřev	K
η	Účinnost	(–)
η_k	Účinnost kotle	(–)
η_{ele}	Elektrická účinnost	(–)
ξ_{mn}	Ztráta mechanickým nedopalem	(–)
ξ_f	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	(–)
ξ_{cn}	Ztráta chemickým nedopalem	(–)
ξ_k	Komínová ztráta	(–)
ξ_{sv}	Ztráta sáláním tepla do okolí	(–)
τ	Provoz teplárny	$\frac{hod}{rok}$
φ	Relativní vlhkost	%
ω	Objemová koncentrace	(–)
ATČ	Absorpční tepelné čerpadlo	
COP	Coeficient of performace, výkonový koeficient	(–)
CZT	Centralizované zásobování teplem	
ESP	Energetická směs praná	
LUVO	Ohřívák vzduchu	
NN	Napájecí nádrž	
NČ	Napájecí čerpadlo	
NT EKO	Nízkoteplotní ekonomizér	
PPSD	Power Plant Simulator and Design	
SKV	Spalinový kondenzační výměník	
TČ	Tepelné čerpadlo	
VT	Výměník tepla	
ZP	Zemní plyn	
ZO	Základní ohřívák	

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Schéma teplené bilance pro zimní provoz s absorpčním tepelným čerpadlem, spalinovým kondenzačním výměníkem a nízkoteplotním ekonomizérem.
- 2 Schéma teplené bilance pro letní provoz s absorpčním tepelným čerpadlem, spalinovým kondenzačním výměníkem a nízkoteplotním ekonomizérem.
- 3 Koncepční návrh žárotrubného spalinového kondenzačního výměníku.
- 4 Koncepční návrh vodotrubného spalinového kondenzačního výměníku.