



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VYVEDENÍ TEPELNÉHO VÝKONU Z JADERNÉ ELEKTRÁRNY DUKOVANY

DESIGN OF THE THERMAL OUTPUT FOR DISTRICT HEATING LINE FROM THE DUKOVANY NUCLEAR
POWER PLANT

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Houzar

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel

Milčák

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Filip Houzar**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Milčák**
Akademický rok: 2023/24

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

Návrh vyvedení tepelného výkonu z jaderné elektrárny Dukovany

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Téma dodávek tepla z jaderné elektrárny v Dukovanech pro město Brno se po několika desetiletích opět otevřelo. Tento projekt má za cíl nahradit stávající teplárenské provozy založené na zemním plynu.

Cíle diplomové práce:

- přehled stávajících zdrojů Tepláren Brno, jejich výhled, a stanovení potřeby tepla generovaného zdrojem EDU,
- návrh parametrů horkovodu, určení dimenze potrubí, tepelných a tlakových ztrát trasy,
- implementace horkovodu do stávajícího schématu a stanovení ztráty na výrobě elektrické energie,
- tepelný výpočet a návrh ohříváků topné vody.

Seznam doporučené literatury:

KRBEK, Jaroslav, Jan FIEDLER a Bohumil POLESNÝ. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o. Brno, 2013, 119 stran : ilustrace. ISBN 978-80-214-4770-7.

KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000, x, 1119 s. : il. ISBN 0-8247-9787-6.

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. : obr., tabulky, grafy. ISBN 80-214-0363-2.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tématem této práce je rozbor a porovnání možností vyvedení tepelného výkonu z Jaderné elektrárny Dukovany pro potřeby města Brna. Úvodní rešeršní část práce se zabývá popisem současného stavu brněnského teplárenství, jsou popsány zdroje a spotřeba tepla. V rámci rešerše je také představen sekundární okruh dukovanské elektrárny, odkud bude teplo odebíráno. V další části následují tři návrhy vyvedení tepla lišící se v použitých odběrech páry a umístění výměňkových stanic. Poslední část práce se zabývá návrhem samotného horkovodu, který je nezbytný pro dálkovou dopravu tepla z Dukovan do Brna.

Klíčová slova

Dálková doprava tepla, teplárenství, tepelné výměníky, jaderná elektrárna

ABSTRACT

The topic of this master's thesis is the analysis and comparison of possible designs of thermal power output from the nuclear power plant Dukovany to meet the needs of the city of Brno. The beginning part of this thesis contains research on the current state of the heating industry in Brno, including current industrial heating sources and heat consumption. This research also includes a summary of the secondary circuit of the Dukovany NPP, from which the heat will be obtained. Three possible designs of heat output will be proposed in the next chapters, varying in the use of steam extracted from the steam turbine and the placement of heat exchangers. The last part of this thesis contains the basic design of a district heating pipeline necessary for the long-range transport of heat from Dukovany to Brno.

Key words

District heating, heating industry, heat exchangers, nuclear power plant

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Citace tištěné práce:

HOUZAR, Filip. Návrh vyvedení tepelného výkonu z jaderné elektrárny Dukovany. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157207>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

Citace elektronického zdroje:

HOUZAR, Filip. Návrh vyvedení tepelného výkonu z jaderné elektrárny Dukovany [online]. Brno, 2024 [cit. 2024-04-04]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157207>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma **Návrh vyvedení tepelného výkonu z jaderné elektrárny Dukovany** vypracoval samostatně pod vedením Ing. Pavla Milčáka a za využití uvedených literárních pramenů a konzultací.

Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji vedoucímu této práce Ing. Pavlu Milčákovi za pomoc při jejím zpracování. Dále také děkuji Bc. Petru Adámkovi, zaměstnanci Jaderné elektrárny Dukovany Skupiny ČEZ, a.s., který mi byl přidělen jako konzultant, za poskytnuté informace týkající se provozu elektrárny.

OBSAH

ÚVOD.....	12
1 Výroba a zdroje tepla v Brně.....	13
1.1 Stávající zdroje	14
1.1.1 Špitálka	14
1.1.2 Červený mlýn	14
1.1.3 Brno-Sever.....	15
1.1.4 Staré Brno	15
1.1.5 SAKO Brno	15
1.1.6 Ostatní zdroje.....	16
1.2 Chystané zdroje	17
1.2.1 Nový biomasový kotel Brno-Sever	17
1.2.2 Rozšíření SAKO Brno	17
1.2.3 Horkovod z elektrárny Dukovany	18
2 Sekundární okruh JE Dukovany	20
2.1 Parogenerátor.....	20
2.2 Turbosoustrojí.....	21
2.3 Separátor-přihřívač	21
2.4 Kondenzátor.....	21
2.5 Nízkotlaká regenerace	21
2.6 Napájecí nádrž se systémem odplynění.....	22
2.7 Napájecí stanice.....	22
2.8 Vysokotlaká regenerace.....	22
2.9 Možnost zapojení vývodu tepla.....	22
3 Tepelné výměníky vhodné pro ohřev topné vody	25
3.1 Trubkový výměník	25
3.2 Deskový výměník.....	26
4 Varianta 1	27
4.1 Dochlazovač kondenzátu.....	27
4.1.1 Návrh potrubí.....	30
4.2 Tepelný výměník OTV1	31
4.2.1 Návrh potrubí.....	32
4.3 Tepelný výměník OTV2.....	33
4.3.1 Návrh potrubí.....	34
4.4 Tepelný výměník OTV3	34
4.4.1 Návrh potrubí.....	35
4.5 Pokles výroby elektrické energie.....	36
4.6 Shrnutí	37
5 Varianta 2	38
5.1 Dochlazovač kondenzátu.....	39

5.1.1	Návrh potrubí	40
5.2	Tepelný výměník OTV1	41
5.3	Tepelný výměník OTV2	42
5.4	Tepelný výměník OTV3	42
5.5	Návrh potrubí OTV1-3.....	42
5.6	Pokles výroby elektrické energie	43
5.7	Shrnutí.....	44
6	Varianta 3.....	45
6.1	Dochlazovač kondenzátu	45
6.1.1	Návrh potrubí	47
6.2	Tepelný výměník OTV1	48
6.2.1	Návrh potrubí	48
6.3	Tepelný výměník OTV2	49
6.3.1	Návrh potrubí	49
6.4	Tepelný výměník OTV3	50
6.4.1	Návrh potrubí	51
6.5	Pokles výroby elektrické energie	51
6.6	Shrnutí.....	52
7	Návrh vybraných tepelných výměníků	53
7.1	Topný výměník OTV3	53
7.1.1	Součinitel přestupu tepla z vnitřní strany trubky	54
7.1.2	Součinitel přestupu tepla ze strany mezitrubkového prostoru	56
7.1.3	Teplosměnná plocha	57
7.2	Topný výměník OTV2	58
7.3	Topný výměník OTV1	60
8	Shrnutí a porovnání variant.....	62
8.1	Varianta 1	62
8.2	Varianta 2	62
8.3	Varianta 3	63
9	Návrh tepelného napaječe	64
9.1	Výpočet tlakových ztrát potrubí.....	64
9.1.1	Ztráta v přímém potrubí konstantního průřezu	65
9.1.2	Ztráta místními odpory.....	66
9.1.3	Tlaková ztráta samotných výměňkových stanic	67
9.2	Oběhové čerpadlové stanice.....	67
9.2.1	Stanice oběhových čerpadel Dukovany	68
9.2.2	PČS Jamolice	69
9.2.3	PČS Oslavany	70
9.2.4	PČS Bosonohy	72
9.2.5	Shrnutí pro provoz na 200 MWt	72
9.2.6	Provoz na 260 MWt	74
9.2.7	Konfigurace čerpadel	75

9.3 Výpočet tepelných ztrát potrubí	76
ZÁVĚR.....	80
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	81
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	83
SEZNAM OBRÁZKŮ	85

ÚVOD

Otázka teplárenství je pro město Brno aktuální téma. Zdroje tepla v Brně jsou v současnosti z velké části postavené na spalování zemního plynu. Kvůli snaze o snižování emisí skleníkových plynů i problémům s dostupností a cenami zemního plynu, které se v posledních letech výrazně měnily, probíhají snahy o diverzifikaci a částečný přechod na alternativní zdroje. Probíhá projekt výstavby kotle na biomasu, který bude pokrývat část výroby tepla v Brně již brzy, a také se připravuje potenciální rozšíření zařízení pro energetické využití odpadů SAKO Brno. Kromě těchto projektů se také rozbíhá projekt výstavby horkovodu z Jaderné elektrárny Dukovany.

První část této práce je rešeršní a obsahuje náhled do současného stavu brněnského teplárenství s nastíněním budoucího vývoje. Dále se práce věnuje sekundárnímu okruhu dukovanské elektrárny a jsou krátce popsány výměníky používané při ohřevu horké vody pro vytápění.

Další kapitoly obsahují tři návrhy vyvedení tepla z elektrárny Dukovany. Výstupem těchto návrhů je volba dostupných odběrů páry z turbíny, tepelný rozbor, návrh výkonů topných výměníků a stanovení ztráty na výrobě elektrické energie pro tyto návrhy.

V kapitole 7 je poté proveden návrhový výpočet třech parních topných výměníků, které byly zvoleny pro variantu 1 vyvedení výkonu. Výstupem je počet a délka trubek a také délky svazků těchto výměníků. Kapitola 8 shrnuje a porovnává navržené varianty na základě několika hledisek.

Kapitola 9 se zabývá návrhem horkovodu pro potřeby dopravy horké vody z výměňkové stanice v areálu elektrárny až do předávací stanice v Brně. Je stanoven průměr potrubí, tlakové a tepelné ztráty a jsou navrženy výkony oběhových čerpadel pro zajištění cirkulace oběhové vody mezi JE Dukovany a Brnem.

1 Výroba a zdroje tepla v Brně

Výrobu a distribuci tepelné energie pro město Brno zajišťuje společnost Teplárny Brno, a.s., jejímž jediným akcionářem je Město Brno [10]. Hlavní část tepla dodávaného zákazníkům Tepláren Brno je vyráběna ve dvou velkých zdrojích, a to provozy Červený mlýn a Špitálka [15]. Tyto velké teplárenské zdroje se na dodávkách tepla ve fiskálním roce 2021/2022 podílely z 52 % [10]. Další podstatou část dodávky zajišťují lokální zdroje, jakými jsou plynové kotelny, které se v témže období na výrobě podílely téměř 26 % [10].

Jako převážně špičkové zdroje pro pokrytí spotřeby v zimních měsících slouží zdroje tepla v provozech Brno-Sever a Staré Brno, ve kterých výroba dosáhla 58 000 GJ, a tedy pouze asi 1,4 % [10]. Dalším důležitým zdrojem tepla, dodávajícím do soustavy zásobování teplem, je zařízení pro energetické využití odpadu (ZEVO) provozované společností SAKO Brno, a.s. Množství tepelné energie vyrobené z odpadu dosáhlo 900 804 GJ a tedy cca 21 % celkové výroby [10]. Průměrná účinnost výroby tepla všech těchto zdrojů dosáhla k 88,7 % a celková výroba 4 264 701 GJ [10].

Tab. 1-1 Přehled výroby, prodeje a distribuce tepla v Brně [10]

Přehled výroby, prodeje a distribuce tepla			10/21-9/22	10/20-9/21	10/19-9/20	10/18-9/19	10/17-9/18
Bilance zdrojů tepla:	primární zdroje	GJ	2 261 110	2 334 090	2 084 130	2 311 898	2 418 204
	lokální zdroje	GJ	1 102 787	1 206 178	1 103 327	1 117 520	1 130 256
	nákup tepla	GJ	900 804	1 075 200	1 088 101	1 000 195	983 142
Zdroje celkem:		GJ	4 264 701	4 615 468	4 275 558	4 429 613	4 531 602
z toho:	prodej	GJ	3 527 147	3 848 556	3 522 141	3 632 009	3 684 537
	vlastní spotřeba	GJ	24 998	31 666	26 947	28 460	27 454
	ztráty v tepelných rozvodech	GJ	712 556	735 246	726 470	769 144	819 611

Část vyráběného tepla je využívána k pokrytí vlastní spotřeby provozů a další část rozdílu mezi výrobou a prodejem tepla je tvořena ztrátami v distribučních sítích. Tyto ztráty dosáhly 712 556 GJ, tedy 16,7 % z vyrobeného tepla [10]. Po odečtení vlastní spotřeby v provozech a ztrát v soustavě zásobování teplem dosáhlo množství tepla prodané zákazníkům 3 527 147 GJ [10]. Historická data o výrobě a prodeji tepla Teplárnami Brno za posledních pět fiskálních let jsou uvedeny v tabulce 1-1 výše.

Kromě výroby tepla se ve velkých výrobních zdrojích, doplněných o 15 kogeneračních jednotek, uskutečňuje i výroba elektrické energie [15]. Výroba elektrické energie v provozech Červený mlýn a Špitálka spolu s lokálními zdroji dosáhla 415 GWh. Celkové množství prodané elektřiny pak dosáhlo 502 GWh [10], což zahrnuje i elektřinu nakoupenou od SAKO Brno a elektřinu nakoupenou na krátkodobém trhu s elektrickou energií.

Celkově je většina tepla v Brně produkována spalováním zemního plynu a přibližně 20 % pochází ze spalování komunálního odpadu v SAKO Brno. [14]. V následujících kapitolách budou představeny jak stávající zdroje tepla, tak i plánované projekty.

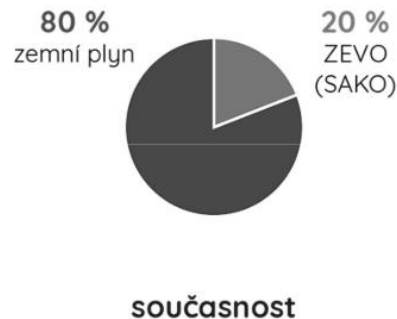
1.1 Stávající zdroje

Dále budou představeny zdroje tepla využívané v současnosti. Většina nyní provozovaných teplárenských zdrojů v Brně využívají zemní plyn jako palivo [14].

Současná dodávka tepla:

- Velké primární zdroje: 53 %
- Plynové kotelny: 27 %
- SAKO Brno: 20 % [14][10]

- Zemní plyn: 80 %
- Komunální odpad: 20 % [14]



Obr. 1-1 Současný podíl zdrojů na výrobě tepla [14]

1.1.1 Špitálka

Teplo se zde získává ve třech kotlích na zemní plyn. Starší kotel o výkonu 180 MWt je doplněn dvěma kotli s výkonem po 35 MWt [19]. Ty byly instalovány v roce 2020 a nahradily emisně nevyhovující kotle K28 a K29, které byly uvedeny do provozu v polovině 50. let [20].

1.1.2 Červený mlýn

Provoz Červený mlýn pracuje s paroplynovým cyklem [15]. Nachází se zde plynová turbína Siemens o elektrickém výkonu 71 MWe a spalínový kotel s protitlakou turbínou o elektrickém výkonu 24 MWe [21][15]. Od roku 2019 je také instalován elektroodový kotel o výkonu 20 MWt, který je napájen z elektrické sítě 10,5 kV a může ohřívat vodu až na 140 °C [17]. Důležitou součástí nového elektrokotle jsou i dvě akumulční nádrže na vodu, ve kterých je možné uložit až 10 000 m³ horké vody a v nich až 340 MWh tepelné energie [17].



Obr. 1-2 Provoz Červený mlýn [15]

Díky tomu umožňují tyto nádrže i zvýšení spolehlivosti dodávek v případě špiček nebo výpadku některého zdroje [22]. V roce 2021 také došlo na instalaci dvou nových plamencových kotlů Bosch s výkonem 2x25 MWt [22]. Celkový tepelný výkon provozu je 160 MWt [15].

Kromě výroby tepla a elektřiny jsou také Teplárnami Brno poskytovány služby výkonové rovnováhy (SVR) pro společnost ČEPS, a.s. Tyto služby jsou realizovány

prostřednictvím provozu Červený mlýn [10]. Během topné sezóny je na provozovaném paroplynovém bloku k dispozici sekundární výkonová regulace. V letní sezóně, kdy je výrobní blok odstaven, je poskytována kladná minutová záloha. Elektroodový kotel je také důležitou součástí poskytovaných služeb výkonové rovnováhy a po celý rok umožňuje

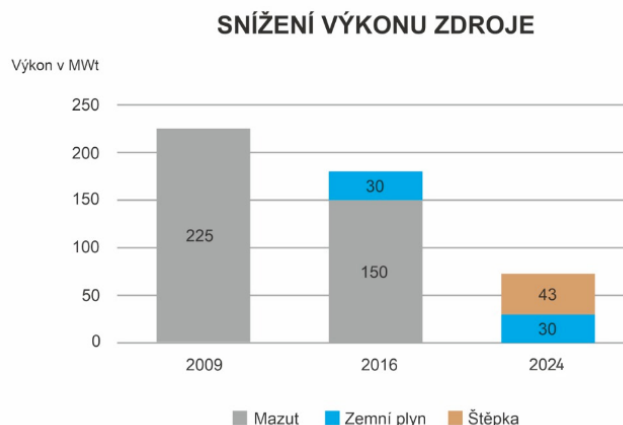
zápornou minutovou zálohu. Tepelná energie uložená v akumulčních nádržích příslušících elektrokotli je pak dodávána do brněnské SZTE [10][22].

1.1.3 Brno-Sever

Provoz Brno-Sever je v současnosti využíván jako špičkový zdroj [10]. Jsou zde umístěny dva horkovodní kotle na zemní plyn o celkovém výkonu 30 MWt, které byly instalovány v rámci modernizace provozu v roce 2016 [15]. Původně byl tento provoz osazen třemi kotli na mazut/plyn o výkonu 3x75 MWt, které pracovaly od založení teplárny roku 1974 [15]. Spalování mazutu bylo zastaveno v roce 2011, což vedlo především ke snížení emisí oxidu siřičitého [24]. Dále se tyto kotle využívaly pro spalování zemního plynu. První z kotlů byl odstaven v roce 2016, kdy byl jeho výkon částečně nahrazen novými plynovými kotli [23]. Zbývající dva z původních kotlů byly odstraněny v roce 2022, kdy jim skončila platnost povolení k provozu [24]. Od roku 2025 (testovací provoz od podzimu 2024) je pak počítáno s novým zdrojem na biomasu, který bude zmíněn v kapitole o chystaných zdrojích tepla.



Obr. 1-3 Kotle v provozu Brno-Sever [23]



Obr. 1-4 Snížení výkonu provozu Brno-Sever [24]

1.1.4 Staré Brno

V provozu Staré Brno jsou instalovány dva středotlaké plynové kotle produkující páru. Pára je ze zdroje dodávána do parní sítě. V připojené výměňkové stanici je pára využita pro ohřev horké a teplé vody. Celkový tepelný výkon provozu je 34 MWt a není zde výroba elektrické energie, napájení vlastní spotřeby zdroje je proto z elektrické sítě distributora [15].

1.1.5 SAKO Brno

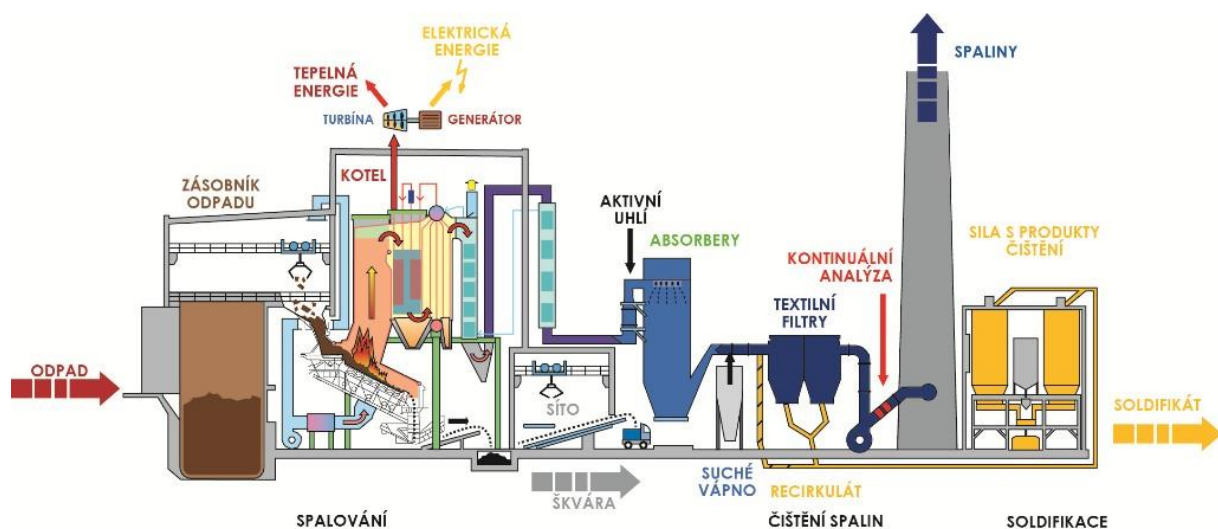
Jedná se o ZEVO patřící společnosti SAKO, a.s., která v Brně také provozuje svoz odpadů. Kotelna je vybavena dvěma pětitačnými kotli s vratisuvnými rošty výrobce MARTIN [18].

Přehřátá pára z kotlů je zpracovávána na kondenzační turbíně připojené přes převodovku na generátor se jmenovitým elektrickým výkonem 22,7 MWe. Dodávka tepla probíhá ve formě horké vody, která se ohřívá ve výměňkové stanici pára-horká voda s tepelným výkonem 54 MWt. Výměňková stanice je složena ze čtyř topných výměníků, každý s jmenovitým výkonem 14 MWt [9][18].

Protože palivem je zde komunální odpad, je zde kladen důraz na splnění emisních limitů. K tomu je určen pětistupňový systém čištění spalin:

1. Metoda SNCR (selektivní nekatalytická redukce) spočívá ve vstřikování močoviny do spalovacího prostoru kotle. Má za účel snížení množství oxidů dusíku ve spalinách. Vzniká elementární dusík a vodní pára, které odchází se spalinami [18].

2. Druhý stupeň má za úkol adsorpci těžkých kovů a perzistentních organických polutantů (PCDD/F, PCB, PAU). Toho je dosaženo aplikací aktivního uhlí, na které se zmíněné škodlivé látky zachytávají [18].
3. V dalším stupni se ze spalin odstraňují kyselé složky jako oxidy síry. Jedná se o polosuchou metodu odsíření. Vápenný hydrát ve formě vodní suspenze se v nádobě absorbéru rozprašuje tryskami. Vlhké částice vápna silně reagují s oxidy síry a teplem obsaženým v proudu spalin se vysušují a ve formě prášku padají a odcházejí spodem absorbéru do skladovacího prostoru. Vzniklý materiál z produktů čištění a popílku zvaný soldifikát lze využít např. ve stavebnictví [18].
4. Čtvrtý stupeň čištění spalin je suchá vápencová metoda. Tento stupeň je záložní a spouští se automaticky, pokud je ve spalinách zvýšená koncentrace kyselých složek, především oxidů síry. Suchá vápencová metoda spočívá v aplikaci suchého hašeného vápna do proudu spalin, kde reaguje s oxidy síry [18].
5. Posledním stupněm čištění spalin v SAKO Brno jsou textilní filtry. Ty slouží k mechanickému odstranění nečistot ze spalin. Na tkanině filtrů se zachytává popílek, použité aktivní uhlí, prášek vznikající ve dvoustupňovém odsíření vápencovou metodou a přebytky reagentů. Celková účinnost čištění spalin dosahuje až 99% úrovně [18].



Obr. 1-5 Schéma ZEO SAKO Brno [18]

Kotle SAKO Brno disponují i plynovými hořáky. Ty jsou zde instalovány především pro uvádění kotlů do provozu po odstávkách. Podle výroční zprávy společnosti SAKO Brno, a.s., z roku 2022 bylo pro tyto účely spotřebováno 109 942 m³ zemního plynu. Pro provoz technologií určených k čištění spalin bylo v témže roce spotřebováno 35 tun aktivního uhlí, 627 tun močoviny a 2 995 tun vápna [9].

1.1.6 Ostatní zdroje

Kromě zmíněných velkých teplárenských provozů je v Brně dodávka tepla zajišťována i řadou menších zařízení. Teplárny Brno na území města vlastní 113 lokálních kotelen, které jsou využívány pro zásobování panelákových sídlišť v okrajových částech města [15].

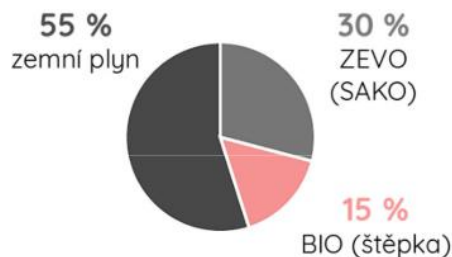
Z lokálních zdrojů stojí za zmínku díky svému výkonu například provoz Kamenný vrch, kde se nachází plynová kotelná se 4 kotli s celkovým výkonem 24 MWt. Ty jsou doplněné o jednu kogenerační jednotku Tedom o výkonu tepelném 887 kWt a elektrickém 736 kWe [15].

1.2 Chystané zdroje

V blízké budoucnosti je v Brně plánováno v oblasti teplárenství několik nových zdrojů a přechod od zdrojů založených na spalování plynu.

Výhled do roku 2025 [14]:

- Velké primární zdroje: 42 %
- Plynové kotelny: 13 %
- SAKO Brno: 30 %
- Biomasa: 15 %

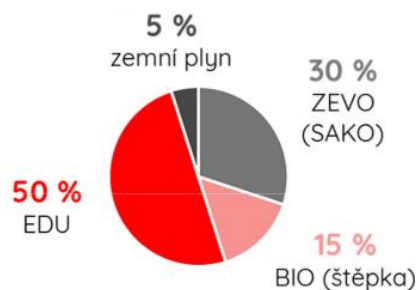


do roku 2025

Obr. 1-6 Výhled podílu zdrojů na výrobě tepla do roku 2025 [14]

Výhled po roce 2030 [14]:

- JE Dukovany: 50 %
- Velké primární zdroje a plynové kotelny: 5 %
- SAKO Brno: 30 %
- Biomasa: 15 %



po roce 2030

Obr. 1-7 Výhled podílu zdrojů na výrobě tepla po roce 2030 [14]

1.2.1 Nový biomasový kotel Brno-Sever

Nový biomasový zdroj vzniká v areálu Brno-Sever Tepláren Brno v brněnské městské části Maloměřice. Výstavba oficiálně započala v létě roku 2023 a plánovaný zkušební provoz je stanoven již na podzim 2024. Plný výkon zdroje by pak měl být dodáváný do soustavy zásobování teplem od topné sezony 2025/2026 [23].

V lokalitě bude stát jeden biomasový kotel s tepelným výkonem 43 MWt, který doplní kotel na zemní plyn o výkonu 30 MWt instalovaný v roce 2016. Plánovaná výroba tepla nového biomasového kotle by měla dosáhnout 490 TJ/rok. Dodávka tepla bude v kogeneraci s výrobou elektrické energie, která bude získávána díky protitlakému parnímu turbosoustrojím s generátorem o výkonu 9,5 MWe. Celkově by zdroj měl dle očekávání vyrobit 45 GWh/rok elektrické energie. Nový zdroj by měl pokrýt zhruba 15 % potřeby tepla pro Brno a měl by znamenat úsporu zemního plynu cca 16 mil m³/rok. Palivem bude dřevoštěpka dodávaná Lesy Brno v množství cca 80 000 t/rok. Provoz biomasového kotle je plánován na 6 měsíců v roce [23].

1.2.2 Rozšíření SAKO Brno

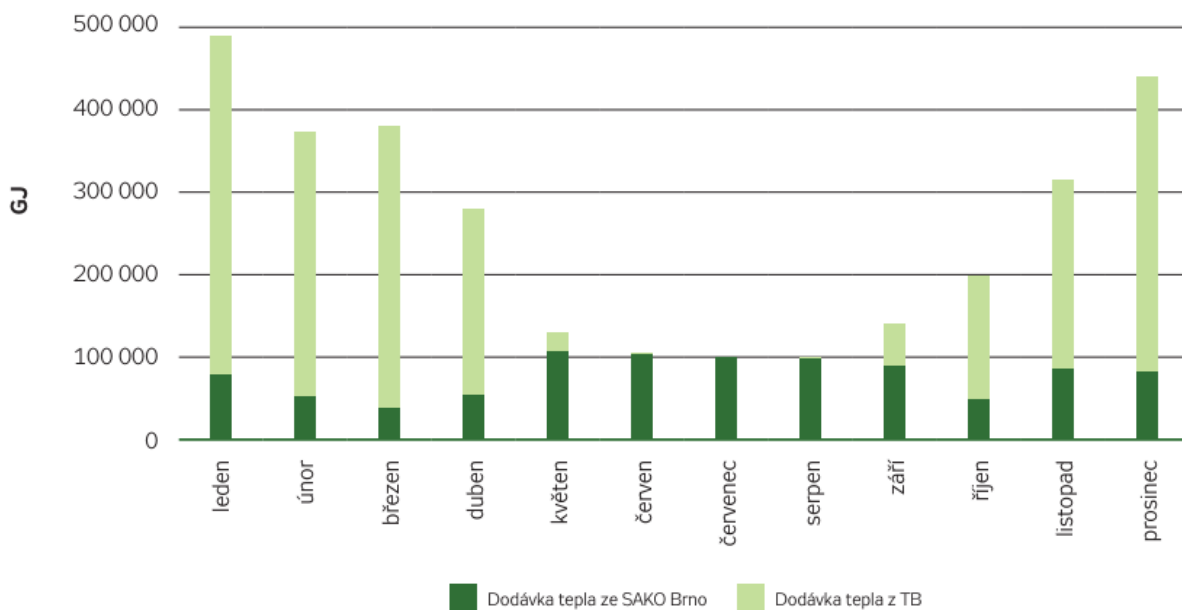
Projekt stavby dalšího kotle do ZEVO SAKO Brno byl pozastaven kvůli politickému rozhodnutí na podzim roku 2023. Tehdy byl projekt zastaven při tajném hlasování zastupitelů města s tím, že dojde k jeho přezkoumání a představení alternativy. Projekt již měl

schválenou dotaci i posudek vlivu na životní prostředí EIA. Nyní probíhá přezkoumání projektu a možnost realizace zůstala zachována.

1.2.3 Horkovod z elektrárny Dukovany

Projekt, jehož cílem je přivést teplo z Jaderné elektrárny Dukovany do Brna není žádnou novinkou, naopak bylo s tímto řešením počítáno již od plánování výstavby dukovanských bloků [4]. Myšlenka zásobování Brna teplem z JE Dukovany byla během provozu elektrárny několikrát oživena, k realizaci však dosud nedošlo. V současnosti se projekt dal opět do pohybu s tím, že jeho dokončení je odhadováno nejdříve na rok 2030 [25].

Stanovení potřeby tepla



Obr. 1-8 Průběh měsíční dodávky tepla za rok 2022 [9]

Pro výpočet potřebného tepelného výkonu dodávaného horkovodem bude uvažováno cca 4000 hodin provozu za rok, kdy horkovod bude dodávat cca 50 % potřeby tepla pro Brno. Od výroby za fiskální rok 2021/2022 ve výši 4 264 701 GJ [10] bude odečteno cca 550 000 GJ tepla vyrobeného zejména v kotlích SAKO mimo topnou sezónu za měsíce květen až září [9] viz. obr. 1-8, kdy další teplárenské zdroje v Brně většinou nevyrábí a spotřeba tepla je pokryta spalováním odpadu, což je žádoucí i z hlediska nakládání s odpady.

Očekávaný podíl horkovodu z EDU na výrobě tepla v Brně:

$$pv_{edu} = 0,5 \quad (1.1)$$

Spotřeba tepla mimo měsíce květen až září za fiskální rok 2021/2022:

$$Q_{sez} = Q_{celk} - Q_{květ-zář} = 4\,264\,701 - 550\,000 = 3\,714\,701 \text{ GJ} \quad (1.2)$$

Průměrný výkon horkovodu za předpokladu dodávky 4 000 hodin za rok:

$$\dot{Q}_{pr} = \frac{Q_{sez} \cdot p_{vedu}}{3,6 \cdot 4000} = \frac{3714701 \cdot 10^9 \cdot 0,5}{3600 \cdot 4000} = 129 \text{ MW} \quad (1.3)$$

Vzhledem k vypočítanému průměrnému výkonu horkovodu ve výši 129 MWt je původní požadavek na tepelnou kapacitu horkovodu 200 MWt i jeho následné navýšení na 260 MWt odpovídající [14].

2 Sekundární okruh JE Dukovany

V Jaderné elektrárně Dukovany jsou provozovány 4 tlakovodní reaktory typu VVER 440 V213. Ty jsou umístěny na reaktorových sálech po dvou. Na dva reaktory tak připadá jeden hlavní výrobní blok (HVB) a 4 parní turbíny s neregulovanými odběry, dvě příslušící ke každému reaktoru [8][11]. V následujících podkapitolách budou stručně popsány hlavní zařízení sekundárního okruhu.



Obr. 2-1 Pohled na strojovnu 2. HVB [26]

2.1 Parogenerátor

Parogenerátor je tepelný výměník zajišťující přechod z primárního na sekundární okruh. Tepelný výkon každého ze 4 reaktorů je do sekundárního okruhu předáván přes šestici parogenerátorů [8]. Ty jsou horizontální svazkového typu. V trubičkách koluje voda primárního okruhu a předává svou tepelnou energii napájecí vodě sekundárního okruhu, která mění své skupenství a stává se z ní pára. Z parogenerátorů poté odchází pára v sytém stavu, která dále pokračuje na vysokotlaký díl turbíny [8].

Tab. 2-1 Parametry parogenerátoru na EDU [11]

Rozměry	Průměr: 3 210 Délka: 11 800	mm
Teplota primárního chladiva	Vstup: 297 Výstup: 267	°C
Parní výkon	475	t/h
Teplota napájecí vody	164 až 228 (nominálně 224)	°C
Tlak syté páry	4,85	MPa
Teplota syté páry	262	°C

2.2 Turbosoustrojí

Ke každému reaktoru náleží dvě parní turbíny Škoda K 220-44 [8]. Jedná se o třítělesové turbíny s jedním vysokotlakým dílem (VT díl) a dvěma nízkotlakými díly (NT díly). Všechny díly turbíny jsou dvouproudé, pára je zavedena do středu každého dílu, kde se dělí na dva proudy a vystupuje difuzorovými výstupními hrdly na obou koncích NT dílů do tělesa kondenzátoru. Každá z turbín je vybavena 8 neregulovanými odběry, ze kterých je pára odebírána například pro výměníky nízkotlaké a vysokotlaké regenerace [8][11]. Parametry neregulovaných odběrů jsou popsány níže v tabulce 2-4.



Obr. 2-2 Rotor dvouproudé turbíny Škoda [27]

2.3 Separátor-přihříváč

Protože ve VT dílu dojde při expanzi páry k částečné kondenzaci, je potřeba před jejím zavedením do NT dílů odstranit vlhkost. Ta by mohla kromě vlivu na účinnost i poškodit lopatkování turbíny. Proto je mezi VT na NT díly umístěna dvojice separátorů-přihříváčů. V těchto zařízeních dochází k mechanickému odloučení vlhkosti pomocí plechů, a k jejímu dvoustupňovému přihřátí. Po odloučení kapiček vlhkosti a přihřátí se pára dostává do stavu mírně přehřáté nad mez sytosti, která pokračuje na oba NT díly turbíny [8][11].

2.4 Kondenzátor

Ke každému turbosoustrojí náleží jeden dvoudílný kondenzátor a dvě chladicí věže. Pod každým NT dílem je umístěn jeden díl průtočného kondenzátoru, ty jsou mezi sebou propojeny sériově. Teplosměnná plocha kondenzátorů je tvořena množstvím titanových trubiček, kterými proudí voda chladicího okruhu. Ta po ohřátí pokračuje vratným kolektorem do chladících věží, kde dojde k jejímu chlazení a odvodu zbytkového tepla [8][11].

Tab. 2-2 Parametry kondenzátoru EDU [11]

Množství kondenzované páry	394+399	t/h
Tlak v kondenzátoru	4,6 až 6,2 (dle teploty chladicí vody)	kPa
Teplota chladicí vody	12,5 až 32 (nominálně 20)	°C
Průtok chladicí vody	35 000	m ³ /h

2.5 Nízkotlaká regenerace

Za kondenzátorem jsou umístěna kondenzátní čerpadla prvního stupně a druhého stupně. Mezi nimi je stanice blokové úpravy kondenzátu s ionexovými filtry. Za výtlakem

KČ 2° následuje pětistupňová nízkotlaká regenerace. V těchto pěti sériově zapojených ohřívácích NT regenerace je kondenzát postupně ohříván na teplotu cca 145 °C za využití neregulovaných odběrů turbíny [8][11]. Pohled na výměníky nízkotlaké i vysokotlaké regenerace je na obrázku 2-1.

2.6 Napájecí nádrž se systémem odplynění

Ze systému NT regenerace kondenzát pokračuje do termických odplyňováků nacházejících se nad napájecí nádrží. Zde dojde k dalšímu ohřátí na cca 166 °C a uvolnění nežádoucích plynů nacházejících se v kondenzátu. Následně kondenzát spadá do prostoru napájecí nádrže. Napájecí nádrž, jedna o objemu 150 m³, přísluší ke každé turbíně, nádrže jsou vzájemně propojeny. Zásoba vody je dimenzována na 5 minut provozu bloku za nominálního výkonu [8][11].

2.7 Napájecí stanice

Soustava 5 napájecích čerpadel poháněných elektromotorem (ENČ), pracujících v režimu 4+1, tedy za nominálního jsou v provozu 4 ENČ a jedno zůstává v záloze. Příkon jednoho elektromotoru ENČ je 2,1 MWe. Také je zde dvojice havarijních napájecích čerpadel (HNČ). Tyto havarijní čerpadla jsou využívána i při najíždění a odstavování bloku [8][11].

2.8 Vysokotlaká regenerace

Jedná se o dva sériově řazené vertikální ohříváky vytápěné ze dvou nejvyšších odběrů VT dílu turbíny (VII. a VIII. odběr). V nich je voda ohřívána až na 227 °C [8][11].

Za VT regenerací se před vstupem do parogenerátorů nachází ještě regulační hlavy. Ty slouží především k regulaci hladiny v parogenerátorech tak, aby bylo zajištěno chlazení vody primárního okruhu a zároveň i kvalita generované páry. Pokud by hladina v parogenerátoru byla příliš nízká, došlo by k odhalení teplosměnné plochy (trubiček) parogenerátoru a nebylo by zajištěno dostatečné chlazení vody primárního okruhu. Pokud by naopak byla hladina příliš vysoká, mohlo by docházet k příliš velkému množství kapiček vody v ostré páře a tím ke snižování účinnosti parní turbíny, případně až k poškození jejího lopatkování. Přes regulační hlavu poté pokračuje napájecí voda opět do parogenerátoru k dalšímu ohřátí, čímž je uzavřen sekundární okruh [8][11].

2.9 Možnost zapojení vývodu tepla

Pro ohřev horké vody určené k vytápění je obvykle využíváno páry odebírané z turbíny na vhodných místech buďto napřímo, nebo ze sběrných potrubí páry z více turbín a bloků.

Hlavní požadavky na parametry technického řešení vývodu tepla z EDU jsou shrnuty v následující tabulce.

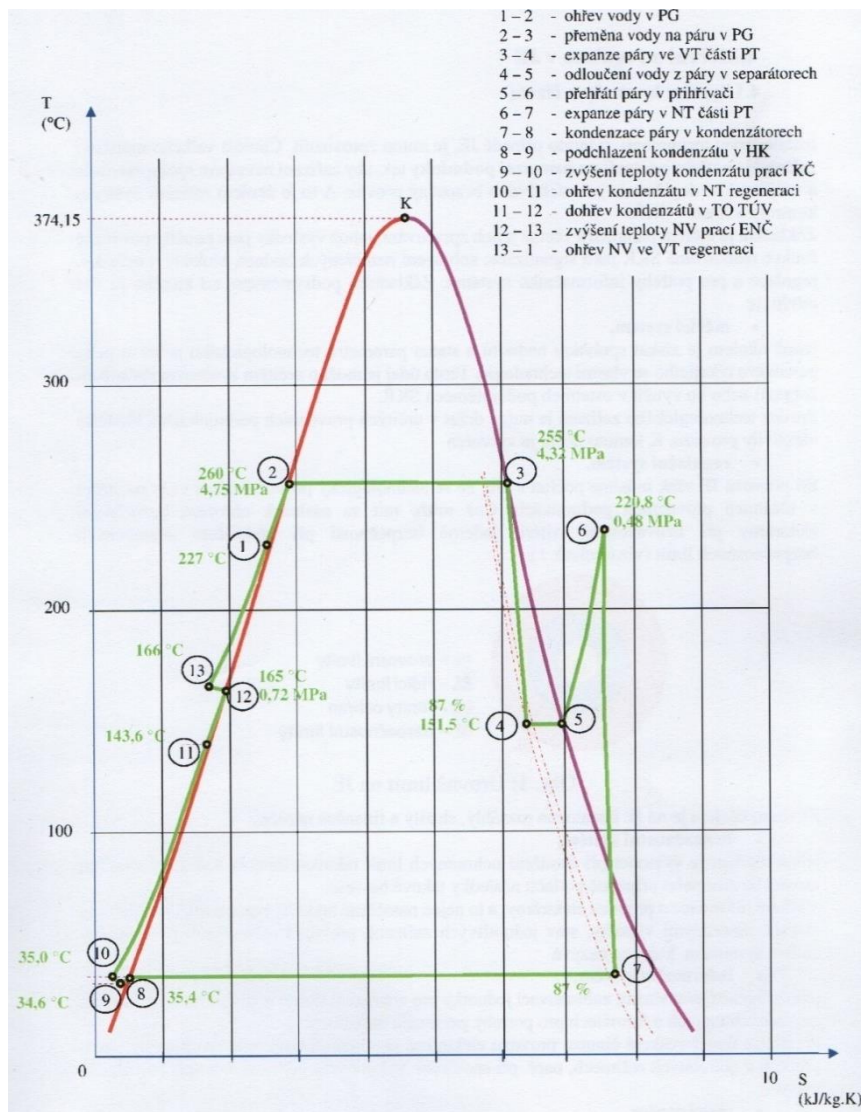
Tab. 2-3 Požadavky na parametry vývodu tepla [14]

Jmenovitý výkon	200 (260)	MWt
Jmenovitý teplotní spád	140/70	°C
Jmenovité množství ohřívání vody	2 457	t/h
Množství tepla odebíraného z EDU	2 062	TJ/rok

Navržený výkon bude navýšen na 260 MWt. Přidaných 60 MWt nad rámec požadavků na tepelný výkon bude soužit jako výkonová rezerva při výpadku některého z bloků a do budoucna také jako možnost k navýšení odběru tepla pro pokrytí zvýšené spotřeby. Původní projekt počítal s odběrem 85 MWt z každého soustrojí, celkově s odběrem až 680 MWt a roční dodávkou 8 100 TJ tepla [4]. Současně se počítalo se snížením elektrického výkonu

Tab. 2-4 Neregulované odběry parní turbíny EDU

Odběr	Spotřebič		Tlak	Teplota	Stav (suchost)	Entalpie	Výkon
			MPa	°C	-	kJ/kg	t/h
I.	NTO 1		0,0169	56,44	0,937	2452,5	16,43
II.	NTO 2		0,0467	79,64	0,962	2555	36
III.	NTO 3		0,112	102,86	0,993	2663,8	32
IV.	NTO 4	OTV a ZO vlastní spotřeby	0,210	149,36	1	2767	34,28
V.	NTO 5		0,484	150,58	0,865	2460,8	58,65
VI.	kol. 0,7 MPa	OTV a ŠO vlastní spotřeby	1,027	181,04	0,892	2561,1	36,77
VII.	VTO 1	SPP 1°	1,450	196,71	0,909	2612,7	81+37 (118)
VIII.	VTO 2	SPP 2°	2,989	233,65	0,958	2728	122,1+51,72 (174)



Obr. 2-4 T-s diagram EDU [11]

3 Tepelné výměníky vhodné pro ohřev topné vody

Volba typu výměníku silně závisí na vlastnostech a parametrech médií, které se budou účastnit výměny tepla. V teplotních aplikacích se pro účel ohřevu topné vody používají rekuperační výměníky, u kterých jsou od sebe obě média oddělena, nedochází k jejich kontaktu, a teplo přechází přes teplosměnnou plochu výměníku [3].

3.1 Trubkový výměník

Trubkové výměníky jsou v energetice velmi rozšířeným typem, a to především jako svazkové (plášťové) [3]. Existuje mnoho typů svazkových výměníků, nejstarším typem je výměník s rovnými trubkami. Jeho konstrukce, zobrazená na obrázku 3-1, se v základu skládá z pláště se dvěma přivařenými trubkovicemi, do kterých jsou zaválcovány trubky, tvořící svazek. K plášti je připevněna vstupní hlava s přírubou, kudy vstupuje jedno médium. To pak pokračuje svazkem trubek a následně je odvedeno výstupní hlavou ven. Druhé médium vstupuje přírubou na plášti do prostoru mezi trubkami a obtéká svazek trubek. Obvykle se do mezitrubkového prostoru instalují přepážky, které upravují pohyb druhého média. Po průchodu výměníkem vystupuje i toto médium další přírubou. Tento základní typ se vyznačuje možnými problémy s teplotní dilatací trubek, které jsou omezeny pevnými trubkovicemi, což snižuje použitelnost pro vyšší parametry. Vliv dilatace lze omezit například ucpávkou nebo provedením s plovoucí hlavou.

Velmi rozšířeným typem plášťového výměníku je výměník s U-trubicemi. Tyto výměníky využívají trubek ve svazku ohýbaných do tvaru písmene U, hlava je jen jedna a je opatřena vstupní i výstupní přírubou pro jedno médium, druhé médium, opět vstupuje a vystupuje přírubami na plášti. U tohoto řešení nejsou problémy s dilatací, svazek trubek se může volně roztahovat [3][28]. Nevýhodou je praktická nemožnost mechanického čištění a výměny poškozené trubky.

Existuje množství dalších typů, lišících se konstrukcí pláště, hlav, i konstrukcí přepážek nebo počtem tahů. Uplatňují se pro velké množství aplikací, jejich konstrukce umožňuje i dosažení velmi vysokých parametrů.



Obr. 3-1 Svazkový výměník [29]

3.2 Deskový výměník

Deskové výměníky jsou v současnosti rovněž často pro účel ohřevu vody využívány. Jejich teplosměnná plocha je tvořena nejčastěji kovovými deskami s lisovaným profilem, který při složení desek k sobě umožňuje tvorbu kanálků, ve kterých proudí pracovní média. Plechy používané k výrobě těchto desek mají obvykle tloušťku stěny 0,5 až 1,2 mm, díky tomu kladou pouze malý tepelný odpor. Vzdálenost mezi deskami bývá nejvýše 1,5 až 5 mm s hloubkou prolisu 3 až 5 mm. Smyslem prolisů je zvýšení turbulence proudění a prodloužení trajektorie, také ale zvyšují tuhost desek. Jejich uspořádání umožňuje dosáhnout čistě protiproudého uspořádání. Tyto faktory mají za výsledek dobrou kompaktnost deskových výměníků [3][28].

Existuje množství typů prolisů desek, které se mohou lišit u každého výrobce. Základním tvarem je prolis do tvaru písmene V. Úhel rozevření kanálků označovaný Θ má vliv na koeficient přestupu tepla a tlakovou ztrátu. Malý úhel má za následek vysoký součinitel přestupu tepla díky prodloužené trajektorii a zvýšené turbulenci, ale také zvětšuje tlakovou ztrátu výměníku. Velký úhel rozevření Θ naopak umožňuje nižší tlakové ztráty za cenu méně intenzivního přestupu tepla [3].

Deskové výměníky se dělí podle spojení desek na rozebíratelné, u kterých jsou mezi desky vložena těsnění a desky jsou k sobě staženy šroubovými svorníky, nebo nerozebíratelné, kde jsou k sobě jednotlivé desky spojeny na trvalo buďto pájením nebo svařováním. Výhodou pevného spojení desek je především rozšíření možnosti použití pro vyšší teploty a tlaky pracovních médií. Rozebíratelné výměníky jsou omezeny použitím těsněním, které může být vyrobeno z pryže, silikonu, nitrilu, minerálních vláken nebo dalších materiálů. Jejich velkou výhodou je možnost demontáže desek od sebe a díky tomu snadného čištění, opravy nebo změny počtu desek při požadované úpravě výkonu. Údaje v tabulce 3-1 níže se mohou lišit, existují typy deskových výměníků pro speciální aplikace a vyšší parametry [3].

Použití deskových výměníků pro aplikace, kde jedno médium mění skupenství je omezené, proto nebudou uvažovány pro použití v topných výměnících pára-voda. Jejich použití pro podchlazovač kondenzátu je však potenciálně vhodné [28].

Tab. 3-1 Parametry deskových výměníků [3][28]

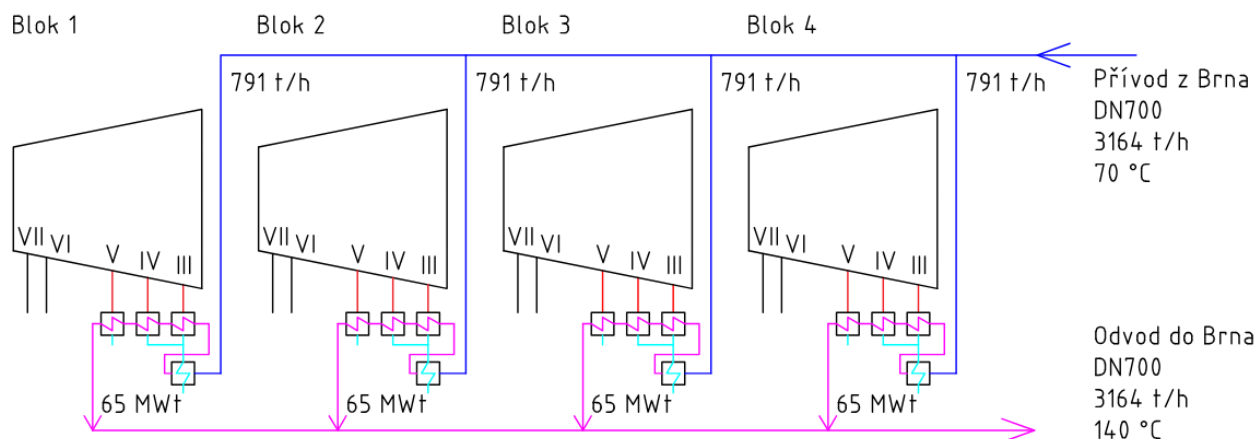
Maximální tlak	3,5	MPa
Maximální teplota	150 (270)	°C
Maximální průtok	3600	m ³ /h
Součinitel prostupu tepla	3 500 až 7 500 [32]	W/m ² K



Obr. 3-2 Deskový výměník [29]

4 Varianta 1

Varianta 1 počítá s umístěním jedné výměňkové stanice u jedné ze dvou turbín na každém ze čtyř reaktorových bloků.



Obr. 4-1 Schéma zapojení varianty 1

Vzhledem k návrhovému ohřátí topné vody o 70 °C (při teplotním spádu 140/70 °C), bude uvažováno použití třístupňového ohřevu topné vody. Na trase tedy budou tři sériově zapojené výměníky vytápěné z odběrů turbíny. Před nimi bude navíc zařazen dochlazovač kondenzátu, který bude sloužit k přehřevu vratné vody využitím kondenzátu z následných topných ohříváků. Vzhledem k parametrům kondenzátů z jednotlivých odběrů budou pro přehřev oběhové vody v podchlazovači použity pouze kondenzáty ze IV. a V. odběru, které budou nejprve smíšeny a poté jedním potrubím zavedeny do podchlazovače kondenzátu, který bude řešen jako samostatný výměník. Ochlazený kondenzát bude pak zaveden do dochlazovače NTO2. Kondenzát ze III. odběru bude z prvního topného výměníku zaveden přímo do dochlazovače kondenzátu prvního nízkotlakého ohříváku sekundárního okruhu NTO1, který je také vytápěn ze III. odběru. Pro všechny výpočty v této práci, které vyžadovaly parní tabulky k určení vlastností páry/vody, byl využit nástroj XSteam [13] jako doplněk Excelu.

Tab. 4-1 Parametry výměňkové stanice varianty 1

Oběhová voda			
Teplota vody na vstupu od výměňkové stanice	t_{in}	70	°C
Teplota vody na výstupu z výměňkové stanice	t_{out}	140	°C
Tlak oběhové vody	p	1,31	MPa
Průtok oběhové vody	\dot{m}_{ov}	219,78	kg/s
Výkon výměňkové stanice	Q_{vs}	65	MWt

4.1 Dochlazovač kondenzátu

Parametry kondenzátů z jednotlivých výměníků pára-voda:

OTV1:

$$i_{k,III} = f(p_{III}; t_{III}) = 431,2 \text{ kJ/kg} \quad (4.1)$$

OTV2:

$$i_{k,IV} = f(p_{IV}; t_{IV}) = 511,5 \text{ kJ/kg} \quad (4.2)$$

OTV3:

$$i_{k,V} = f(p_V; t_V) = 634,8 \text{ kJ/kg} \quad (4.3)$$

V této zvažované variantě je pro ohřev oběhové vody v dochlazovači zvažováno využití kondenzátů ze dvou vyšších odběrů (IV. a V.). Kondenzát ze III. odběru bude vzhledem k poměrně nízkým parametrům zaveden přímo do sekundárního okruhu na vhodné místo.

Kondenzát z výměníku OTV3 bude kaskádován do OTV2. Tím dojde ke snížení tlaku jeho proudu na tlakovou úroveň v prostoru výměníku OTV2. Tam dojde ke smíchání kondenzátů a vzniklá směs bude pokračovat do samostatného výměníku dochlazovače kondenzátu. Tam předá svoje teplo oběhové topné vodě a bude zavedena opět do tepelného schématu sekundárního okruhu.

Proces expanze do nižšího tlaku kondenzátu V. odběru byl pro tento výpočet uvažován jako izoentropický děj. Parametry v tomto proudu budou následující:

$$\begin{aligned} p_{k,V,ie} &= 0,210 \text{ MPa} \\ t_{k,V,ie} &= 121,82 \text{ °C} \\ i_{k,V,ie} &= 634,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Aby bylo možné určit parametry směsi kondenzátů, je také potřeba vypočítat jejich hmotnostní průtoky. Ty byly stanoveny pomocí iteračního výpočtu. Účel byl najít takovou hodnotu ohřátí oběhové vody v podchlazovači kondenzátu, aby bylo vyhověno zadaným podmínkám, tedy především dosažení celkového tepelného výkonu výměňkové stanice 65 MWt. Hodnota teplotního rozdílu vstupující oběhové vody oproti teplotě ochlazení směsi kondenzátů byla volena na základě doporučení literatury jako 9 °C [1]. Následuje základní tepelný výpočet výměňkové stanice.

Hmotnostní průtok směsi kondenzátů IV. a V. odběru. Vychází se z rovnosti hmotnostních průtoků par a jejich kondenzátů:

$$\dot{m}_{sk} = \dot{m}_{IV} + \dot{m}_V = \dot{m}_{k,IV} + \dot{m}_{k,V} = 9,03 + 11,25 \text{ kg/s} \quad (4.4)$$

$$\dot{m}_{sk} = 20,28 \text{ kg/s}$$

Entalpie směsi kondenzátů ve stavu 1, tedy před dochlazovačem:

$$i_{sk,1} = \frac{\dot{m}_{k,IV} \cdot i_{k,IV} + \dot{m}_{k,V} \cdot i_{k,V,ie}}{\dot{m}_{sk}} \quad (4.5)$$

$$i_{sk,1} = \frac{9,03 \cdot 511,53 + 11,25 \cdot 634,77}{20,28} = 579,9 \text{ kJ/kg}$$

Stav směsi kondenzátů před vstupem do dochlazovače:

$$\begin{aligned} p_{sk,1} &= 0,210 \text{ MPa} \\ t_{sk,1} &= 121,82 \text{ °C} \\ i_{sk,1} &= 579,9 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Narozdíl od topných výměníků, kde bude proudit kondenzující pára, bude v dochlazovači probíhat výměna mezi dvěma kapalinami. Vzhledem k velkému rozdílu hmotnostních průtoků bude dochlazovači ohřívána pouze část oběhové vody. Zbytek oběhové vody bude tento výměník obtékat a následně dojde k opětovnému smíšení těchto dvou proudů. Množství vody protékající dochlazovačem vychází z výpočtu v kapitole 4.1.2, kde bylo toto množství stanoveno na základě volby dimenze potrubí. Množství oběhové vody protékající dochlazovačem kondenzátu bude tedy $\dot{m}_{ov,dk}^a = 64,30 \text{ kg/s}$. Zbytek průtoku bude $\dot{m}_{ov,dk}^b = 155,48 \text{ kg/s}$

Stav směsi kondenzátů po předání tepla v dochlazovači:

$$\begin{aligned} p_{sk,2} &= 0,210 \text{ MPa} \\ t_{sk,2} &= 93,24 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{sk,2} &= 390,7 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Výkon dochlazovače:

$$\dot{Q}_{dk} = \dot{m}_{sk} \cdot (i_{sk,1} - i_{sk,2}) = 20,28 \cdot (579,9 - 390,7) = 3837,5 \text{ kW} \quad (4.6)$$

Ohřátí části oběhové vody protékající dochlazovačem:

$$\Delta i_{ov}^a = i_{ov,2}^a - i_{ov,1}^a = \frac{\dot{Q}_{dk}}{\dot{m}_{ov,dk}^a} = \frac{3837,5}{64,30} = 59,7 \text{ kJ/kg} \quad (4.7)$$

Entalpie vody po ohřátí v dochlazovači:

$$i_{ov,2}^a = i_{ov,1}^a + \Delta i_{ov,dk} = 294,1 + 59,7 = 353,7 \text{ kJ/kg} \quad (4.7)$$

Výsledná teplota po průchodu dochlazovačem kondenzátu:

$$t_{ov,dk}^a = f(p_{ov}; i_{ov,2}^a) = 84,24 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.8)$$

Stanovení entalpie po smíšení částí oběhové vody "a" a "b" a následné určení teploty oběhové vody po průchodu dochlazovačem:

$$i_{ov,2} = \frac{\dot{m}_{ov,dk}^a \cdot i_{ov,2}^a + \dot{m}_{ov,dk}^b \cdot i_{ov,1}}{\dot{m}_{ov}} \quad (4.9)$$

$$i_{ov,2} = \frac{64,30 \cdot 353,7 + 155,48 \cdot 294,1}{219,78} = 311,5 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{ov,2} = f(p_{ov}; i_{ov,2}) = 74,17 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.10)$$

Stav oběhové vody před (stav 1) a po (stav 2) průtoku dochlazovačem kondenzátu:

$$\begin{aligned} p_{ov,1} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,1} &= 70 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{ov,1} &= 294,1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_{ov,2} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,2} &= 74,17 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{ov,2} &= 311,5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Po dochlazovači kondenzátu následují tři ohříváky OTV1-3, které pracují s odběrovou parou z turbíny. Jejich výkon byl stanoven tak, aby byl potřebný teplotní spád mezi ně rozdělený rovnoměrně.

$$\Delta t_{OTV1} = \Delta t_{OTV2} = \Delta t_{OTV3} = \frac{\Delta t_{ov} - \Delta t_{dk}}{3} \quad (4.11)$$

$$\Delta t_{OTV1} = \Delta t_{OTV2} = \Delta t_{OTV3} = \frac{70 - 4,17}{3}$$

$$\Delta t_{OTV1} = \Delta t_{OTV2} = \Delta t_{OTV3} \cong 22 \text{ }^\circ\text{C}$$

4.1.1 Návrh potrubí

1. Hlavní přívodní potrubí

Z hlavního potrubí tepelného napaječe o rozměru DN700 budou odděleny potrubní trasy zásobující jednotlivé výměňkové stanice 65 MWt oběhovou vodou. Rozměr tohoto potrubí je stanoven pomocí rovnice kontinuity.

$$d_{ov,65} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{ov,65}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 219,78}{\pi \cdot 2 \cdot 955,27}} = 0,383 \text{ m} \quad (4.12)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota oběhové vody ρ (1,31 MPa, 105 °C) = 955,27 kg/m³

Rychlost oběhové vody v potrubí v = 2 m/s dle doporučení literatury [1]

Nejbližší běžně vyráběný rozměr potrubí k vypočítané hodnotě je rozměr DN400, proto bude zvoleno pro použití přiváděcího potrubí ke stanici 65 MWt. Stejně potrubí bude použito pro oběhovou vodu ke všem parním ohřívákům.

2. Přívodní potrubí k dochlazovači pro proud “a”

Dimenze potrubí pro proud “a” dochlazovače byla zvolena DN200. Při vnějším rozměru 219 mm a tloušťce stěny 6 mm je vnitřní průměr takového potrubí podle literatury [1] 0,207 m.

$$\dot{m}_{ov,dk}^a = \frac{\pi \cdot d_{ov,dk}^a{}^2 \cdot v \cdot \rho}{4} = \frac{\pi \cdot 0,207^2 \cdot 2 \cdot 955,27}{4} = 64,30 \text{ kg/s} \quad (4.13)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota oběhové vody ρ (1,31 MPa, 105 °C) = 955,27 kg/m³

Rychlost oběhové vody v potrubí v = 2 m/s dle doporučení literatury

3. Obtokové potrubí pro proud "b"

Pro proud "b" může být zachováno potrubí DN400 použité pro hlavní proud oběhové vody. Vnitřní průměr potrubí DN400 je podle literatury 0,410 m [1]. Použití tohoto potrubí by znamenalo snížení rychlosti proudění v proudu "b":

$$v_b = \frac{\dot{m}_{ov,dk}^b}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho} = \frac{155,48}{\frac{\pi \cdot 0,410^2}{4} \cdot 955,27} = 1,23 \text{ m/s} \quad (4.14)$$

Rychlost 1,23 m/s je již poměrně malá a ačkoli spadá do rozsahu 1-2 m/s pro vodní potrubí v elektrárnách doporučeného literaturou, jeví se vhodnější použití potrubí menšího průměru, které by zachovalo dostatečné rychlosti i při snížení průtoku [1]. Proto bylo vybráno potrubí DN300, což by vedlo k rychlosti proudění cca 2,1 m/s.

4. Přívodní a odvodní potrubí směsi kondenzátů

Směs kondenzátů bude do dochlazovače přiváděna z výměníku OTV2. Parametrům této směsi 0,210 MPa a 121,82 °C odpovídá hustota 941,63 kg/m³. Opět byla zvolena rychlost proudění 2 m/s.

$$d_{sk,1} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{sk}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 20,28}{\pi \cdot 2 \cdot 941,63}} = 0,117 \text{ m}$$

Vzhledem k vypočítanému průměru 0,117 m bylo zvoleno potrubí DN125 s vnitřním průměrem 125 mm [1]. Stejně potrubí může být použito i pro odvod směsi kondenzátu, jelikož se hustota kapaliny změní jen velmi málo.

4.2 Tepelný výměník OTV1

První parní topný výměník po trase oběhové vody bude vytápěn III. odběrem páry z turbíny s parametry $p_{III} = 0,112 \text{ MPa}$ a $t_{III} = 102,86 \text{ °C}$. Pára bude do výměníku vstupovat ve stavu se suchostí $x_{III} = 99 \%$ a odcházet jako kondenzát bez podchlazení. Vstupní teplota do výměníku OTV1 bude zvýšena díky dochlazovači kondenzátu z teploty vratné vody 70 °C na 74,17 °C. Vzhledem k tomu, že zbývající teplotní spád cca 66 °C byl rozdělený mezi tři topné výměníky rovnoměrně, bude velikost ohřátí oběhové vody v OTV1 přibližně 22 °C.

Uvažované parametry oběhové vody v bodech 2 a 3, tedy na vstupu a výstupu z ohříváku OTV1:

$$\begin{aligned} p_{ov,2} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,2} &= 74,17 \text{ °C} \\ i_{ov,2} &= 311,5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_{ov,3} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,3} &= 96,11 \text{ °C} \\ i_{ov,3} &= 403,6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Výkon výměníku OTV 1:

$$\dot{Q}_{OTV1} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,3} - i_{ov,2}) = 219,78 \cdot (403,64 - 311,52) = 20\,245,5 \text{ kW} \quad (4.15)$$

Bez uvažování ztrátového výkonu výměníku do okolí platí:

$$\dot{Q}_{OTV1} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,3} - i_{ov,2}) = \dot{m}_{III} \cdot (i_{III} - i_{k,III}) \quad (4.16)$$

Hmotnostní průtok páry ze III. odběru se potom stanoví jako:

$$\dot{m}_{III} = \frac{\dot{Q}_{OTV1}}{i_{III} - i_{k,III}} = \frac{20293,2}{2663,8 - 431,16} = 9,07 \text{ kg/s} \quad (4.17)$$

Dosažené entalpie média III. odběru:

$$i_{III} = f(p_{III}; x_{III}) = 2663,8 \text{ kJ/kg} \quad (4.18)$$

$$i_{k,III} = f(p_{III}; x = 0) = 431,2 \text{ kJ/kg} \quad (4.19)$$

4.2.1 Návrh potrubí

1. Přívodní potrubí páry

$$d_{OTV1,in} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{III}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,068}{\pi \cdot 25 \cdot 0,6622}} = 0,835 \text{ m} \quad (4.20)$$

Dosažené hodnoty:

Hustota páry III. odběru:

$$\rho = f(p_{III}; x_{III}) = 0,662 \text{ kg/m}^3 \quad (4.21)$$

Rychlost páry potrubí $v = 25 \text{ m/s}$ dle doporučení literatury [1] pro parní potrubí se sytou parou.

Na základě vypočteného průměru potrubí pro rychlost páry 25 m/s bylo zvoleno potrubí DN800 o vnitřním průměru 810 mm [1].

2. Odvodní potrubí kondenzátu

$$d_{OTV1,out} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{k,III}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,068}{\pi \cdot 2 \cdot 956,29}} = 0,078 \text{ m} \quad (4.22)$$

Dosažené hodnoty:

Hustota kondenzátu z výměníku OTV1:

$$\rho = f(p_{III}; x = 0) = 956,29 \text{ kg/m}^3 \quad (4.23)$$

Rychlost oběhové vody v potrubí $v = 2 \text{ m/s}$

Na základě vypočteného průměru potrubí pro rychlost kondenzátu 2 m/s bylo zvoleno potrubí DN80 o vnitřním průměru 82 mm [1].

4.3 Tepelný výměník OTV2

Do druhého parního topného výměníku bude vstupovat oběhová voda o teplotě $96,11 \text{ }^\circ\text{C}$. Tento výměník bude vytápěn ze IV. odběru turbíny o parametrech $0,210 \text{ MPa}$ a $149,36 \text{ }^\circ\text{C}$, kde médiem je mírně přehřátá pára. Ve výměníku tedy dojde nejprve k ochlazení této přehřáté páry a poté k její kondenzaci při teplotě odpovídající mezi sytosti tlaku v tomto odběru. Tato teplota je z parních tabulek $121,82 \text{ }^\circ\text{C}$. Vzhledem ke zpracovávanému teplotnímu spádu oběhové vody cca $22 \text{ }^\circ\text{C}$ bude výstupní teplota oběhové vody $118,06 \text{ }^\circ\text{C}$.

Uvažované parametry oběhové vody v bodech 3 a 4, tedy na vstupu a výstupu z ohříváku OTV2:

$$\begin{aligned} p_{ov,3} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,3} &= 96,11 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{ov,3} &= 403,6 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_{ov,4} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,4} &= 118,06 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{ov,4} &= 496,3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Výkon výměníku OTV 2:

$$\dot{Q}_{OTV2} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,4} - i_{ov,3}) = 219,78 \cdot (496,32 - 403,64) = 20\,370,4 \text{ kW} \quad (4.24)$$

Bez uvažování ztrátového výkonu výměníku do okolí platí:

$$\dot{Q}_{OTV2} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,4} - i_{ov,3}) = \dot{m}_{IV} \cdot (i_{IV} - i_{k,IV}) \quad (4.25)$$

Hmotnostní průtok páry ze IV. odběru se potom stanoví jako:

$$\dot{m}_{IV} = \frac{\dot{Q}_{OTV2}}{i_{IV} - i_{k,IV}} = \frac{20370,4}{2767 - 511,43} = 9,03 \text{ kg/s} \quad (4.26)$$

Dosažené entalpie média IV. odběru:

$$i_{IV} = f(p_{IV}; t_{IV}) = 2\,767,0 \text{ kJ/kg} \quad (4.27)$$

$$i_{k,IV} = f(p_{IV}; x = 0) = 511,4 \text{ kJ/kg} \quad (4.28)$$

Pára bude vstupovat do výměníku OTV2 v přehřátém stavu. Následně dojde k jejímu ochlazení a kondenzaci na teplotě saturace. Stav saturace odpovídá teplota a entalpie:

$$t_{IV,sat} = f(p_{III}; x = 1) = 121,82 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.29)$$

$$i_{IV,sat} = f(p_{III}; x = 1) = 2\,708,6 \text{ kJ/kg} \quad (4.30)$$

Výkon části výměníku chladiče páry:

$$Q_{OTV2, chp} = m_{IV} \cdot (i_{IV} - i_{IV, sat}) = 9,032 \cdot (2767 - 2708,57) = 527,7 \text{ kW} \quad (4.31)$$

Podíl výkonu na chladiči páry bude poměrně malý, protože pára nebyla výrazně přehřátá. Proto při návrhu výměníku OTV2 není nezbytně nutné vložit do tělesa výměníků část určenou pro ochlazení páry na saturační teplotu, která se vymezuje pomocí plechových přepážek [1].

4.3.1 Návrh potrubí

1. Přívodní potrubí páry

$$d_{OTV2, in} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{IV}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,032}{\pi \cdot 25 \cdot 1,099}} = 0,647 \text{ m} \quad (4.32)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota páry IV. odběru:

$$\rho = f(p_{IV}; t_{IV}) = 1,099 \text{ kg/m}^3 \quad (4.33)$$

Rychlost páry potrubí $v = 25 \text{ m/s}$ dle doporučení literatury pro parní potrubí [1].

Na základě vypočteného průměru potrubí pro rychlost páry 25 m/s bylo zvoleno potrubí DN600 o vnitřním průměru 622 mm [1].

2. Odvodní potrubí kondenzátu

$$d_{OTV2, out} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{k, IV}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,032}{\pi \cdot 2 \cdot 941,63}} = 0,078 \text{ m} \quad (4.34)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota kondenzátu z výměníku OTV2:

$$\rho = f(p_{IV}; t_{IV}) = 941,63 \text{ kg/m}^3 \quad (4.35)$$

Rychlost oběhové vody v potrubí $v = 2 \text{ m/s}$.

Na základě vypočteného průměru potrubí pro rychlost kondenzátu 2 m/s bylo zvoleno potrubí DN80 o vnitřním průměru 82 mm [1].

4.4 Tepelný výměník OTV3

Vstupní teplota do posledního výměníku bude rovna $118,06 \text{ }^\circ\text{C}$. Protože výstupní teplota z výměníkové stanice má dosáhnout $140 \text{ }^\circ\text{C}$, bude teplotní spád na tomto výměníku roven opět $21,94 \text{ }^\circ\text{C}$. Výměník OTV3 bude vytápěn parou z V. odběru turbíny o parametrech $0,484 \text{ MPa}$ a $150,58 \text{ }^\circ\text{C}$. Pára je v mokřém stavu s téměř 14% vlhkosti. Nedohřev v posledním výměníku bude $10,58 \text{ }^\circ\text{C}$ a vystupující oběhová voda bude mít požadovaných $140 \text{ }^\circ\text{C}$.

Uvažované parametry oběhové vody v bodech 4 a 5, tedy na vstupu a výstupu z ohřívačku OTV3:

$$\begin{aligned} p_{ov,4} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,4} &= 118,06 \text{ °C} \\ i_{ov,4} &= 496,3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_{ov,5} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,5} &= 140 \text{ °C} \\ i_{ov,5} &= 589,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Výkon výměníku OTV 3:

$$\dot{Q}_{OTV3} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,5} - i_{ov,4}) = 219,78 \cdot (589,82 - 496,32) = 20\,548,1 \text{ kW} \quad (4.36)$$

Bez uvažování ztrátového výkonu výměníku do okolí platí:

$$\dot{Q}_{OTV3} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,5} - i_{ov,4}) = \dot{m}_V \cdot (i_V - i_{k,V}) \quad (4.37)$$

Hmotnostní průtok páry z V. odběru se potom stanoví jako:

$$\dot{m}_V = \frac{\dot{Q}_{OTV3}}{i_V - i_{k,V}} = \frac{20548,1}{2460,8 - 634,77} = 11,25 \text{ kg/s} \quad (4.38)$$

Dosažené entalpie média V. odběru:

$$i_V = f(p_V; x_V) = 2\,460,8 \text{ kJ/kg} \quad (4.39)$$

$$i_V = f(p_V; x = 0) = 634,8 \text{ kJ/kg} \quad (4.40)$$

4.4.1 Návrh potrubí

1. Přívodní potrubí páry

$$d_{OTV3,in} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_V}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,25}{\pi \cdot 25 \cdot 2,99}} = 0,438 \text{ m} \quad (4.41)$$

Dosažené hodnoty:

Hustota páry V. odběru:

$$\rho = f(p_V; x_V) = 2,99 \text{ kg/m}^3 \quad (4.42)$$

Rychlost páry potrubí $v = 25 \text{ m/s}$ dle doporučení literatury pro parní potrubí [1].

Na základě vypočteného průměru potrubí pro rychlost páry 25 m/s bylo zvoleno potrubí DN400 o vnitřním průměru 418 mm [1].

2. Odvodní potrubí kondenzátu

$$d_{OTV3,out} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{k,V}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11,25}{\pi \cdot 2 \cdot 939,57}} = 0,088 \text{ m} \quad (4.43)$$

Dosazené hodnoty:

$$\rho = f(p_V; x = 0) = 916,46 \text{ kg/m}^3 \quad (4.44)$$

Rychlost oběhové vody v potrubí $v = 2 \text{ m/s}$.

Na základě vypočteného průměru potrubí pro rychlost kondenzátu 2 m/s bylo zvoleno potrubí DN80 o vnitřním průměru 82 mm [1].

4.5 Pokles výroby elektrické energie

Výpočet množství nevyrobené elektrické energie bude v této práci proveden na základě stanovení takového elektrického výkonu, který byl vyroben výše vypočítaným množstvím odběrové páry, kdyby dokončila svou expanzi a předání práce na turbíně. Pro tento výpočet budou použity vypočítané průtoky páry a také účinnosti turbíny. Jedná se o termodynamickou účinnost parní turbíny, mechanickou účinnost celého turbosoustrojí a účinnost generátoru. Hodnoty těchto účinností zvoleny na základě konzultací.

Účinnost NT dílu: 86%

Účinnost VT dílu: 84%

Účinnost soustrojí mechanická: 98%

Účinnost generátoru: 99%

Entalpie páry za turbínou: $2\,275,1 \text{ kJ/kg}$

Ztráta výroby vlivem zvýšení odběru páry z použitých odběrů turbíny:

III. odběr

$$\Delta P_e^{III} = \eta_{NT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \dot{m}_{III} \cdot (i_{III} - i_{tk}) \quad (4.45)$$

$$\Delta P_e^{III} = 0,86 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 9,07 \cdot (2663,8 - 2275,1) = 2\,940,9 \text{ kW}$$

IV. odběr

$$\Delta P_e^{IV} = \eta_{NT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \dot{m}_{IV} \cdot (i_{IV} - i_{tk}) \quad (4.46)$$

$$\Delta P_e^{IV} = 0,86 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 9,03 \cdot (2767 - 2275,1) = 3\,706,8 \text{ kW}$$

V. odběr

$$\Delta P_e^V = \eta_{NT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \dot{m}_V \cdot (i_V - i_{tk}) \quad (4.47)$$

$$\Delta P_e^V = 0,86 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 11,3 \cdot (2460,8 - 2275,1) = 1\,743,6 \text{ kW}$$

Celková ztráta na výrobě elektrické energie jednoho bloku a celé elektrárny při odebíraném tepelném výkonu 260 MWt :

$$\Delta P_e^{VS65} = \Delta P_e^{III} + \Delta P_e^{IV} + \Delta P_e^V = 2940,9 + 3706,8 + 1743,6 = 8\,391,3 \text{ kW} \quad (4.48)$$

$$\Delta P_e^{var1} = 4 \cdot \Delta P_e^{VS65} = 4 \cdot 8391,3 = 33\,565,1 \text{ kW} \quad (4.49)$$

4.6 Shrnutí

Kontrolní součet výkonů výměníků na jednom bloku u varianty 1:

$$\dot{Q}_{65} = \dot{Q}_{dk} + \dot{Q}_{OTV1} + \dot{Q}_{OTV2} + \dot{Q}_{OTV3} \quad (4.50)$$

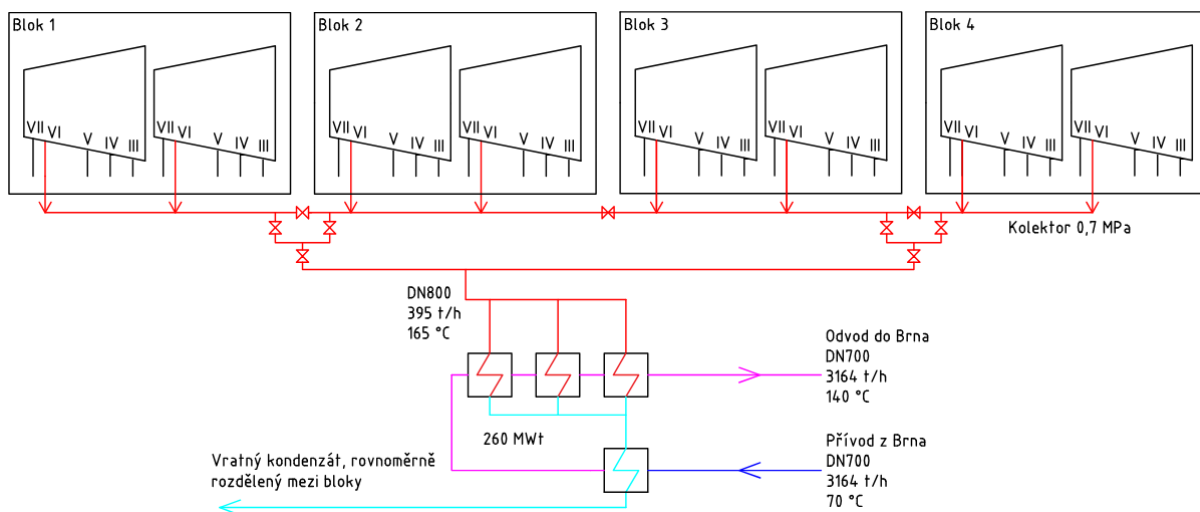
$$\dot{Q}_{65} = 3837,5 + 20245,5 + 20370,4 + 20548,1 = 65\,000 \text{ kWt}$$

5 Varianta 2

Varianta 2 počítá s výstavbou jedné společné výměňkové stanice. Stejně jako ve variantě 1 bude tepelný výkon této výměňkové stanice navýšen na 260 MWt. Tato výměňková stanice bude vytápěna parou z parního kolektoru úrovně 0,7 MPa, který je umístěn na každém bloku. Parní kolektor 0,7 MPa na EDU slouží k napájení zařízení vlastní spotřeby bloků, jsou jím propojeny všechny bloky. Za nominálního provozu je kolektor přes redukční stanice napájen z VI. odběrů parních turbín. Tlak v kolektoru je na úrovni 0,72 MPa, teplota činí 166 °C, což odpovídá stavu syté páry. V případě potřeby je přes stejné redukční stanice možné kolektor 0,7 MPa napájet i ze VII. odběrů turbín, což se děje např. při sníženém výkonu bloku, kdy klesají i parametry páry v jednotlivých odběrech. Pára pro výměňkovou stanici bude odebírána z kolektoru na více místech tak, aby bylo zajištěno napájení stanice z libovolného bloku. Výhodou zapojení vývodu tepla ve variantě 2 je díky tomu možnost udržet maximální výkon i za odstávky.

Pára z kolektoru bude svedena přes společnou sběrnou do jednoho potrubí a následně bude pomocí parního rozdělovače dopravována do jednotlivých výměníků pro ohřev topné vody.

V tomto návrhu je uvažováno se třemi výměníky pro postupný ohřev topné vody ze 70 °C na 140 °C. Kondenzát ze všech třech výměníků bude využit k přehřevu napájecí vody v samostatném výměníku podchlazovače kondenzátu. Poté bude kondenzát vrácen zpět do oběhu. Pro předejití nedostatku nebo hromadění kondenzátu na jednotlivých blocích, bude nutné zajistit rovnoměrné rozdělení kondenzátu na bloky podle aktuálního odběru.



Obr. 5-1 Schéma zapojení varianty 2

Tab. 5-1 Parametry výměňkové stanice varianty 2

Oběhová voda			
Teplota vody na vstupu od výměňkové stanice	t_{in}	70	°C
Teplota vody na výstupu z výměňkové stanice	t_{out}	140	°C
Tlak oběhové vody	p	1,31	MPa
Průtok oběhové vody	\dot{m}_{ov}	676,2 (879,1)	kg/s
Výkon výměňkové stanice	\dot{Q}	200 (260)	MWt

5.1 Dochlazovač kondenzátu

Parametry oběhové vody a kondenzátu jsou shrnuty v tabulce 5-2:

Tab. 5-2 Parametry médií dochlazovače

Oběhová voda			Kondenzát		
t_{in}	70	°C	t_{in}	166,12	°C
t_{out}	79,64	°C	t_{out}	89,64	°C
p	1,31	MPa	p	0,72	MPa
\dot{m}_{ov}	879,09	Kg/s	\dot{m}_k	108,88	Kg/s

Vstupní parametry oběhové vody:

$$\begin{aligned} p_{ov,1} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,1} &= 70 \text{ °C} \\ i_{ov,1} &= 294,1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Kondenzáty ze všech třech parních ohříváků budou mít stejné uvažované parametry, za výměníky budou smíchány a budou pokračovat do dochlazovače kondenzátu. Podobně jako u varianty 1 bylo potřeba určit množství odebírané páry z kolektoru 0,7 MPa. K tomuto výpočtu byl použit iterační výpočet. Po stanovení nedohřevu ve výměníku podchlazovače kondenzátu ve výši 10 °C (dle doporučení literatury [1]) bylo při předpokladu, že množství kondenzátu je stejné jako množství topné páry třeba určit toto množství tak, aby byl dosažen celkový výkon podchlazovače a tří parních topných výměníků ve výši 260 MWt.

Dostupný entalpický spád topné páry na ohřívácích:

$$\Delta i_{OTV} = i_{kol} - i_{k,kol} = 2763,94 - 702,12 = 2061,8 \text{ kJ/kg} \quad (5.1)$$

Dosažené entalpie páry a kondenzátu z kolektoru:

$$i_{kol} = f(p_{kol}; x_{kol}) = 2763,9 \text{ kJ/kg} \quad (5.2)$$

$$i_{k,kol} = f(p_{kol}; x = 0) = 702,1 \text{ kJ/kg} \quad (5.3)$$

Hmotnostní průtok kondenzátu byl stanoven jako:

$$\dot{m}_{k,kol} = 108,88 \text{ kg/s} \quad (5.4)$$

Výkon dochlazovače kondenzátu tak, aby byl nedohřev výše zvolených 10 °C bude následující:

$$\dot{Q}_{dk} = \dot{m}_{k,kol} \cdot (i_{k,kol,1} - i_{k,kol,2}) \quad (5.5)$$

$$\dot{Q}_{dk} = 108,88 \cdot (702,12 - 375,97) = 35510,6 \text{ kW}$$

Dosažené parametry kondenzátu:

$$i_{k,kol,1} = f(p_{kol}; x = 0) = 702,1 \text{ kJ/kg} \quad (5.6)$$

$$t_{k,kol,1} = f(p_{kol}; x = 0) = 166,09 \text{ °C} \quad (5.7)$$

$$t_{k,kol,2} = t_{ov,2} + 10 \text{ } ^\circ\text{C} = 89,64 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.8)$$

$$i_{k,kol,2} = f(p_{kol}; t_{k,kol,2}) = 350,8 \text{ kJ/kg} \quad (5.9)$$

Ohřátí topné vody v dochlazovači podle výkonu předaného kondenzátem:

$$\dot{Q}_{dk} = \dot{m}_{k,kol} \cdot (i_{k,kol,1} - i_{k,kol,2}) = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,2} - i_{ov,1}) \quad (5.10)$$

$$i_{ov,2} = \frac{\dot{Q}_{dk}}{\dot{m}_{ov}} + i_{ov,1} = \frac{35511}{879,12} + 294,06 = 334,5 \text{ kJ/kg} \quad (5.11)$$

$$t_{ov,2} = t_{k,kol,2} - 10 \text{ } ^\circ\text{C} = 79,64 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.12)$$

Parametry oběhové vody za dochlazovačem kondenzátu:

$$\begin{aligned} p_{ov,2} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,2} &= 79,64 \text{ } ^\circ\text{C} \\ i_{ov,2} &= 334,5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

5.1.1 Návrh potrubí

1. Hlavní přívodní potrubí

U varianty 2 bude potrubí oběhové topné vody totožné s potrubím tepelného napaječe, tedy DN700. Protože do všech výměníků bude dopravováno celé množství oběhové vody, bude toto potrubí zachováno pro celou výměňikovou stanici.

2. Přívodní potrubí směsi kondenzátů

Kondenzát ze všech tří výměníků bude smíšen a bude pokračovat do dochlazovače.

$$d_{sk,1} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{sk}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 108,8}{\pi \cdot 2 \cdot 901,41}} = 0,277 \text{ m} \quad (5.13)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota kondenzátu bude:

$$\rho = f(p_{kol}; x = 0) = 901,41 \text{ kg/m}^3 \quad (5.14)$$

Rychlost kondenzátu byla zvolena 2 m/s.

Na základě vypočítaného průměru bylo zvoleno potrubí DN250 o vnitřním průměru 260 mm [1].

3. Odvodní potrubí kondenzátu

Odvodní potrubí směsi kondenzátů bude mít následující rozměr.

$$d_{sk,2} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{sk}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 108,8}{\pi \cdot 2 \cdot 965,84}} = 0,268 \text{ m} \quad (5.15)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota kondenzátu po průchodu dochlazovačem:

$$\rho = f(p_{kol}; t_{k,kol,2}) = 965,84 \text{ kg/m}^3 \quad (5.16)$$

Rychlost kondenzátu byla zvolena 2 m/s.

Změna hustota kapaliny není příliš výrazná, proto bylo zvoleno stejné potrubí jako přívodní, tedy DN250 [1].

5.2 Tepelný výměník OTV1

Zbýlý teplotní spád do 140 °C po průchodu oběhové vody dochlazovačem bude zpracován v parních ohřívacích třístupňově. Protože zbývá ohřát oběhovou vodu o 60,4 °C, připadá na každý výměník přibližně 20,1 °C.

Parametry oběhové vody ve stavu 2 na vstupu do prvního ohříváku:

$$\begin{aligned} p_{ov,2} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,2} &= 79,64 \text{ °C} \\ i_{ov,2} &= 334,5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Výkon výměníku OTV1:

$$Q_{OTV1} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,3} - i_{ov,2}) = 879,12 \cdot (419,00 - 334,46) = 74\,646,5 \text{ kW} \quad (5.17)$$

Bez uvažování ztrátového výkonu výměníku do okolí platí:

$$Q_{OTV1} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,3} - i_{ov,2}) = \dot{m}_{kol} \cdot (i_{kol} - i_{k,kol}) \quad (5.18)$$

Dostupný entalpický spád páry z kolektoru 0,7 MPa:

$$\Delta i_{kol} = i_{kol} - i_{k,kol} = 2763,94 - 702,12 = 2\,061,82 \text{ kJ/kg} \quad (5.19)$$

Hmotnostní průtok páry z kolektoru:

$$\dot{m}_{kol} = \frac{Q_{OTV1}}{\Delta i_{kol}} = \frac{74326,9}{2061,82} = 36,49 \text{ kg/s} \quad (5.20)$$

Výsledné parametry oběhové vody v bodě 3:

$$\begin{aligned} p_{ov,3} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,3} &= 99,8 \text{ °C} \\ i_{ov,3} &= 419,0 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

5.3 Tepelný výměník OTV2

Výkon výměníku OTV2:

$$Q_{OTV2} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,4} - i_{ov,3}) = 879,12 \cdot (504,06 - 419,00) = 74\,774,6 \text{ kW} \quad (5.21)$$

Bez uvažování ztrátového výkonu výměníku do okolí platí:

$$Q_{OTV2} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,4} - i_{ov,3}) = \dot{m}_{kol} \cdot \Delta i_{kol} \quad (5.22)$$

Hmotnostní průtok páry z kolektoru:

$$\dot{m}_{kol} = \frac{\dot{Q}_{OTV2}}{\Delta i_{kol}} = \frac{74774,6}{2061,82} = 36,27 \text{ kg/s} \quad (5.23)$$

Výsledné parametry oběhové vody v bodě 4:

$$\begin{aligned} p_{ov,4} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,4} &= 119,9 \text{ °C} \\ i_{ov,4} &= 504,1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

5.4 Tepelný výměník OTV3

Výkon výměníku OTV3:

$$\dot{Q}_{OTV3} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,5} - i_{ov,4}) = 879,12 \cdot (589,82 - 504,06) = 75\,387,9 \text{ kW} \quad (5.24)$$

Bez uvažování ztrátového výkonu výměníku do okolí platí:

$$\dot{Q}_{OTV3} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,5} - i_{ov,4}) = \dot{m}_{kol} \cdot \Delta i_{kol} \quad (5.25)$$

Hmotnostní průtok páry z kolektoru:

$$\dot{m}_{kol} = \frac{\dot{Q}_{OTV3}}{\Delta i_{kol}} = \frac{75387,9}{2061,82} = 36,56 \text{ kg/s} \quad (5.26)$$

Výsledné parametry oběhové vody v bodě 5:

$$\begin{aligned} p_{ov,5} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,5} &= 140 \text{ °C} \\ i_{ov,5} &= 589,82 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

5.5 Návrh potrubí OTV1-3

Průtoky páry pro výměníky OTV1 až OTV3 vycházejí ve variantě 2 velmi podobné, proto budou i potrubí navržena stejně.

Prívodní potrubí páry před rozdělením

$$d_{p,var2} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{st}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 108,8}{\pi \cdot 25 \cdot 3,77}} = 1,213 \text{ m} \quad (5.27)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota páry z kolektoru 0,7 MPa:

$$\rho = f(p_{kol}; x = 1) = 3,77 \text{ kg/m}^3 \quad (5.28)$$

Rychlost páry byla zvolena 25 m/s.

Prívodní potrubí páry pro topné výměníky bude zvoleno potrubí DN1200 s vnitřním průměrem 1 208 mm [1].

Prívodní potrubí páry do jednotlivých topných výměníků:

$$d_{OTV,var2} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{st}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 36,3}{\pi \cdot 25 \cdot 3,77}} = 0,701 \text{ m} \quad (5.29)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota páry z kolektoru 0,7 MPa:

$$\rho = f(p_{kol}; x = 1) = 3,77 \text{ kg/m}^3 \quad (5.30)$$

Hmotnostní průtok (průměr) 36,3 kg/s.

Rychlost páry byla zvolena 25 m/s.

Prívodní potrubí páry pro topné výměníky bude zvoleno potrubí DN700 s vnitřním průměrem 710 mm [1].

Výstupní potrubí z topných výměníků

$$d_{OTV,var2} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{st}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 36,3}{\pi \cdot 2 \cdot 901,41}} = 0,160 \text{ m} \quad (5.31)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota kondenzátu z výměníků OTV1-3:

$$\rho = f(p_{kol}; x = 0) = 901,41 \text{ kg/m}^3 \quad (5.32)$$

Hmotnostní průtok (průměr) 36,3 kg/s.

Rychlost kondenzátu byla zvolena 2 m/s.

Odvodní potrubí kondenzátu z topných výměníků bude zvoleno DN150 s vnitřním průměrem 150 mm [1].

5.6 Pokles výroby elektrické energie

Účinnost NT dílu: 86 %

Účinnost VT dílu: 84 %

Účinnost soustrojí mechanická: 98 %

Účinnost generátoru: 99 %

Entalpie páry za turbínou: 2275,1 kJ/kg

Ztráta výroby elektrické energie celé elektrárny vlivem zvýšení odběru páry z použitých odběrů turbíny:

$$\Delta P_e^{var2} = \eta_{NT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \dot{m}_{kol} \cdot (i_{VI} - i_{tk}) \quad (5.33)$$

$$\Delta P_e^{var2} = 0,86 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 108,8 \cdot (2\,763,9 - 2\,275,1) = 44\,408,7 \text{ kW}$$

5.7 Shrnutí

Kontrolní součet výkonů všech výměníků varianty 2:

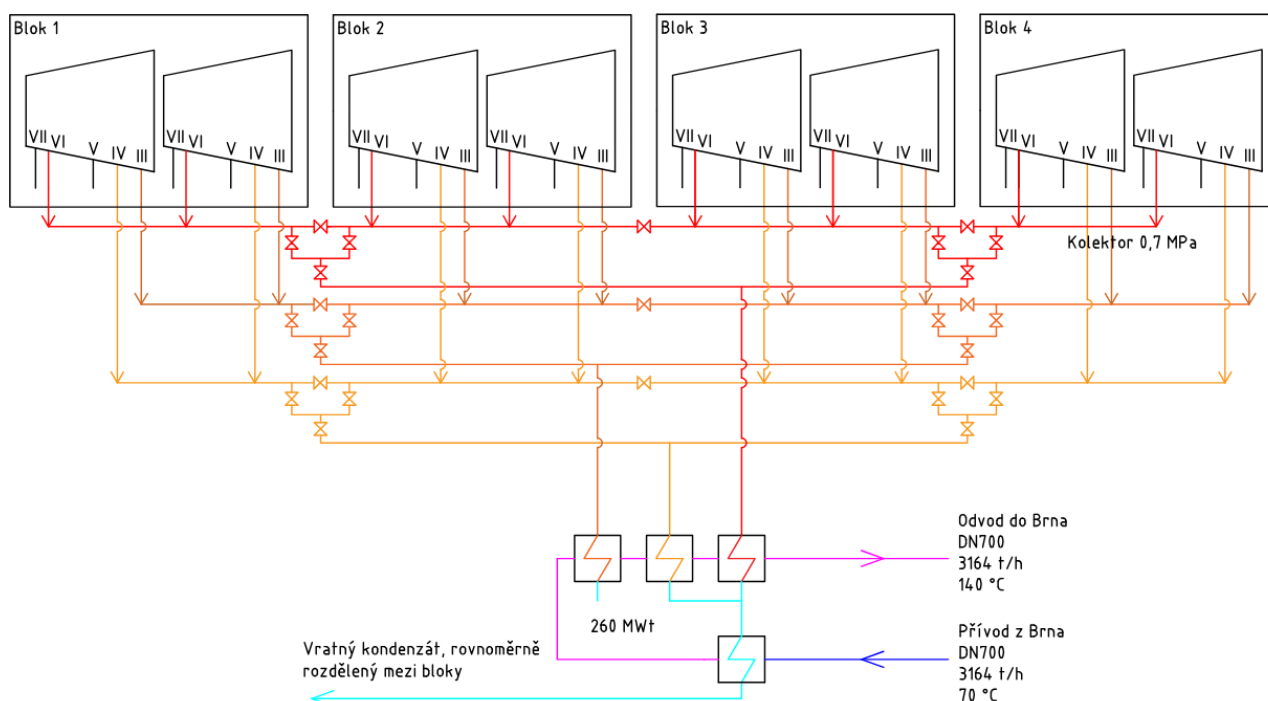
$$\dot{Q}_{260} = \dot{Q}_{dk} + \dot{Q}_{OTV1} + \dot{Q}_{OTV2} + \dot{Q}_{OTV3} \quad (5.34)$$

$$\dot{Q}_{260} = 35\,510,6 + 74\,326,9 + 74\,774,6 + 75\,387,9 = 260\,000 \text{ kWt}$$

6 Varianta 3

Třetí varianta zvažovaná v této práci je kombinací předešlých dvou variant. Výměňiková stanice bude opět jen jedna umístěná v areálu elektrárny mimo strojovnu, stejně jako ve variantě 2. Topná pára nicméně nebude odebírána jen z kolektoru 0,7 MPa, ale také ze dvou nových kolektorů, které by musely být pro tuto variantu zhotoveny. Ty budou napájeny ze III. a IV. odběrů. Dvě nové parní potrubí budou vytápět první dva topné výměníky. Třetí topný výměňik bude napojen na parní potrubí z kolektoru 0,7 MPa. Obdobně jako u varianty 1 bude kondenzát z OTV2 a OTV3 zaveden do podchlazovače kondenzátu, který bude prvním výměňikem na trase oběhové vody a bude zajišťovat přehřev vody s využitím tepla obsaženého v kondenzátu.

Nové potrubí kolektorů bude spojoovat všechny výrobní bloky a bude tak umožňovat dostatečný odběr topné páry pro maximální výkon stanice i za odstávky. Umístěním jedné centrální výměňikové stanice mimo strojovnu bude také zachována možnost potenciálního využití technologie pro nové bloky v lokalitě Dukovany po odstavení stávajících reaktorů.



Obr. 6-1 Schéma zapojení varianty 3

Tab. 6-1 Parametry výměňikové stanice varianty 3

Základní parametry varianty 3			
Teplota vody na vstupu od výměňikové stanice	t_{in}	70	°C
Teplota vody na výstupu z výměňikové stanice	t_{out}	140	°C
Tlak oběhové vody	p	1,31	MPa
Průtok oběhové vody	\dot{m}_{ov}	676,2 (879,1)	kg/s
Výkon výměňikové stanice	\dot{Q}	200 (260)	MWt

6.1 Dochlazovač kondenzátu

Dochlazovač kondenzátu bude stejně jako u předchozích variant navržen jako samostatný výměňik. Bude do něho proudit kondenzát z topných výměňiků OTV2 a OTV3

s tím, že nejprve bude kondenzát z OTV3 kaskádován do prostoru OTV2, kde dojde ke smíšení obou proudů kondenzátů a ten bude jako směs pokračovat do dochlazovače.

Parametry médií vstupujících do dochlazovače jsou shrnuty v tabulce 6-2:

Tab. 6-2 Parametry médií dochlazovače

Oběhová voda			Kondenzát		
t_{in}	70	°C	t_{in}	121,82	°C
t_{out}	75,18	°C	t_{out}	85,18	°C
p	1,31	MPa	p	0,21	MPa
\dot{m}_{ov}	879,12	kg/s	\dot{m}_k	74,83	kg/s

Vstupní parametry oběhové vody:

$$\begin{aligned} p_{ov,1} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,1} &= 70 \text{ °C} \\ i_{ov,1} &= 294,1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Postup tepelného výpočtu byl stejný jako u předchozích variant. Opět bylo potřeba stanovit množství páry odebírané z parních potrubí. K tomu bylo zapotřebí stanovit nedohřev v dochlazovači kondenzátu. Podle doporučení z literatury bylo počítáno s nedohřevem 10 °C [1]. Následně bylo s pomocí iteračního výpočtu stanoveno množství odběrové páry pro všechny tři topné parní výměníky tak, aby bylo dosaženo návrhového výkonu 260 MWt pro celou stanici. Průtok topné páry odpovídá i množství kondenzátu pokračujícího do dochlazovače.

Entalpie kondenzátů:

$$i_{k,III} = f(p_{III}; x = 0) = 431,2 \text{ kJ/kg} \quad (6.1)$$

$$i_{k,IV} = f(p_{IV}; x = 0) = 511,5 \text{ kJ/kg} \quad (6.2)$$

$$i_{k,kol} = f(p_{kol}; x = 0) = 702,1 \text{ kJ/kg} \quad (6.3)$$

Stejně jako v první variantě bude kondenzát z OTV1 zaveden přímo do oběhu sekundárního okruhu bez využití v dochlazovači. Tam bude zaveden kondenzát z OTV2 a OTV3. Po kaskádování kondenzátu z výměníku OTV3 do prostoru druhého topného výměníku dojde k jeho expanzi na odpovídající tlak. Expanze bude uvažována beze změny entalpie.

Parametry kondenzátu z OTV3 po expanzi do OTV2:

$$\begin{aligned} p_{k,kol,ie} &= 0,210 \text{ MPa} \\ t_{k,kol,ie} &= 121,82 \text{ °C} \\ i_{k,kol,ie} &= 702,1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Dále bylo zapotřebí určit hmotností průtoky kondenzátů, aby bylo možné stanovit parametry jejich směsi před vstupem do dochlazovače. To bylo provedeno iteračním výpočtem s dosazením požadovaného výkonu a s volbou nedohřevu jak je popsáno výše.

Z vypočítaných průtoků páry lze již za předpokladu rovnosti průtoků par a kondenzátů stanovit hmotnostní průtok směsi kondenzátů z obou výměníků:

$$\dot{m}_{sk} = \dot{m}_{IV} + \dot{m}_{kol0,7} = \dot{m}_{k,IV} + \dot{m}_{k,kol0,7} = 35,58 + 39,26 = 74,83 \text{ kg/s} \quad (6.4)$$

Entalpie směsi pro stav 1 (před dochlazovačem) byla stanovena následovně:

$$i_{sk,1} = \frac{\dot{m}_{k,IV} \cdot i_{k,IV} + \dot{m}_{k,kol} \cdot i_{k,kol}}{\dot{m}_{sk}} \quad (6.5)$$

$$i_{sk,1} = \frac{35,58 \cdot 511,53 + 39,26 \cdot 702,12}{74,83} = 611,5 \text{ kJ/kg}$$

Parametry směsi kondenzátů pro stav 1:

$$p_{sk,1} = 0,210 \text{ MPa}$$

$$t_{sk,1} = 121,82 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{sk,1} = 611,5 \text{ kJ/kg}$$

Parametry směsi kondenzátů po průchodu výměníkem v bodě 2:

$$p_{sk,2} = 0,210 \text{ MPa}$$

$$t_{sk,2} = 85,18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{sk,2} = 356,8 \text{ kJ/kg}$$

Výkon dochlazovače bude potom:

$$\dot{Q}_{dk} = \dot{m}_{sk} \cdot (i_{sk,1} - i_{sk,2}) = 74,83 \cdot (611,51 - 356,81) = 19\,059,9 \text{ kW} \quad (6.6)$$

Stav oběhové vody před a po průtoku dochlazovačem kondenzátu (stavy 1 a 2):

$$p_{ov,1} = 1,31 \text{ MPa}$$

$$t_{ov,1} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{ov,1} = 294,1 \text{ kJ/kg}$$

$$p_{ov,2} = 1,31 \text{ MPa}$$

$$t_{ov,2} = 75,18 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{ov,2} = 315,7 \text{ kJ/kg}$$

6.1.1 Návrh potrubí

1. Hlavní přívodní potrubí

Potrubí přivádějící oběhovou vodu k výměníkům bude rozměrově totožné s potrubím horkovodu, tedy DN700 [1].

2. Přívodní potrubí směsi kondenzátů

$$d_{sk,1} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{sk}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 74,83}{\pi \cdot 2 \cdot 941,63}} = 0,225 \text{ m} \quad (6.7)$$

Dosazené hodnoty:
Hustota směsi kondenzátů:

$$\rho = f(p_{sk}; x = 0) = 941,63 \text{ kg/m}^3 \quad (6.8)$$

Změna hustoty kondenzátu bude nepříliš velká, volím tedy potrubí DN200 o vnitřním průměru 207 mm pro přívodní i odvodní potrubí kondenzátu [1].

6.2 Tepelný výměník OTV1

Stav oběhové vody na vstupu do ohříváku OTV1:

$$\begin{aligned} p_{ov,2} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,2} &= 75,18 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{ov,2} &= 315,7 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Výkon výměníku OTV1:

$$\dot{Q}_{OTV1} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,3} - i_{ov,2}) = 879,12 \cdot (406,47 - 315,74) = 79\,755,7 \text{ kW} \quad (6.9)$$

Bez uvažování ztrátového výkonu výměníku do okolí platí:

$$\dot{Q}_{OTV1} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,3} - i_{ov,2}) = \dot{m}_{III} \cdot (i_{III} - i_{k,III}) \quad (6.10)$$

Hmotnostní průtok páry:

$$\dot{m}_{III} = \frac{\dot{Q}_{OTV1}}{i_{III} - i_{k,III}} = \frac{79755,7}{2663,8 - 431,2} = 35,72 \text{ kg/s} \quad (6.11)$$

Stav oběhové vody na výstupu z ohříváku OTV1:

$$\begin{aligned} p_{ov,3} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,3} &= 96,79 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{ov,3} &= 497,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

6.2.1 Návrh potrubí

1. Přívodní potrubí páry

$$d_{OTV1,in} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{III}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,72}{\pi \cdot 25 \cdot 0,6622}} = 1,657 \text{ m} \quad (6.12)$$

Dosazené hodnoty:
Hustota páry III. odběru:

$$\rho = f(p_{III}; x_{III}) = 0,662 \text{ kg/m}^3 \quad (6.13)$$

Rychlost páry zvolena 25 m/s.

Bylo zvoleno potrubí DN1600 s vnitřním průměrem 1604 mm [1].

2. Odvodní potrubí kondenzátu

$$d_{OTV1,out} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{k,III}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,72}{\pi \cdot 2 \cdot 956,29}} = 0,154 \text{ m} \quad (6.14)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota kondenzátu odváděného z OTV1:

$$\rho = f(p_{III}; x = 0) = 956,29 \text{ kg/m}^3 \quad (6.15)$$

Rychlost proudění kondenzátu byla zvolena 2 m/s.

Bylo zvoleno potrubí DN150 s vnitřním průměrem 150 mm [1].

6.3 Tepelný výměník OTV2

Parametry oběhové vody v bodě 3, před vstupem do ohříváku OTV2:

$$\begin{aligned} p_{ov,3} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,3} &= 96,79 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{ov,3} &= 497,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Výkon výměníku OTV2:

$$\dot{Q}_{OTV2} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,4} - i_{ov,3}) = 879,12 \cdot (497,75 - 406,47) = 80\,245,9 \text{ kW} \quad (6.16)$$

Bez uvažování ztrátového výkonu výměníku do okolí platí:

$$\dot{Q}_{OTV2} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,4} - i_{ov,3}) = \dot{m}_{IV} \cdot (i_{IV} - i_{k,IV}) \quad (6.17)$$

Hmotnostní průtok páry:

$$\dot{m}_{IV} = \frac{\dot{Q}_{OTV2}}{i_{IV} - i_{k,IV}} = \frac{80245,9}{2767 - 511,53} = 35,58 \text{ kg/s} \quad (6.18)$$

Stav oběhové vody za ohřívákem OTV2:

$$\begin{aligned} p_{ov,4} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,4} &= 118,39 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{ov,4} &= 497,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

6.3.1 Návrh potrubí

1. Přívodní potrubí páry

$$d_{OTV2,in} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{IV}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,58}{\pi \cdot 25 \cdot 1,099}} = 1,287 \text{ m} \quad (6.19)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota páry na přívodu do OTV2:

$$\rho = f(p_{IV}; x = 0) = 1,099 \text{ kg/m}^3 \quad (6.20)$$

Rychlost páry byla zvolena 25 m/s.

Bylo zvoleno potrubí DN1200 o vnitřním průměru 1 208 mm [1].

2. Odvodní potrubí kondenzátu

$$d_{OTV2,out} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{k,IV}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,58}{\pi \cdot 2 \cdot 941,63}} = 0,155 \text{ m} \quad (6.21)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota kondenzátu odcházejícího z OTV2:

$$\rho = f(p_{IV}; x = 0) = 941,63 \text{ kg/m}^3 \quad (6.22)$$

Rychlost kondenzátu byla zvolena 2 m/s.

Bylo zvoleno potrubí DN150 o vnitřním průměru 150 mm [1].

6.4 Tepelný výměník OTV3

Parametry oběhové vody před vstupem do ohříváku OTV3:

$$\begin{aligned} p_{ov,4} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,4} &= 118,39 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{ov,4} &= 497,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

Výkon výměníku OTV3:

$$\dot{Q}_{OTV3} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,5} - i_{ov,4}) = 879,12 \cdot (589,8 - 497,8) = 80\,938,6 \text{ kW} \quad (6.23)$$

Bez uvažování ztrátového výkonu výměníku do okolí platí:

$$\dot{Q}_{OTV3} = \dot{m}_{ov} \cdot (i_{ov,5} - i_{ov,4}) = \dot{m}_{kol} \cdot (i_{kol} - i_{k,kol}) \quad (6.24)$$

Hmotnostní průtok páry z kolektoru 0,7 MPa:

$$\dot{m}_{kol} = \frac{\dot{Q}_{OTV3}}{i_{kol} - i_{k,kol}} = \frac{80938,6}{2763,94 - 702,12} = 39,26 \text{ kg/s} \quad (6.25)$$

Výsledné parametry oběhové vody v bodě 5:

$$\begin{aligned} p_{ov,5} &= 1,31 \text{ MPa} \\ t_{ov,5} &= 140 \text{ }^\circ\text{C} \\ i_{ov,5} &= 589,8 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

6.4.1 Návrh potrubí**1. Přívodní potrubí páry**

$$d_{OTV3,in} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{kol}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 39,26}{\pi \cdot 25 \cdot 3,77}} = 0,695 \text{ m} \quad (6.26)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota páry z kolektoru 0,7 MPa:

$$\rho = f(p_{kol}; x = 1) = 3,77 \text{ kg/m}^3 \quad (6.27)$$

Rychlost páry byla zvolena 25 m/s.

Bylo zvoleno potrubí DN700 o vnitřním průměru 710 mm [1].

2. Odvodní potrubí kondenzátu

$$d_{OTV3,out} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{kol}}{\pi \cdot v \cdot \rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 39,26}{\pi \cdot 2 \cdot 901,41}} = 0,159 \text{ m} \quad (6.28)$$

Dosazené hodnoty:

Hustota kondenzátu z výměníku OTV3:

$$\rho = f(p_{kol}; x = 0) = 901,41 \text{ kg/m}^3 \quad (6.29)$$

Rychlost kondenzátu byla zvolena 2 m/s.

Bylo zvoleno potrubí DN150 o vnitřním průměru 150 mm [1].

6.5 Pokles výroby elektrické energie

Účinnost NT dílu: 86 %

Účinnost VT dílu: 84 %

Účinnost soustrojí mechanická: 98 %

Účinnost generátoru: 99 %

Entalpie páry za turbínou: 2 275,1 kJ/kg

Ztráta výroby vlivem zvýšení odběru páry z turbíny:

III. odběr

$$\Delta P_e^{III} = \eta_{NT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \dot{m}_{III} \cdot (i_{III} - i_{tk}) \quad (6.30)$$

$$\Delta P_e^{III} = 0,86 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 35,72 \cdot (2663,8 - 2275,1) = 11\,585,5 \text{ kW}$$

IV. odběr

$$\Delta P_e^{IV} = \eta_{NT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \dot{m}_{IV} \cdot (i_{IV} - i_{tk}) \quad (6.31)$$

$$\Delta P_e^{IV} = 0,86 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 35,58 \cdot (2767,0 - 2275,1) = 14\,602,3 \text{ kW}$$

Kolektor 0,7 MPa (VI. odběr)

$$\Delta P_e^{kol} = \eta_{NT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot \dot{m}_{kol} \cdot (i_{VI} - i_{tk}) \quad (6.32)$$

$$\Delta P_e^{kol} = 0,86 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 39,23 \cdot (2\,763,9 - 2\,275,1) = 16\,011,3 \text{ kW}$$

Celkový pokles výroby elektrické energie celé elektrárny pro variantu 3 při provozu na maximální návrhový výkon 260 MWt:

$$\Delta P_e^{var3} = \Delta P_e^{III} + \Delta P_e^{IV} + \Delta P_e^{kol} \quad (6.33)$$

$$\Delta P_e^{var3} = 11\,585,5 + 14\,602,3 + 16\,011,3 = 42\,199,1 \text{ kW}$$

6.6 Shrnutí

Kontrolní součet výkonů všech výměníků varianty 3:

$$\dot{Q}_{260} = \dot{Q}_{ak} + \dot{Q}_{OTV1} + \dot{Q}_{OTV2} + \dot{Q}_{OTV3} \quad (6.34)$$

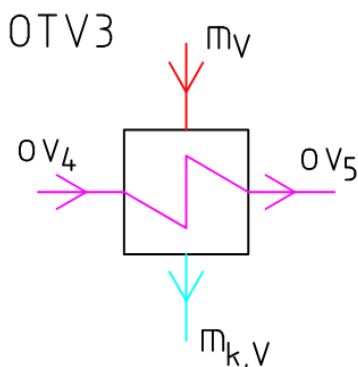
$$\dot{Q}_{260} = 19\,059,9 + 79\,755,7 + 80\,245,9 + 80\,938,6 = 260\,000 \text{ kWt}$$

7 Návrh vybraných tepelných výměníků

V této kapitole bude proveden návrh ohříváků topné vody OTV1 až OTV3 pro variantu 1. Výměníky byly zvoleny typově svazkové s U trubicemi. Protože výpočet bude probíhat pro všechny tři ohříváky stejně, bude rozepsán pouze u OTV3 a další dva budou jen shrnuty do tabulek.

7.1 Topný výměník OTV3

Návrhový výpočet třetího parního topného výměníku varianty 1. Základní vstupní výpočtové parametry jsou shrnuty v tabulce 7-1 níže. Výstupem bude velikost teplosměnné plochy a volba geometrického uspořádání. Výkon tohoto výměníku, průtok a teploty obou médií byly určeny v předchozích kapitolách. Výstupní tlak z výměníkové stanice byl určen v kapitole 9 jako 1,06 MPa. Protože na každý topný výměník bylo počítáno s tlakovou ztrátou 0,1 MPa kvůli návrhu čerpadel, bude tlak před tímto výměníkem uvažován 1,16 MPa. Výkon výměníku byl stanoven v kapitole 4 jako 20 548,1 kW. Byl zvolen svazkový výměník s U trubicemi ve vertikálním provedení. To bylo zvoleno pro výměník varianty 1 především z důvodu úspory místa při umístění výměníkové stanice uvnitř strojovny. Pro následující výpočty byl použit postup uvedený v publikaci Strojní zařízení tepelných centrál [1].



Obr. 7-1 Schéma ohříváku OTV3

Tab. 7-1 Vstupní parametry médií OTV3

Vstupní parametry OTV3			
Strana páry			
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}_v	11,25	kg/s
Teplota páry	t_v	150,58	°C
Suchost páry	x_v	0,865	-
Entalpie páry na vstupu	i_v	2460,8	kJ/kg
Entalpie páry na výstupu	$i_{k,v}$	634,8	kJ/kg
Tlak páry	p_v	0,484	MPa
Strana vody			
Hmotnostní průtok vody	\dot{m}_{ov}	219,78	kg/s
Teplota vody na vstupu	$t_{ov,4}$	118,06	°C
Teplota vody na výstupu	$t_{ov,5}$	140	°C
Tlak vody	p_{ov}	1,16	MPa
Entalpie vody na vstupu	$i_{ov,4}$	496,3	kJ/kg
Entalpie vody na výstupu	$i_{ov,5}$	589,8	kJ/kg

7.1.1 Součinitel přestupu tepla z vnitřní strany trubky Výpočet počtu trubek ve svazku

Střední hodnota teploty oběhové vody:

$$t_{ov, str} = \frac{t_{ov,5} - t_{ov,4}}{2} = \frac{140 - 118,06}{2} = 129,03 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.1)$$

Střední hodnota tlaku oběhové vody:

$$p_{ov, str} = \frac{p_{ov,5} - p_{ov,4}}{2} = \frac{1,16 - 1,06}{2} = 1,11 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

Pro svazek byly zvoleny trubky z nerezové oceli podle DIN EN 1.4541 (materiál X6CrNiTi18-10) [7][30]. Vnější průměr trubek byl zvolen 18 mm s tloušťkou stěny 1 mm. Vhodnost byla ověřena pomocí pevnostního výpočtu. Minimální tloušťka stěny trubky [31]:

$$t_{s, min} = \frac{p_{ov, str} \cdot d_2}{2 \cdot \frac{Rp_{0,2}}{k_b} + p_{ov, str}} = \frac{1,11 \cdot 18}{2 \cdot \frac{190}{1,5} + 1,11} = 0,079 \text{ mm} \quad (7.3)$$

k_b – koeficient bezpečnosti, zvolen 1,5

$Rp_{0,2}$ – smluvní mez kluzu zvoleného materiálu

Tab. 7-2 Vlastnosti nerezové oceli X6CrNiTi8-10 [30]

Smluvní mez kluzu	$Rp_{0,2}$	190	MPa
Tepelná vodivost	λ_{ocel}	15	W/(m·K)

Zvolená tloušťka stěny 1 mm s velkou rezervou vyhovuje při pevnostním výpočtu.

Rychlost proudění vody v trubkách byla zvolena $v = 1,3$ m/s. Hustota odpovídající parametrům oběhové vody je $936,07$ kg/m³. Z rovnice kontinuity je pak možné stanovit průtočný průřez jedné trubky a svazku:

$$\rho_{str} = f(p_{ov, str}; t_{ov, str}) = 936,07 \text{ kg/m}^3 \quad (7.4)$$

$$S_{1tr} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,018^2}{4} = 0,00025 \text{ m}^2 \quad (7.5)$$

$$S_{pp} = \frac{m_v}{v \cdot \rho_{str}} = \frac{219,78}{1,3 \cdot 936,07} = 0,1806 \text{ m}^2 \quad (7.6)$$

Počet trubek se poté spočítá následovně:

$$n_{tr} = \frac{S_{pp}}{S_{1tr}} = \frac{0,18}{0,00025} = 709,7 \cong 710 \text{ ks} \quad (7.7)$$

Protože byl zvolen dvouchodý výměník s U trubicemi, bude celkový počet trubek v průřezu dvojnásobkem počtu trubek v jednom tahu:

$$n_{tr,c} = 2 \cdot n_{tr} = 1\,420 \text{ ks} \quad (7.8)$$

Kvůli zokrouhlení počtu trubek na celá čísla bude skutečný průtočný průřez stanoven jako:

$$S_{pp,sk} = S_{1tr} \cdot n_{tr} = 0,00025 \cdot 710 = 0,1807 \text{ m}^2 \quad (7.9)$$

Skutečná rychlost proudění ohříváné vody bude pak mírně jiná od zvolené:

$$v_{sk} = \frac{m_v}{S_{pp,sk} \cdot \rho_{str}} = \frac{219,78}{0,1807 \cdot 936,07} = 1,2995 \text{ m/s} \quad (7.10)$$

Součinitel tepelné vodivosti, dynamická viskozita a Prandtlovo číslo pro střední teplotu a tlak vody ve výměníku:

$$\lambda_{str} = f(p_{ov,str}; t_{ov,str}) = 0,685 \text{ W/(m} \cdot \text{K)} \quad (7.11)$$

$$\mu_{str} = f(p_{ov,str}; t_{ov,str}) = 0,000215 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (7.12)$$

$$Pr_{str} = f(p_{ov,str}; t_{ov,str}) = 1,336 \quad (7.13)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_{tr} = \frac{v_{sk} \cdot d_1 \cdot \rho_{str}}{\mu_{str}} = \frac{1,2995 \cdot 0,018 \cdot 936,07}{0,000215} = 101\,920,8 \quad (7.14)$$

Korekční součinitel A pro výpočet Nusseltova čísla platný pro nucené proudění uvnitř trubky pro Reynoldsovo číslo v rozsahu 2300 až $1 \cdot 10^6$:

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re_{tr}) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (7.15)$$

$$A = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(101920,8) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,00224$$

Nusseltovo číslo se pak vypočítá podle vzorce:

$$Nu_{tr} = \frac{A \cdot (Re_{tr} - 1000) \cdot Pr_{str}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A} \cdot \left(Pr_{str}^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} \quad (7.16)$$

$$Nu_{tr} = \frac{0,00224 \cdot (101920,8 - 1000) \cdot 1,336}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,00224} \cdot \left(1,336^{\frac{2}{3}} - 1 \right)} = 267,39$$

Nyní je již možné stanovit součinitel přestupu tepla z vnitřní strany trubky:

$$\alpha_{tr} = \frac{Nu_{tr} \cdot \lambda_{str}}{d_1} = \frac{267,39 \cdot 0,685}{0,018} = 10\,179,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (7.17)$$

7.1.2 Součinitel přestupu tepla ze strany mezitrubkového prostoru

Pro stanovení fyzikálních vlastností vody vznikající z kondenzující páry se stanovuje tzv. vztažná teplota t_v , která leží mezi teplotou sytosti kondenzující páry a teplotou stěny. Pro její stanovení je zapotřebí znát teplotu vnější stěny trubky. Ta byla zjištěna pomocí iteračního výpočtu.

$$t_{st,v} = 142,05 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.18)$$

$$t_v = t_p - \frac{3}{8} \cdot (t_p - t_{st,v}) = 150,58 - \frac{3}{8} \cdot (150,58 - 142,05) = 147,38 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.19)$$

Stanovení fyzikálních vlastností a Prandtlova čísla pro další výpočty pro vztažnou teplotu a tlak topné páry:

$$\lambda_{mp} = f(p_p; t_v) = 0,684 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad (7.20)$$

$$\rho_{mp} = f(p_p; t_v) = 919,46 \text{ kg}/\text{m}^3 \quad (7.21)$$

$$\mu_{mp} = f(p_p; t_v) = 0,000186 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (7.22)$$

$$Pr_{mp} = f(p_p; t_v) = 1,170 \quad (7.23)$$

Výpočet kinematické viskozity:

$$\nu_{mp} = \frac{\mu_{mp}}{\rho_{mp}} = \frac{0,000186}{919,46} = 2,023 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad (7.24)$$

Latentní teplo topné páry (teplo předané parou při její kondenzaci):

$$l_p = i_p - i_k = 2460,8 - 634,8 = 1\,826,0 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (7.25)$$

Vzorec pro výpočet kritéria Z , které je dále potřebné pro stanovení Reynoldsova čísla filmu vznikajícího kondenzací na teplosměnných trubkách:

$$Z = \sqrt[3]{\frac{g}{\nu_{mp}^2} \cdot \frac{\lambda_{mp} \cdot (t_p - t_{st,v}) \cdot L}{l_p \cdot \mu_{mp}}} \quad (7.26)$$

Délka svazku trubek L byla při výpočtu zjištěna iterací. Její výsledná hodnota je $L = 3,75 \text{ m}$. Hodnota teplosměnné plochy S_2 bude spočítána dále. Hodnota tíhového zrychlení g byla uvažována $9,81 \text{ m}/\text{s}^2$.

$$L = \frac{S_2}{\pi \cdot d_2 \cdot n_{tr,c}} = 3,75 \text{ m} \quad (7.27)$$

Nyní lze stanovit kritérium Z :

$$Z = \sqrt[3]{\frac{9,81}{(2,023 \cdot 10^{-7})^2}} \cdot \frac{0,684 \cdot (150,58 - 142,05) \cdot 3,75}{1826,0 \cdot 0,000186} = 4\,006,8 \quad (7.28)$$

Proudění filmu kondenzátu stékajícího po trubkách může mít laminární nebo turbulentní charakter. Kritická velikost Reynoldsova čísla filmu je podle literatury $Re_{fkr} = 400$. Nejprve se Reynoldsovo číslo spočítá zjednodušeným vzorcem

$$Re_f = 0,941 \cdot Z^{0,781} = 612,9 \quad (7.29)$$

$$Re_f > Re_{fkr} \quad (7.30)$$

Protože Reynoldsovo číslo vyšlo větší, než je jeho kritická hodnota, je zapotřebí ho přepočítat podle vztahu:

$$Re_f = \left[(89 + 0,024 \cdot \left(\frac{Pr_{mp}}{Pr_{st,v}} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot Pr_{mp}^{\frac{1}{2}} \cdot (Z - 2300) \right]^{\frac{4}{3}} \quad (7.31)$$

Prandtlovo číslo $Pr_{st,v}$ odpovídá teplotě stěny a tlaku páry:

$$Pr_{st,v} = f(p_p; t_{st,v}) = 1,212 \quad (7.32)$$

Reynoldsovo číslo vodního filmu pak je:

$$Re_f = \left[(89 + 0,024 \cdot \left(\frac{1,170}{1,212} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot 1,170^{\frac{1}{2}} \cdot (4006,8 - 2300) \right]^{\frac{4}{3}} = 678,2 \quad (7.33)$$

Se známým Reynoldsovým číslem lze vypočítat součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru podle vztahu:

$$\alpha_{mp} = Re_f \cdot \frac{l_p \cdot \mu_{mp}}{(t_p - t_{st,v}) \cdot L} \quad (7.34)$$

$$\alpha_{mp} = 678,2 \cdot \frac{1826 \cdot 0,000186}{(150,58 - 142,05) \cdot 3,75} = 7196,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

7.1.3 Teplosměnná plocha

Součinitel prostupu tepla k se stanoví ze známých součinitelů prostupu tepla, geometrie a tepelné vodivosti trubek [5]:

$$k_{OTV3} = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \cdot \frac{1}{\alpha_{tr}} + \frac{d_2}{2 \cdot \lambda_{tr}} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) + \frac{1}{\alpha_{mp}}} \quad (7.35)$$

$$k_{OTV3} = \frac{1}{\frac{0,02}{0,018} \cdot \frac{1}{10179,1} + \frac{0,02}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,02}{0,018}\right) + \frac{1}{7196,2}} = 3141,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Logaritmický teplotní spád se vypočítá pomocí vstupních a výstupních teplot zúčastněných médií:

$$\Delta t_{ln} = \frac{(150,58 - 118,06) - (150,58 - 140)}{\ln\left[\frac{(150,58 - 118,06)}{(150,58 - 140)}\right]} = 19,54 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.36)$$

Nyní lze ze součinitele prostupu tepla, logaritmického teplotního spádu a požadovaného výkonu výměníku spočítat jeho teplosměnnou plochu:

$$S_{2,OTV3} = \frac{Q_{OTV3}}{k_{OTV3} \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{20548,1 \cdot 10^3}{3141,1 \cdot 19,54} = 334,8 \text{ m}^2 \quad (7.37)$$

Dále lze vypočítat délka trubek. Ta byla stanovena iteračně, zde je výpočet té poslední:

$$L = \frac{S_2}{\pi \cdot d_2 \cdot n_{tr,c}} = \frac{334,8}{\pi \cdot 0,02 \cdot 1420} = 3,75 \text{ m} \quad (7.38)$$

Vnitřní plocha svazku trubek je pak:

$$S_{1,OTV3} = \pi \cdot d_1 \cdot L \cdot n_{tr,c} = \pi \cdot 0,018 \cdot 3,75 \cdot 1420 = 301,3 \text{ m}^2 \quad (7.39)$$

Při volbě trojúhelníkového uspořádání trubek ve svazku (30°) se plocha trubkovnice spočítá:

$$S_{tr} = \frac{n_{tr,c} \cdot 0,866 \cdot s^2}{\eta_{tr}} = \frac{1420 \cdot 0,866 \cdot 0,026^2}{0,5} = 1,66 \text{ m}^2 \quad (7.40)$$

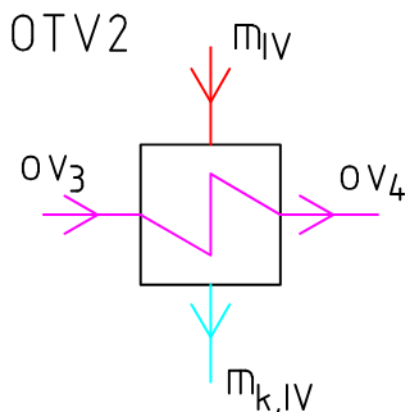
Konstanta 0,866 zohledňuje plochu, kterou si v trubkovnici vyžádá jedna trubka, pokud bylo zvoleno uspořádání do trojúhelníku [2]. Podíl plochy trubkovnice zaplněné trubkami η_{tr} byl odhadnut na 50 % podle literatury [2]. Rozteč trubek byla zvolena $s = 0,026 \text{ m}$ podle [2].

Průměr trubkovnice se pak stanoví:

$$D_{tr} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{tr}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,66}{\pi}} = 1,45 \text{ m} \quad (7.41)$$

7.2 Topný výměník OTV2

Výpočet výměníku OTV2 bude shrnut v následujících tabulkách. Počet trubek vypočítaný pro OTV3 zůstane zachován. Zjednoduší se tím návrh i následná výroba, protože trubky budou použity stejné a stejný zůstane i jejich počet a rozložení v trubkovnici. Přizpůsobení výměníku pro jiné parametry páry tak bude délkou svazku.



Obr. 7-2 Schéma ohříváku OTV2

Tab. 7-3 Vstupní parametry médií OTV2

Vstupní parametry OTV2			
Strana páry			
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}_{IV}	9,03	kg/s
Teplota kondenzující páry	t_{IV}	121,82	°C
Suchost páry	x_{IV}	1	-
Entalpie páry na vstupu	i_{IV}	2767,0	kJ/kg
Entalpie páry na výstupu	$i_{k,IV}$	511,5	kJ/kg
Tlak páry	p_{IV}	0,210	MPa
Strana vody			
Hmotnostní průtok vody	\dot{m}_{ov}	219,78	kg/s
Teplota vody na vstupu	$t_{ov,3}$	96,11	°C
Teplota vody na výstupu	$t_{ov,4}$	118,06	°C
Tlak vody	p_{ov}	1,21	MPa
Entalpie vody na vstupu	$i_{ov,3}$	403,6	kJ/kg
Entalpie vody na výstupu	$i_{ov,4}$	496,3	kJ/kg

Výpočet součinitele přestupu tepla z vnitřní strany trubky

Tab. 7-4 Vypočítané hodnoty veličin pro stanovení součinitele přestupu tepla z vnitřní strany trubky ohříváku OTV2

$t_{ov,str}$	107,08	°C	μ_{str}	0,00026	Pa·s
$p_{ov,str}$	1,21	MPa	Pr_{str}	1,627	-
ρ_{str}	953,67	kg/m ³	Re_{tr}	83454	-
n_{tr}	710	ks	A	0,00233	-
počet chodů	2	-	Nu_{tr}	253,6	-
λ_{str}	0,681	W/(m·K)	α_{tr}	9594	W/(m ² ·K)

Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany mezitrubkového prostoru

Tab. 7-5 Vypočítané hodnoty veličin pro stanovení součinitele přestupu tepla ze strany mezitrubkového prostoru ohříváku OTV2

$t_{st,v}$	116,75	°C	Pr_{mp}	1,44	-
t_v	119,92	°C	v_{mp}	$2,46 \cdot 10^{-07}$	m ² /s
λ_{str}	0,684	W/(m·K)	l_p	2255,5	kJ/kg
ρ_{str}	943,2	kg/m ³	Z	2459,8	-
μ_{str}	0,000232	Pa·s	R_{ef}	424,8	-
			α_{mp}	6433,7	W/(m ² ·K)

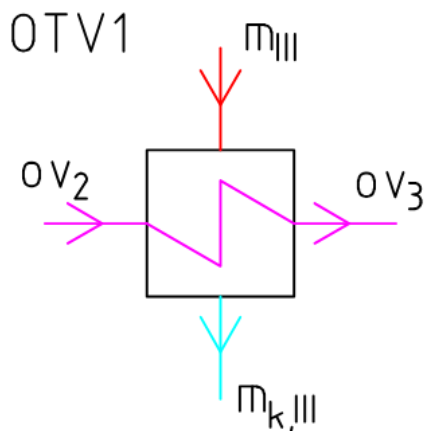
Výpočet součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy

Tab. 7-6 Vypočítané hodnoty součinitele prostupu tepla, logaritmického teplotního spádu, teplosměnné plochy a základních rozměrů ohříváku OTV2

k_{OTV2}	2928,4	W/(m ² ·K)	L	6,8	m
Δt_{ln}	11,4	°C	D_{tr}	1,45	m
$S_{2,OTV2}$	609	m ²	P_{OV1}	20370,4	kW

7.3 Topný výměník OTV1

Také výpočet prvního parního ohříváku bude shrnut v následujících tabulkách. Počet trubek zůstává zachován stejně jako u druhého topného výměníku.



Obr. 7-3 Schéma ohříváku OTV1

Tab. 7-7 Vstupní parametry médií OTV1

Vstupní parametry OTV1			
Strana páry			
Hmotnostní průtok páry	\dot{m}_{III}	9,07	kg/s
Teplota páry	t_{III}	102,86	°C
Suchost páry	x_{III}	0,99	-
Entalpie páry na vstupu	i_{III}	2663,8	kJ/kg
Entalpie páry na výstupu	$i_{k,III}$	431,2	kJ/kg
Tlak páry	p_{III}	0,112	MPa

Strana vody			
Hmotnostní průtok vody	\dot{m}_{ov}	219,78	kg/s
Teplota vody na vstupu	$t_{ov,2}$	74,17	°C
Teplota vody na výstupu	$t_{ov,3}$	96,11	°C
Tlak vody	p_{ov}	1,31	MPa
Entalpie vody na vstupu	$i_{ov,2}$	311,5	kJ/kg
Entalpie vody na výstupu	$i_{ov,3}$	403,6	kJ/kg

Výpočet součinitele přestupu tepla z vnitřní strany trubky

Tab. 7-8 Vypočítané hodnoty veličin pro stanovení součinitele přestupu tepla z vnitřní strany trubky ohříváku OTV1

$t_{ov,str}$	85,14	°C	μ_{str}	0,00033	Pa·s
$p_{ov,str}$	1,31	MPa	Pr_{str}	2,08	-
ρ_{str}	969,1	kg/m ³	Re_{tr}	65732,4	-
n_{tr}	710	ks	A	0,0025	-
počet chodů	2	-	Nu_{tr}	237,4	-
λ_{str}	0,671	W/(m·K)	α_{tr}	8849,1	W/(m ² ·K)

Výpočet součinitele přestupu tepla ze strany mezitrubkového prostoru

Tab. 7-9 Vypočítané hodnoty veličin pro stanovení součinitele přestupu tepla ze strany mezitrubkového prostoru ohříváku OTV1

$t_{st,v}$	95,63	°C	Pr_{mp}	1,75	-
t_v	100,15	°C	v_{mp}	$2,94 \cdot 10^{-07}$	m ² /s
λ_{str}	0,678	W/(m·K)	lp	2232,6	kJ/kg
ρ_{str}	958,3	kg/m ³	Z	2111,1	-
μ_{str}	0,00028	Pa·s	Ref	362,5	-
			α_{mp}	5640,8	W/(m ² ·K)

Výpočet součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy

Tab. 7-10 Vypočítané hodnoty součinitele prostupu tepla, logaritmického teplotního spádu, teplosměnné plochy a základních rozměrů ohříváku OTV1

k_{OTV2}	2680,4	W/(m ² ·K)	L	5,5	m
Δt_{ln}	15,16	°C	D_{tr}	1,45	m
$S_{2,OTV1}$	498,2	m ²	P_{ov1}	20 245,5	kW

8 Shrnutí a porovnání variant

V této kapitole budou shrnuty některé parametry představených variant, které budou na základě těchto parametrů porovnány.

8.1 Varianta 1

Varianta 1 je provedena jako čtyři samostatné výměňkové stanice o výkonu 4x65 MWt, mezi které se rozdělí vratná oběhová voda a po ohřátí v těchto stanicích se opět spojí v jeden proud a pokračuje do přírodního potrubí tepelného napaječe.

Jednou z hlavních výhod této varianty je dosažení nejmenší ztráty na výrobě elektrické energie z navržených variant a to 33 565,1 kWe. Z tohoto důvodu byla také tato varianta zvolena pro návrhový výpočet výměníků.

Další výhodou této varianty je to, že v případě odstávky jednoho bloku bude i nadále k dispozici 195 kWt. Protože případná porucha či oprava nebo čištění jednoho z výměníků by neznamenal ztrátu celého výkonu ale jen jedné ze čtyř výměňkových stanic, nemusely by být instalovány rezervní výměníky. Také odpadá nutnost řízeného přerozdělování kondenzátu mezi bloky, protože kondenzát bude vrácen přímo z oběhu, kde byl ve formě páry odebírán. Také odpadá nutnost budování potrubí pro dopravu páry a kondenzátu mezi výměňkovou stanicí umístěnou mimo strojovnu, jak tomu je u dalších variant.

Nevýhodou oproti dalším variantám, které mají výměňkovou stanicí umístěnou mimo strojovnu, je především větší stavební zásah do strojoven. Umístění topných výměníků na strojovnu bude vyžadovat vybudování podpůrných konstrukcí pro výměníky, napojení na odběry páry atd. Také dojde k zabránění dalšího místa na strojovně. Jistou výhodou naopak je zázemí ve formě jeřábů.

8.2 Varianta 2

Ve variantě 2 bylo počítáno s jednou centrální výměňkovou stanicí umístěnou mimo budovu strojovny. Ta se bude skládat ze tří topných výměníků vytápěných z parního kolektoru 0,7 MPa který slouží k rozvodu páry pro technologické účely.

Výhodou této varianty je umístění výměníků mimo strojovnu, a tak menší stavební zásah a zábor místa uvnitř. Určitý stavební zásah do strojoven bude i tak nutný pro vybudování potřebných potrubních tras pro páru i kondenzát, armatur a nosných konstrukcí. Také je otázkou, zda je současný kolektor dostatečně dimenzovaný na zvýšené proudění páry. Pokud ne, muselo by součástí této varianty být i jeho případná výměna.

Ztráta na výrobě elektrické energie u varianty 2 vychází nejvyšší z představených variant. Při maximálním výkonu 260 MWt poklesne výroba elektrické energie o 44 408,7 kWe. To je zapříčiněno odběrem páry z VI. odběrů turbín, kde je pára o vyšších parametrech.

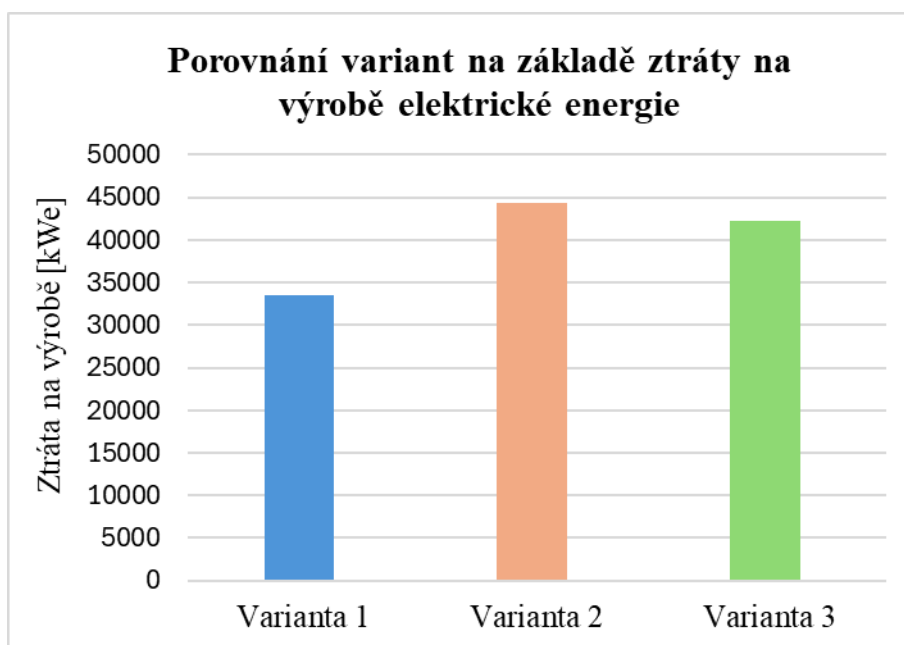
Provoz této varianty by byl složitější z hlediska měření a regulace, z důvodu nutnosti přerozdělování kondenzátu mezi jednotlivé bloky na základě měřených průtoků odběrů z každého bloku. Protože by odstavení jednoho výměníku znamenalo ztrátu celé stanice, bylo by žádoucí instalovat i rezervní výměníky, které by dokázaly odstavené zařízení nahradit a zabránit tak nedostatkům dodaného tepla především v zimních měsících.

8.3 Varianta 3

Poslední varianta je určitou kombinací prvních dvou variant. Stejně jako u varianty 2 je zde navrženo použití jedné centrální výměňkové stanice mimo strojovnu. Na rozdíl od varianty 2, kde jsou všechny topné výměníky vytápěny jednou parou, varianta 3 počítá se třemi různými úrovněmi, pro každý topný výměník bude použita pára o jiných parametrech. Pára z parního kolektoru 0,7 MPa bude využita jen pro poslední topný výměník, první dva budou napájeny z nižších odběrů.

Zábor místa na strojovnách by tak byl podobný jako u varianty 2. Byla by zde ale nutnost vybudovat další dva parní kolektory, napájené ze III. a IV. odběru turbín, což by znamenalo poměrně rozsáhlé úpravy, vybudování závěsů a dalších konstrukčních úprav. Tato varianta je stejně jako předchozí náročnější na systém měření a regulace pro přerozdělování kondenzátu mezi jednotlivé bloky.

Výhodou je mírně snížená ztráta na výrobě elektrické energie oproti variantě 2. při provozu na maximální navrhovaný výkon by ztráta dosahovala 42 199,1 kWe, tedy o cca 2 MWe méně než u druhé varianty, nicméně stále poměrně výrazně více než u varianty 1.



Obr. 8-1 Grafické porovnání zvažovaných variant na základě ztráty na výrobě elektrické energie při jejich provozu na 260 MWt

9 Návrh tepelného napaječe

Horká voda bude do Brna – Bosonoh dopravována tepelným napaječem o délce cca 41 km. V Bosonohách budou navazovat trasy městských rozvodů. Přibližná předpokládaná trasa horkovodu včetně čerpacích stanic je na obrázku 9-1 [14]. Návrh počítá s diametrem napaječe DN 700.



Obr. 9-1 Přibližná trasa horkovodu z JE Dukovany do Brna [14]

Protože se s výstavbou plánovalo už od 80. let, trasa tepelného napaječe je (částečně) vynesena v územně plánovací dokumentaci kraje Vysočina a Jihomoravského kraje a v územním plánu města Brna [14]. Trasa tepelného napaječe má vést přes dvě čerpací stanice (Dobřínsko a Oslavany). Tlaková úroveň systému tepelného napaječe má být PN25 [14]. Tlak saturace pro vodu o teplotě 140 °C je 0,3615 MPa. Pod tuto hodnotu nesmí na žádném místě v horkovodu klesnout tlak, jinak by došlo k varu v přenášeném médiu. Nejvyšší pracovní přetlak potrubí horkovodu bude navržen na 2,5 MPa podle jmenovitého tlaku PN25 a toho, že tepelný napaječ bude pracovat v pracovním stupni I, který je podle literatury do 200 °C [1].

9.1 Výpočet tlakových ztrát potrubí

Množství přepravované vody je 880,16 kg/s při 260 MWt, při nominálním návrhovém provozu na 200 MWt pak 677,05 kg/s.

Návrh počítá s dimenzí potrubí DN700. Potrubí DN700 je například součástí nabídky firmy Fintherm v řadě Standard, která je dodávána jako předizolované potrubí vyrobené z ocelové trubky izolované vrstvou tvrdé polyuretanové pěny, která je krytá pláštěm z polyethylenu [12]. Konkrétní rozměry ocelové bezešvé trubky jsou 711x8 mm [12]. Vnitřní průměr potrubí by tedy byl 695 mm, s tloušťkou stěny 8 mm [1]. Potrubí je určeno pro maximální pracovní přetlak 2,5 MPa při teplotě do 150 °C [12]. Vhodnost volby takového rozměru lze ověřit vypočítáním střední rychlosti proudění a porovnání této rychlosti s doporučením pro potrubní systémy. Hodnota hustoty vody byla uvažována při středních parametrech oběhové vody 1,55 MPa a 105 °C.

Pro nominální výkon:

$$v_{st} = \frac{\dot{m}_v}{S \cdot \rho} = \frac{\dot{m}_v}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \rho} = \frac{677,05}{\frac{\pi \cdot 0,695^2}{4} \cdot 955,39} = 1,87 \text{ m/s} \quad (9.1)$$

Pro maximální výkon:

$$v_{st} = \frac{\dot{m}_v}{S \cdot \rho} = \frac{\dot{m}_v}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \rho} = \frac{880,16}{\frac{\pi \cdot 0,695^2}{4} \cdot 955,39} = 2,43 \text{ m/s} \quad (9.2)$$

Doporučené rychlosti vody v potrubí jsou podle literatury [1] v rozsahu od 1 do 3 m/s, tudíž lze říct, že potrubí DN700 je pro tento účel vhodnou volbou.

Další výpočty budou uvažovat s provozem tepelného napaječe na nominálním výkonu 200 MWt. Výpočet tlakové ztráty bude proveden pro střední parametry vody, tedy pro teplotu 105 °C a předpokládaný střední tlak 1,55 MPa.

Tab. 9-1 Vlastnosti vody při uvedených parametrech a vlastnosti trubky

Fyzikální vlastnosti vody při 105 °C a 1,55 MPa			
hustota	ρ	955,39	kg/m ³
Dynamická viskozita	μ	0,000268	Pa·s
Vlastnosti zvolené trubky			
Vnitřní průměr trubky	d_1	0,695	m
Drsnost stěny	k_{tr}	0,2	mm

9.1.1 Ztráta v přímém potrubí konstantního průřezu

Nejprve je třeba určit součinitel tření v trubce λ :

$$\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (9.3)$$

$$\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{6009786} \right)^{12} + \frac{1}{(6,62 \cdot 10^{21} + 5,65 \cdot 10^{-36})^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,015 \text{ (-)}$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{v_{st} \cdot d_1 \cdot \rho}{\mu} = \frac{2,423 \cdot 0,695 \cdot 955,39}{0,000268} = 6\,009\,786 \text{ (-)} \quad (9.4)$$

Výpočet koeficientů A a B:

$$A = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \varepsilon} \right] \right\}^{16} \quad (9.5)$$

$$A = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{6009786} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,000288} \right] \right\}^{16} = 6,62 \cdot 10^{21} (-)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (9.6)$$

$$B = \left(\frac{37530}{6009786} \right)^{16} = 5,35 \cdot 10^{-36} (-)$$

Stanovení poměrné drsnosti trubek ε :

$$\varepsilon = \frac{k_{tr}}{d_1} = \frac{0,2 \cdot 10^{-3}}{0,695} = 0,000288 (-) \quad (9.7)$$

Absolutní součinitel drsnosti vnitřní stěny trubky k_{tr} byl zvolen dle literatury [1] jako 0,2 mm. Tato hodnota je uvedena pro dálkové teplovody pracující s dostatečně upravenou teplotnosnou vodou.

Měrná tlaková ztráta na 1 m přímého potrubí se spočítá následovně:

$$\Delta p_{zd,nom} = \lambda \cdot \frac{1}{d_1} \cdot \frac{v_{st}^2}{2} \cdot \rho = 0,015 \cdot \frac{1}{0,695} \cdot \frac{1,87^2}{2} \cdot 955,39 = 35,95 \text{ Pa} \quad (9.8)$$

Pro výkon 260 MWt pak ztráta místními odpory vychází s použitím stejného výpočtu:

$$\Delta p_{zd,max} = 60,57 \text{ Pa} \quad (9.9)$$

9.1.2 Ztráta místními odpory

U výpočtu tlakových ztrát potrubí je zapotřebí vzít v potaz i vliv místních tlakových ztrát. Jedná se o tlakové ztráty na vřazených odporech, jako jsou tvarové kusy, ventily, klapky, kompenzátory teplotní roztažnosti a další. Každý takový prvek v potrubní trase lze vyjádřit pomocí ztrátových součinitelů místních ztrát, které se určují obvykle empiricky a lze je najít v katalogu výrobce nebo jiné literatuře. Při výpočtu celkové tlakové ztráty se obvykle místní odpory zahrnují pomocí tzv. rovnocenné délky. Tato metoda spočívá ve vyjádření délky potrubí s již spočítaným součinitelem tření, která by měla stejnou tlakovou ztrátu jako tyto místní odpory [1].

V případě krátkých potrubních systémů je nutné ztráty místními odpory počítat přesně. S narůstající délkou potrubí pak hrají poměrně stále větší roli ztráty způsobené třením. Vliv místních ztrát lze také výrazně snížit snížením počtu kompenzátorů tvaru L Z a U po trase, čehož lze docílit montáží s předeřevem potrubí při montáži. Místní odpory se buďto neuvažují, nebo se započítají pomocí voleného součinitele. Vzhledem k tomu, že drsnost stěny potrubí k_{tr} byla volena pro dálkové potrubí konzervativně a lze předpokládat, že ztráty třením budou u takto dlouhého potrubí mnohem výraznější než ztráty místními odpory, budou tyto ztráty pro potřeby výpočtu zanedbány [1].

- V místě předávací stanice musí být zajištěn dostatečný tlakový spád mezi přívodní a vratnou větví horkovodu [4].
- V žádném místě nesmí poklesnout tlak v potrubí pod tlak sytosti podle teploty média v daném místě [4].
- Nesmí dojít k podtlaku, který by mohl mít za následek přerušování cirkulace v potrubí vlivem nasátí vzduchu netěsnostmi v potrubí [4].

Aby byly zajištěny tlakové poměry v síti, volí se ve tlakovém diagramu neutrální bod. Jde o místo, kde je zajištěna konstantní velikost tlaku za všech provozních podmínek a okolností. Za tímto účelem se tepelný napaječ vybavuje technickým zařízením, které udržení konstantního tlaku umožňuje. Nejčastěji se využívají dvě možnosti [4]:

- **Expanzní nádrž.** Ta se nejčastěji zapojuje na vratnou větev před oběhová čerpadla a tlak v ní lze udržovat vhodnou parou ze zdroje tepla, nebo kompresorem a vzduchovým polštářem. Toto provedení je poměrně jednoduché a spolehlivé a také umožňuje vyrovnání objemu vody v tepelném napaječi při najíždění, odstavování nebo při změně výkonu, kdy dochází ke změně teploty a měrného objemu vody. Použití expanzní nádrže je vhodné pro kratší tepelné sítě s malým převýšením [4].
- **Doplňovací čerpadla.** Řešení s doplňovacími čerpadly má neutrální bod v potrubí spojující sání a výtlak oběhových čerpadel, mezi dvojicí regulačních ventilů. Jejich nastavováním lze posouvat neutrální bod mezi tlaky na sání a výtlaku čerpadla. Regulační zařízení poté pomocí dvou ventilů reguluje tlak v neutrálním bodu řízením přívodu nebo odpouštěním vody do napaječe [4].

Na základě tlakového diagramu byl neutrální bod stanoven v pomocné čerpadlové stanici v Bosonohách. Úroveň tlaku v neutrálním bodě odpovídá tzv. hladina konstantního statického tlaku. Ta byla v diagramu určena na úrovni 455 m.n.m. Při nadmořské výšce 250 m.n.m pak přetlak v potrubí odpovídá 2,05 MPa. Od této hodnoty budou vycházet návrhy čerpadel po trase napaječe.

Pozn.: v tlakovém diagramu je použita na místo tlaku ekvivalentní nadmořská výška s tím, že je použit zjednodušený výpočet, uvažující s rozdílem 0,1 MPa na každých 10 m výšky vodního sloupce.

9.2.1 Stanice oběhových čerpadel Dukovany

Na větví vratné vody horkovodu bude umístěna stanice oběhových čerpadel (SOČ). Jejím účelem bude překonat tlakovou ztrátu topných výměníků a dopravit ohřátou oběhovou vodu do přívodního potrubí. V objektu SOČ budou umístěna oběhová čerpadla, doplňovací čerpadla, zařízení pro tepelné a chemické odplynění topné vody a uskladňovací nádrže. Ty budou sloužit pro případ potřeby vypuštění úseku tepelného napaječe. V těchto nádržích může být také trvale umístěna určitá zásoba vody pro případ potřeby havarijního doplňování tepelného napaječe. Oběhová čerpadla budou umístěna tři, která budou pracovat v režimu 2+1, tedy dvě pracovní a jedno v rezervě. Doplňovací čerpadla jsou uvažována ve dvojici. Doplňovaná voda bude odplyněna v nádrži s termickým odplyňovačem. Zdrojem tepla pro termické odplynění může být ohřátá topná voda. Po průchodu stanicí oběhových čerpadel bude voda pokračovat k jednotlivým výměňikovými stanicím, které budou umístěny na strojovnách bloků.

Délka potrubí mezi PČS Oslavany a objektem výměňikové stanice v JE Dukovany:

$$l_{JAM-EDU} = 10830 - 0 = 10\,830\text{ m} \quad (9.11)$$

Tlaková ztráta způsobená třením:

$$\Delta p_{EDU2d} = \Delta p_{zd} \cdot l_{JAM-EDU} = 35,95 \cdot 10830 = 389,4\text{ kPa} \quad (9.12)$$

Rozdíl tlaků způsobený změnou geodetické výšky:

$$\Delta p_{EDU2h} = g \cdot \rho \cdot (386 - 350) = 337,4\text{ kPa} \quad (9.13)$$

Kromě překonání změny geodetické výšky a tlakových ztrát v potrubí způsobených třením bude čerpadlová soustava v EDU překonávat i tlakovou ztrátu výměňkové stanice.

$$\Delta p_{vs} = 500\text{ kPa} \quad (9.14)$$

Celková tlaková ztráta na trase vratného potrubí z Jamolic do EDU:

$$\Delta p_{EDU2} = \Delta p_{EDU2d} + \Delta p_{EDU2h} + \Delta p_{vs} \quad (9.15)$$

$$\Delta p_{EDU2} = 389,4 + 337,4 + 500,0 = 1\,226,8\text{ kPa}$$

Tlak vratné vody před stanicí oběhových čerpadel v EDU:

$$p_{EDU2} = p_{JAM22} - \Delta p_{EDU2} = 1\,687,9 - 1\,226,8 = 461,1\text{ kPa} \quad (9.16)$$

Navrhované zvýšení tlaku čerpadly SOČ EDU a tlak na začátku přívodního potrubí za výměňkovou stanicí:

$$\Delta p_{\check{c},EDU} = 598,9\text{ kPa} \quad (9.17)$$

$$p_{EDU1} = p_{EDU2} + \Delta p_{\check{c},EDU} = 461,1 + 598,9 = 1\,060,0\text{ kPa} \quad (9.18)$$

Výpočet potřebného výkonu čerpadel

$$P_{\check{c},EDU} = \dot{m}_{nom} \cdot \frac{\Delta p_{\check{c},EDU}}{\eta_{\check{c}} \cdot \rho} = 676,2 \cdot \frac{598,9}{0,75 \cdot 955,39} = 565,2\text{ kW} \quad (9.19)$$

9.2.2 PČS Jamolice

V PČS Jamolice se počítá s čerpadly pouze na vratné větvi. Díky sestupné tendenci terénu ze směru z Dukovan na Brno nejsou na tomto místě čerpadla na přívodním potrubí potřebná.

Délka potrubí mezi PČS Oslavany a PČS Jamolice:

$$l_{OSL-JAM} = 22\,270 - 10\,830 = 11\,440\text{ m} \quad (9.20)$$

Tlaková ztráta způsobená třením:

$$\Delta p_{JAM2d} = \Delta p_{zd} \cdot l_{OSL-JAM} = 35,95 \cdot 11\,440 = 411,3\text{ kPa} \quad (9.21)$$

Rozdíl tlaků způsobený změnou geodetické výšky:

$$\Delta p_{JAM2h} = g \cdot \rho \cdot (350 - 310) = 374,9 \text{ kPa} \quad (9.22)$$

Celková tlaková ztráta na trase vratného potrubí z Oslavan do Jamolic:

$$\Delta p_{JAM2} = \Delta p_{JAM2d} + \Delta p_{JAM2h} = 786,2 \text{ kPa} \quad (9.23)$$

Tlak na vstupu vratné vody do stanice PČS Jamolice:

$$p_{JAM21} = p_{OSL22} - \Delta p_{JAM2} = 1\,385,7 - 786,2 = 599,5 \text{ kPa} \quad (9.24)$$

Navržené zvýšení tlaku v PČS Jamolice a výsledný tlak za touto čerpadlovou stanicí:

$$\Delta p_{\check{c},JAM2} = 1\,088,4 \text{ kPa} \quad (9.25)$$

$$p_{JAM22} = p_{JAM21} + \Delta p_{\check{c},JAM2} = 599,5 + 1\,088,4 = 1\,687,9 \text{ kPa} \quad (9.26)$$

Výpočet potřebného výkonu čerpadel

$$P_{\check{c},JAM2} = \dot{m}_{nom} \cdot \frac{\Delta p_{\check{c},JAM2}}{\eta_{\check{c}} \cdot \rho} = 676,2 \cdot \frac{1\,088,4}{0,75 \cdot 955,39} = 1\,027,2 \text{ kW} \quad (9.27)$$

9.2.3 PČS Oslavany

Přívodní potrubí

PČS Oslavany bude ležet v nadmořské výšce 310 m.n.m. Jedná se o první čerpadlovou stanicí na trase přívodní větve napaječe od stanice oběhových čerpadel v JE Dukovany. Vzdálenost mezi těmito stanicemi je 22,27 km a pokles nadmořské výšky je 76 m. Tento pokles výšky bude znamenat zvýšení tlaku:

Délka potrubí mezi výměňkovou stanicí v EDU a PČS Oslavany:

$$l_{EDU-OSL} = 22270 - 0 = 22\,270 \text{ m} \quad (9.28)$$

Tlaková ztráta způsobená třením:

$$\Delta p_{OSL1d} = \Delta p_{zd} \cdot l_{EDU-OSL} = 35,95 \cdot 22\,270 = 800,7 \text{ kPa} \quad (9.29)$$

Rozdíl tlaků způsobený změnou geodetické výšky:

$$\Delta p_{OSL1h} = g \cdot \rho \cdot (310 - 386) = -712,3 \text{ kPa} \quad (9.30)$$

Celková tlaková ztráta na trase vratného potrubí z Bosonoh do Oslavan:

$$\Delta p_{OSL1} = \Delta p_{OSL1d} + \Delta p_{OSL1h} = 800,7 - 712,3 = 88,4 \text{ kPa} \quad (9.31)$$

Tlak přívodní vody před vstupem do PČS Oslavany:

$$p_{OSL11} = p_{EDU1} - \Delta p_{OSL1} = 1\,060,0 - 88,4 = 971,6 \text{ kPa} \quad (9.32)$$

Navržené zvýšení tlaku čerpadly a výsledný tlak za stanicí:

$$\Delta p_{\check{c},OSL1} = 746,3 \text{ kPa} \quad (9.33)$$

$$p_{OSL12} = p_{OSL11} + \Delta p_{\check{c},OSL1} = 971,6 + 746,3 = 1\,717,9 \text{ Pa} \quad (9.34)$$

Výpočet potřebného výkonu čerpadel na přívodním potrubí

$$P_{\check{c},OSL1} = \dot{m}_{nom} \cdot \frac{\Delta p_{\check{c},OSL1}}{\eta_{\check{c}} \cdot \rho} = 676,2 \cdot \frac{746333}{0,75 \cdot 955,39} = 704,4 \text{ kW} \quad (9.35)$$

Vratné potrubí

První pomocná čerpadlová stanice na trase vratné vody bude ležet také v Oslavanech.

Délka potrubí mezi předávací stanicí v Bosonohách a PČS Oslavany:

$$l_{BOS-OSL} = 40667 - 22270 = 18\,397 \text{ m} \quad (9.36)$$

Tlaková ztráta způsobená třením:

$$\Delta p_{OSL2d} = \Delta p_{zd} \cdot l_{BOS-OSL} = 35,95 \cdot 18\,397 = 661,5 \text{ kPa} \quad (9.37)$$

Rozdíl tlaků způsobený změnou geodetické výšky:

$$\Delta p_{OSL2h} = g \cdot \rho \cdot (310 - 250) = 562,3 \text{ kPa} \quad (9.38)$$

Celková tlaková ztráta na trase vratného potrubí z Bosonoh do Oslavan:

$$\Delta p_{OSL2} = \Delta p_{OSL2d} + \Delta p_{OSL2h} = 1\,223,8 \text{ kPa} \quad (9.39)$$

Tlak v potrubí vratné větve v Oslavanech tedy poklesne o hodnotu 1 223,8 kPa. Protože na začátku vratného potrubí je neutrální bod celého napaječe, bude mít tlak před čerpadly hodnotu:

$$p_{OSL21} = p_{NB} - \Delta p_{OSL2} = 2\,050,0 - 1\,223,8 = 826,2 \text{ kPa} \quad (9.40)$$

Navržené zvýšení tlaku čerpadly a výsledný tlak vratné vody za stanicí v Oslavanech bude:

$$\Delta p_{\check{c},OSL,2} = 559,5 \text{ kPa} \quad (9.41)$$

$$p_{OSL22} = p_{OSL21} + \Delta p_{\check{c},OSL,2} = 826,2 + 559,5 = 1\,385,7 \text{ kPa} \quad (9.42)$$

Výpočet potřebného výkonu čerpadel na vratném potrubí

$$P_{\check{c},OSL2} = \dot{m}_{nom} \cdot \frac{\Delta p_{\check{c},OSL2}}{\eta_{\check{c}} \cdot \rho} = 676,2 \cdot \frac{559,5}{0,75 \cdot 955,39} = 528,1 \text{ kW} \quad (9.43)$$

9.2.4 PČS Bosonohy

Přečerpávací stanice v Brně Bosonohách bude v objektu zároveň s předávací stanicí, kde tepelný napaječ předá své teplo do soustavy zásobování teplem pro Brno, kde s ním bude dále nakládáno dle potřeby. V rámci PČS Bosonohy bude také neutrální bod celého napaječe. Čerpadla v této stanici budou sloužit k překonání ztráty předávací stanice a dosažení tlaku neutrálního bodu tak, aby voda ve vratné větvi dále proudila až do PČS Oslavany k dalším čerpadlům.

Délka potrubí mezi PČS Oslavany a předávací stanicí v Bosonohách:

$$l_{OSL-BOS} = 40\,667 - 22\,270 = 18\,397 \text{ m} \quad (9.44)$$

Tlaková ztráta způsobená třením:

$$\Delta p_{BOS1d} = \Delta p_{zd} \cdot l_{OSL-BOS} = 35,95 \cdot 18\,397 = 661,5 \text{ kPa} \quad (9.45)$$

Rozdíl tlaků způsobený změnou geodetické výšky:

$$\Delta p_{BOS1h} = g \cdot \rho \cdot (250 - 310) = -562,3 \text{ kPa} \quad (9.46)$$

Dále budou čerpadla instalovaná v objektu v Bosonohách muset překonat tlakovou ztrátu předávací stanice. Pro potřeby tohoto výpočtu bude uvažováno se stejnou tlakovou ztrátou, jakou bude mít výměňková stanice v Dukovanech, tedy:

$$\Delta p_{BOS,PS} = 500 \text{ kPa} \quad (9.47)$$

Celková tlaková ztráta na trase vratného potrubí z Oslavan do Bosonoh se započítáním tlakové ztráty předávací stanice:

$$\Delta p_{BOS1} = \Delta p_{BOS1d} + \Delta p_{BOS1h} + \Delta p_{BOS,PS} = 599,1 \text{ kPa} \quad (9.48)$$

Výsledný tlak na konci přívodního potrubí před stanicí v Bosonohách:

$$p_{BOS1} = p_{OSL12} - \Delta p_{BOS1} = 1\,717,9 - 599,1 = 1\,118,8 \text{ kPa} \quad (9.49)$$

Na počátku vratného potrubí je stanoven neutrální bod, proto budou čerpadla překonávat tlakovou ztrátu a navýšit tlak na 2 050 kPa. Zvýšení tlaku čerpadly bude tedy:

$$\Delta p_{\check{c},BOS} = p_{NB} - p_{BOS1} = 2050000 - 1118789 = 931,2 \text{ kPa} \quad (9.50)$$

9.2.5 Shrnutí pro provoz na 200 MWt

Vypočítané tlakové ztráty a požadované výkony čerpadel v jednotlivých stanicích pro provoz a udržení stanovených tlakových poměrů při provozu horkovodu na nominální výkon 200 MWt jsou shrnuty v tabulkách níže. Na obrázku 9-3 je grafické znázornění tlakových poměrů na trase horkovodu. Při návrhu byla věnována pozornost udržení křivek přetlaku v přívodním i vratném potrubí mezi křivkou znázorňující nadmořskou výšku terénu přes který

potrubní trasa povede a křivkou znázorňující tlakovou úroveň PN25 na kterou je systém navržen.

Tlakové ztráty jednotlivých úseků při provozu na 200 MWt:

Tab. 9-2 Tlakové ztráty úseků horkovodu při provozu na 200 MWt

Tlaková ztráta úseků horkovodu		
Δp_{EDU2}	1 226,8	kPa
Δp_{JAM2}	786,2	kPa
Δp_{OSL1}	88,4	kPa
Δp_{OSL2}	1 223,8	kPa
Δp_{BOS1}	599,1	kPa
Součet	3 924,4	kPa

Navrhnuté zvýšení tlaku čerpadlových stanic pro pokrytí tlakových ztrát a udržení tlaku v potrubí v požadovaných mezích:

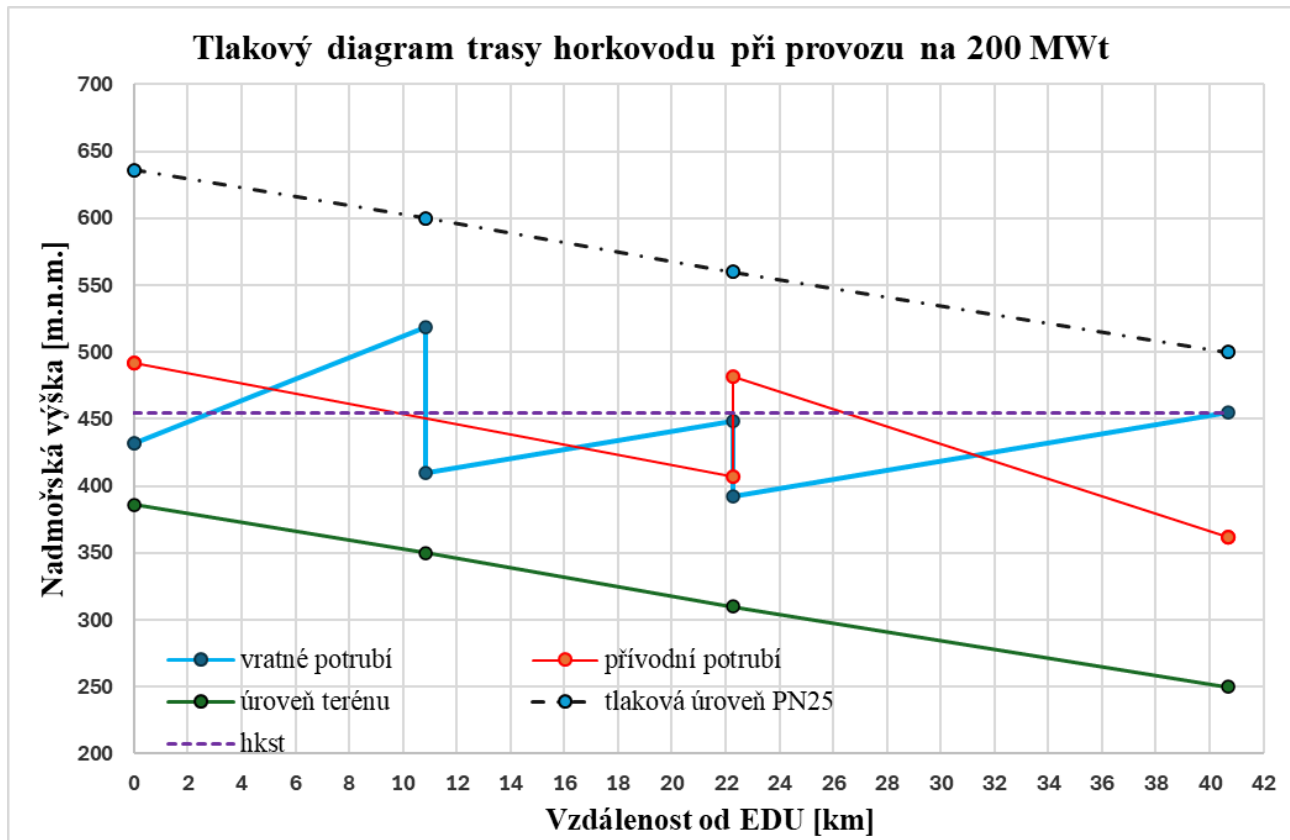
Tab. 9-3 Zvýšení tlaku čerpadly při provozu na 200 MWt

Navrhnuté zvýšení tlaku jednotlivých stanic		
$\Delta p_{\check{c},EDU}$	598,9	kPa
$\Delta p_{\check{c},JAM}$	1088,4	kPa
$\Delta p_{\check{c},OSL1}$	746,3	kPa
$\Delta p_{\check{c},OSL2}$	559,5	kPa
$\Delta p_{\check{c},BOS}$	931,2	kPa
Součet	3924,4	kPa

Navržené výkony čerpadlových stanic:

Tab. 9-4 Potřebné výkony čerpadlových stanic při provozu na 200 MWt

Stanice	Přívodní potrubí	Vratné potrubí
Výkon čerpadel	kW	kW
BOS	879	0
OSL	704	528
JAM	0	1 027
EDU	0	565
Součet	1 583	2 120
Celkový výkon čerpadel		3 704



Obr. 9-3 Tlakový diagram trasy horkovodu při provozu na 200 MWt

9.2.6 Provoz na 260 MWt

Při provozu horkovodu na 260 MWt bude průtok oběhové vody v napaječi 879,1 kg/s. Následující tabulky shrnují tlakové ztráty na trase mezi jednotlivými stanicemi, navržené zvýšení tlaku pomocí čerpadel a také návrhový výkon těchto čerpadel. Účinnost čerpadel byla uvažována totožná s předchozími výpočty:

Tab. 9-5 Tlakové ztráty úseků při provozu na 260 MWt

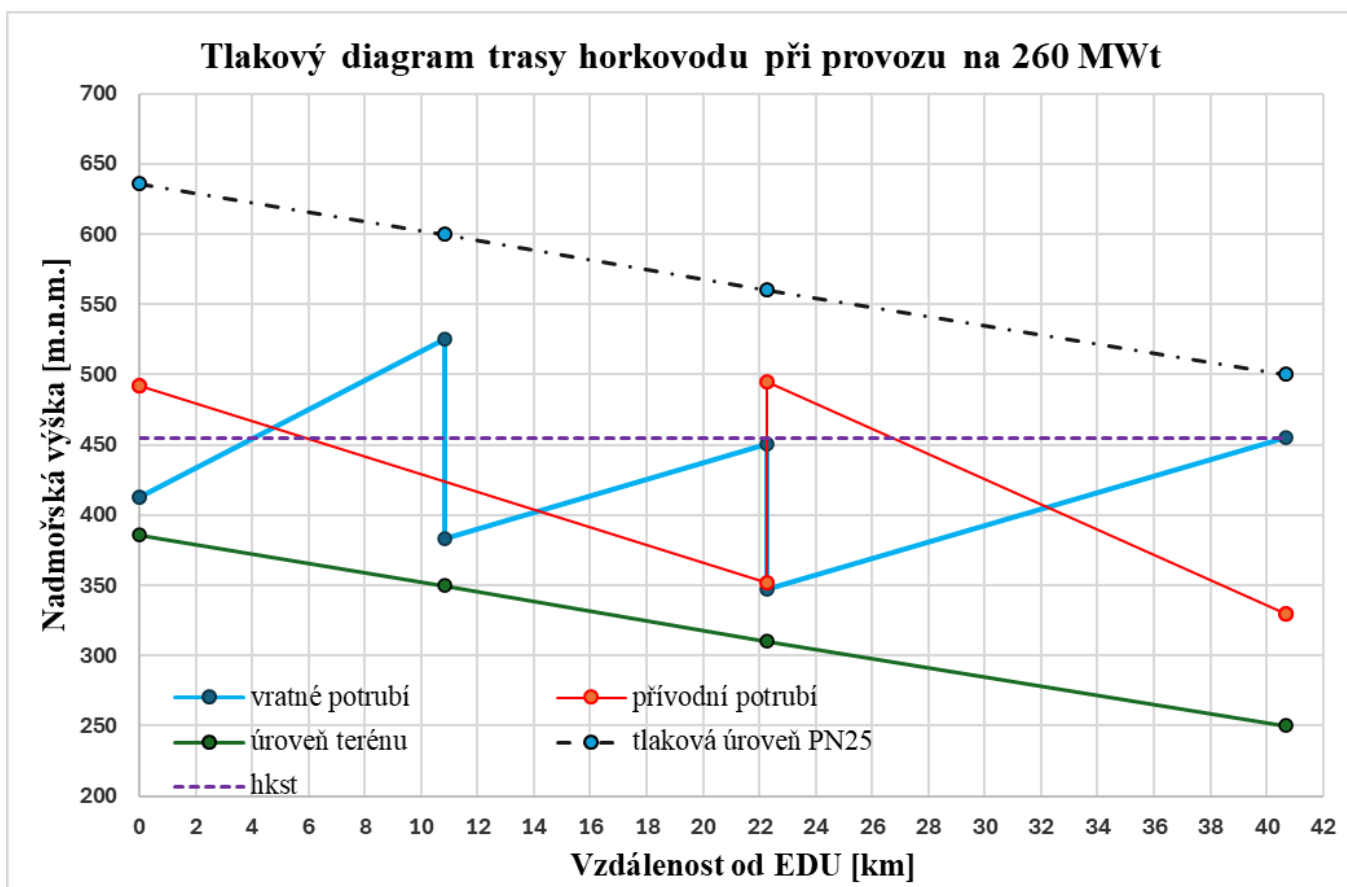
Tlaková ztráta úseků horkovodu		
Δp_{EDU2}	1 493,4	kPa
Δp_{JAM2}	1 067,9	kPa
Δp_{OSL1}	636,7	kPa
Δp_{OSL2}	1 676,7	kPa
Δp_{BOS1}	1 052,0	kPa
Celková tlaková ztráta	5 926,8	kPa

Tab. 9-6 Zvýšení tlaku čerpadly při provozu na 260 MWt

Navrhnuté zvýšení tlaku jednotlivých stanic		
$\Delta p_{\check{c},EDU}$	796,5	kPa
$\Delta p_{\check{c},JAM}$	1 422,1	kPa
$\Delta p_{\check{c},OSL1}$	1 429,7	kPa
$\Delta p_{\check{c},OSL2}$	1 029,4	kPa
$\Delta p_{\check{c},BOS}$	1 249,1	kPa

Tab. 9-7 Potřebné výkony čerpadlových stanic při provozu na 260 MWt

Stanice	Přívodní potrubí	Vratné potrubí
Výkon čerpadel	kW	kW
BOS	1 179	0
OSL	1 349	972
JAM	0	1 342
EDU	0	752
Součet	2 528	3 065
Celkový výkon čerpadel	5 593	



Obr. 9-4 Tlakový diagram trasy horkovodu při provozu na 260 MWt

9.2.7 Konfigurace čerpadel

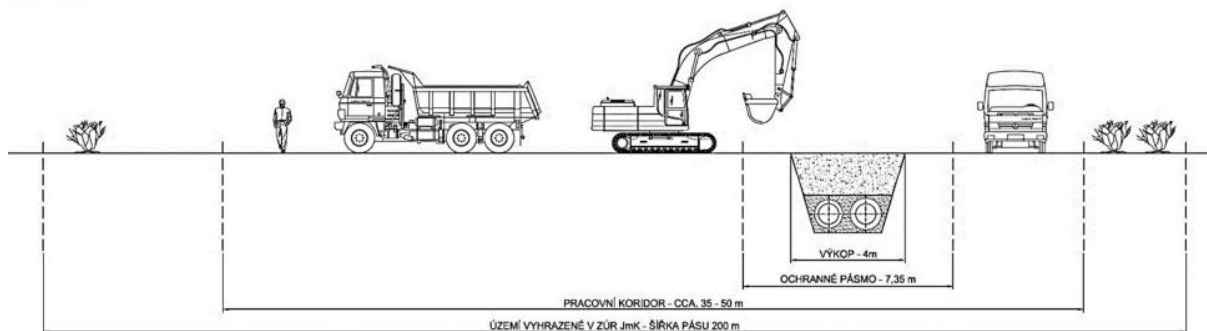
Zvýšený nárok na výkon čerpadel u provozu na maximální výkon je dán zvýšenými tlakovými ztrátami způsobenými vyšší rychlostí proudění oběhové vody. Aby byly čerpadlové stanice připraveny na provoz při obou výpočtových stavech, je nutné konfigurovat čerpadla na provoz při maximálním výkonu, tedy pro průtok 879,1 kg/s.

V rámci tohoto návrhu je uvažováno s konfigurací čerpadel 2+1. Dvě čerpadla budou dostačující pro provoz a jedno bude v záloze. Všechna čerpadla budou vybavena frekvenčním řízením otáček. Tím bude umožněn provoz v oblasti vyšší účinnosti při různých průtocích oběhové vody.

Konkrétní výkony čerpadel budou voleny dne nabídky na trhu.

9.3 Výpočet tepelných ztrát potrubí

Protože je tepelný napaječ relativně dlouhý, je potřeba počítat se ztrátou tepelné energie do okolí, která se projeví poklesem teploty dodávaného média zákazníkovi (v předávací stanici Brno-Bosonohy). Po většinu trasy tepelného napaječe budou obě trubky zakopány vedle sebe ve výkopu, za použití tzv. bezkanálového provedení [4]. Budou umístěny v obklopujícím udusaném písku a zakryty zeminou v dostatečné hloubce. Pro výpočet tepelných ztrát bude nutné stanovit součinitel přestupu tepla z vnitřní strany trubky, tedy přestup tepla z proudícího média do stěny trubky napaječe. Poté bude stanoven tepelný odpor samotné trubky, která je složená ze tří materiálů – z vnitřní vrstvy samotné ocelové trubky, prostřední vrstvy, kterou je použitý materiál izolace (polyuretanová pěna) a ze svrchní vrstvy polyetylenového krycího pláště [12]. Dále bude nutné stanovit tepelný odpor zásypaného



Obr. 9-5 Znárodnění uložení potrubí do bezkanálového uložení [12]

materiálu reprezentovaného pískem, ve kterém bude potrubí uloženo, a zásypanou zeminou. Specifikum uložení dvojice potrubí v jednom zásypanu je potřeba zohlednit také přenos tepla mezi oběma větvemi potrubí. Tato skutečnost bude zohledněna odporem tepelné výměny mezi přírodním a vratným potrubím, který bude vypočítán za pomoci postupu uvedeného v manuálu k projektování vydaného dodavatelem zvoleného potrubí [12].

Výpočet bude proveden pro obě větve zároveň, s využitím středních hodnot parametrů v tepelném napaječi při provozu na dodávku výkonu 200 MWt. Použité hodnoty vlastností vody jsou shrnuty v tabulce:

Tab. 9-8 Vlastnosti vody použité při výpočtu tepelných ztrát

Hustota	ρ_{st}	955,39	kg/m ³
Dynamická viskozita	η_{st}	0,000268	Pa·s
Tepelná vodivost	λ_{st}	0,680	W/(m·K)
Měrná tepelná kapacita	c_p	4 219,86	J/kg·K

Stanovení součinitele přestupu alfa z vnitřní strany trubky

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{v_{st} \cdot d_{in} \cdot \rho_{st}}{\eta_{st}} = 4\,622\,912 \text{ [-]} \quad (9.51)$$

Prandtlovo číslo:

$$Pr = c_p \cdot \frac{\eta}{\lambda} = 1,662 \text{ [-]} \quad (9.52)$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 6\,052 \text{ [-]} \quad (9.53)$$

Součinitel přestupu tepla z vnitřní strany trubky:

$$\alpha_{in} = \frac{Nu \cdot \lambda_{st}}{d_{in}} = 5\,925,6 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (9.54)$$

Stanovení tepelného odporu potrubí.

Ten je dán součtem dílčích odporů dle vodivostí materiálů, ze kterých je potrubí složeno a odporem přestupu tepla na vnitřní straně trubky mezi stěnou trubky a teplotním médiem [5].

$$R_{ocel} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{ocel}} \cdot \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) = 7,21 \cdot 10^{-5} \text{ (m} \cdot \text{K)}/\text{W} \quad (9.55)$$

$$R_{PUR} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{PUR}} \cdot \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) = 1,27 \text{ (m} \cdot \text{K)}/\text{W} \quad (9.56)$$

$$R_{PE-HD} = \frac{1}{2\pi \cdot \lambda_{PE-HD}} \cdot \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) = 0,01 \text{ (m} \cdot \text{K)}/\text{W} \quad (9.57)$$

$$R_{\alpha_{in}} = \frac{1}{\alpha_{in} \cdot d_{in}} = 0,00024 \text{ (m} \cdot \text{K)}/\text{W} \quad (9.58)$$

Celkový tepelný odpor předizolovaného potrubí je dán součtem dílčích odporů:

$$R_p = R_{ocel} + R_{PUR} + R_{PE-HD} + R_{\alpha_{in}} = 1,28 \text{ (m} \cdot \text{K)}/\text{W} \quad (9.59)$$

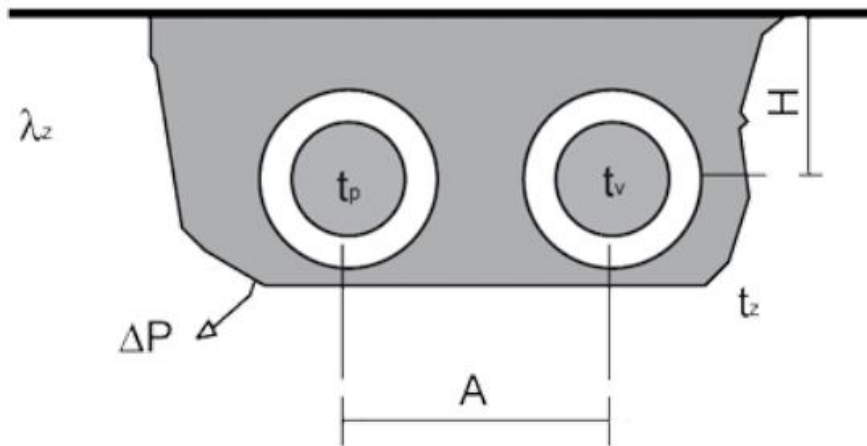
Stanovení tepelného odporu zášypové zeminy [12]

$$R_z = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_z} \cdot \ln \frac{4 \cdot (H + 0,0685 \cdot \lambda_z)}{D} \quad (9.60)$$

$$R_z = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 1,5} \cdot \ln \frac{4 \cdot (1,4 + 0,0685 \cdot 1,5)}{0,9} = 0,20 \text{ (m} \cdot \text{K)}/\text{W}$$

- Konstanta 0,0685 [m²·K/W] zohledňuje přechodový odpor zemského povrchu [12].
- λ_z [W/mK] je tepelná vodivost zášypové zeminy [12].
- A [m] je osová vzdálenost mezi přívodním a vratným potrubím. Doporučená minimální hodnota A pro potrubí s pláštěm o vnějším průměru 900 mm je 1,2 m [12].

- H [m] je hloubka uložení potrubí od povrchu k ose trubky. Minimální doporučená hloubka H je 0,85 m [12], zvolena byla hodnota $H = 1,4$ m.



Obr. 9-6 Schéma a veličiny dvoutrubkového horkovodu [12]

Stanovení odporu tepelné výměny mezi přívodním a vratným potrubím [12].

$$R_t = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_z} \cdot \ln \left[1 + \frac{2 \cdot (H + 0,0685 \cdot \lambda_z)^2}{A} \right] \quad (9.61)$$

$$R_t = \frac{1}{4 \cdot \pi \cdot \lambda_z} \cdot \ln \left[1 + \frac{2 \cdot (1,4 + 0,0685 \cdot 1,5)^2}{1,2} \right] = 0,11 \text{ (m} \cdot \text{K)/W}$$

Stanovení součinitele prostupu tepla k :

$$k = \frac{1}{R_p + R_z + R_t} = 0,63 \text{ (m} \cdot \text{K)/W} \quad (9.62)$$

Výpočet tepelné ztráty napaječe:

Měrná délková tepelná ztráta na přívodním potrubí [12]:

$$\Delta \dot{q}_{ztr,p} = k \cdot (t_p - t_z) \quad (9.63)$$

$$\Delta \dot{q}_{ztr,p} = 0,63 \cdot (140 - 5) = 85,0 \text{ W/m}$$

Měrná délková tepelná ztráta na vratném potrubí [12]:

$$\Delta \dot{q}_{ztr,v} = k \cdot (t_v - t_z) \quad (9.64)$$

$$\Delta \dot{q}_{ztr,v} = 0,63 \cdot (70 - 5) = 40,9 \text{ W/m}$$

$$\Delta \dot{q}_{ztr} = \Delta \dot{q}_{ztr,p} + \Delta \dot{q}_{ztr,v} = 85,0 + 40,9 = 125,95 \text{ W/m} \quad (9.65)$$

- Teplota v přívodní větvi tepelného napaječe $t_p = 140$ °C.

- Teplota ve vratné větvi tepelného napaječe $t_v = 70 \text{ }^\circ\text{C}$.
- Uvažovaná průměrná teplota zeminy ve sledovaném období v zásypové hloubce $t_z = 5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Při uvažované délce tepelného napaječe 40 667 m bude pak celková tepelná ztráta stanovena následovně:

$$\Delta\dot{Q}_{ztr} = \Delta\dot{q}_{ztr} \cdot l = 125,95 \cdot 40667 = 5\,123,1 \text{ kW} \quad (9.66)$$

Výpočet poklesu teploty na konci napaječe

Tepelná ztráta v horkovodu se projeví poklesem teploty napájecí vody u zákazníka v předávací stanici v Brně. Tento pokles teploty lze stanovit z kalorimetrické rovnice. Ztrátový výkon spočítaný výše zahrnuje ztrátu jak přívodního, tak i vratného potrubí, pro výpočet poklesu teploty na přívodním potrubí bude použit pouze ztrátový výkon na přívodu.

$$\Delta\dot{Q}_{ztr,p} = \Delta\dot{q}_{ztr,p} \cdot l = 85,0 \cdot 40667 = 3\,457,2 \text{ kW} \quad (9.67)$$

$$\Delta t_{ztr} = \frac{\Delta\dot{Q}_{ztr,p}}{\dot{m}_v \cdot c_p} = \frac{3457,2}{676,24 \cdot 4,22} = 1,21 \text{ }^\circ\text{C} \quad (9.68)$$

Pro nominální průtok vody v napaječi vychází pokles teploty 1,21 °C. Snížení tohoto poklesu stejně tak jako snížení tepelné ztráty lze docílit použitím větší tloušťky izolační vrstvy, což by ovšem vedlo ke zvýšení nákladů na potrubí. Vhodnost použití silnější izolace by závisela primárně na ekonomickém zhodnocení.

ZÁVĚR

Cílem rešeršní části této práce bylo uvést přehled stávajících zdrojů tepla v Brně, nastínit jejich výhled do budoucna a stanovit potřebu tepla generovaného plánovaným zdrojem Jaderné elektrárny Dukovany. Tímto se zabývá první kapitola, kde je věnována pozornost současnému stavu brněnského teplárenství včetně popisu zdrojů tepla, které spadají pod společnost Teplárny Brno, a.s., a také zařízení pro energetické využití odpadu SAKO Brno, které také výrazně přispívá do teplárenského mixu. Je také nastíněn výhled do budoucna, nové plánované zdroje a snaha o přechodu z téměř výhradního spalování zemního plynu na nové zdroje, mezi které patří i přívod tepla z dukovanské jaderné elektrárny, o jehož realizaci panují snahy již od stavby elektrárny v 80. letech. Stanovení průměrného požadovaného výkonu horkovodu během topné sezóny bylo stanoveno na 129 MWt a původní požadavek na 200 MWt byl pro další výpočty navýšen na 260 MWt. Navýšení výkonu umožní bezpečné pokrytí spotřeby v chladných dnech a do budoucna i navýšení dodávek tepla. V druhé kapitole je stručně popsána Jaderná elektrárna Dukovany, její sekundární okruh a možnosti odběrů páry z neregulovaných odběrů turbín.

Implementaci odběru tepla do stávajícího schématu sekundárního okruhu jsou věnovány kapitoly 4 až 6. V těchto kapitolách jsou představeny tři různé varianty vyvedení tepelného výkonu lišící se použitými zdroji topné páry a počtu tepelných výměníků. Varianta 1 počítá se třemi topnými výměníky pro každou ze čtyř výměňkových stanic, které budou umístěny pro každý blok přímo na strojovně. Topné výměníky budou vytápěny ze III., IV. a V. neregulovaného odběru turbíny. Druhá varianta se skládá z jedné centrální výměňkové stanice opět se třemi parními topnými výměníky, které budou vytápěny z parního kolektoru tlakové úrovně 0,7 MPa spojujícího dukovanské bloky, do kterého je pára dodávána VI. odběry všech turbín. Poslední třetí varianta opět obsahuje centrální výměňkovou stanici umístěnou mimo strojovnu a tři topné výměníky, ty však budou vytápěny ze dvou nových parních kolektorů napájených ze III. a IV. odběru s posledním výměníkem vytápěným parou z kolektoru 0,7 MPa jako u varianty 2. Pro tyto tři varianty je proveden základní tepelný výpočet, jsou stanoveny průtoky odebírané páry a rozložení teplotních spádů mezi výměníky. Na závěr každé z kapitol je stanovena ztráta na výrobě elektrické energie pro příslušnou variantu a při provozu na maximální výkon 260 MWt. Nejlépe v tomto ohledu vychází varianta 1 s poklesem elektrického výkonu generátoru o 33 565,1 kWe. Naopak nejvyšší pokles elektrického výkonu byl zjištěn u varianty 2, kde dosahuje 44 408,7 kWe při provozu na maximální výkon. Shrnutí a porovnání představených variant je v kapitole 8.

Návrhový výpočet ohříváků topné vody je proveden v kapitole 7. Pro tento výpočet byly vybrány parní topné výměníky varianty 1, která je nejpříznivější z hlediska ztráty na výrobě elektrické energie. Tyto výměníky byly zvoleny v koncepci svazkových výměníků s U trubicemi ve vertikálním provedení pro úsporu místa na strojovně. Výpočet pro výměník OTV3 je podrobněji rozepsán, výpočty výměníků OTV2 a OTV1 jsou shrnuty do tabulek.

Poslední část této práce se zabývá návrhem samotného horkovodu. Tomuto tématu je věnována kapitola 9, kde je stanovena dimenze potrubí na DN700. Dále je nastíněna trasa tepelného napaječe a výpočet tlakových ztrát potrubí. Za výpočtem tlakových ztrát následuje návrh tlakového diagramu trasy včetně stanovení potřebného výkonu čerpadel umístěných v určených čerpadlových stanicích po trase horkovodu. Pro zajištění správného provozu při dopravovaném výkonu 260 MWt je potřeba mezi čerpadlové stanice rozložit výkon cca 5,6 MWe. Po výpočtu tlakových ztrát následuje stanovení tepelných ztrát na cca 5,1 MWt opět při maximálním výkonu.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KRBEK, Jaroslav; POLESNÝ, Bohumil a FIEDLER, Jan. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Učební texty vysokých škol. Brno: PC-DIR, 1999. ISBN 80-214-1334-4.
- [2] STEHLÍK, Petr; KOHOUTEK, Josef a NĚMČANSKÝ, Jan. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: Vysoké učení technické, 1991.
- [3] BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vydání čtvrté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2022. ISBN 978-80-214-6093-5.
- [4] POLESNÝ, Bohumil. Teplárenství a potrubní sítě. Vyd. 2. Brno: Ediční středisko VUT, 1989. ISBN 80-214-0057-9.
- [5] PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [6] MATAL, Oldřich. Jaderné reaktory a jejich chlazení. Učební texty vysokých škol. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-214-2028-6.
- [7] SVOBODA, Pavel a BRANDEJS, Jan. Výběry z norem pro konstrukční cvičení. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2016. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [8] Jaderná elektrárna Dukovany. Online. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobní-zdroje/jaderna-energetika/jaderna-energetika-v-ceske-republice/edu>. [cit. 2024-05-18].
- [9] SAKO Brno, a.s.: Výroční zpráva 2022. Online. 2023. Brno. Dostupné z: <https://www.sako.cz/stranka/cz/832/vyrocní-zpravy/>. [cit. 2024-05-18].
- [10] Teplárny Brno, a.s.: Výroční zpráva za období říjen 2021 až září 2022. Online. Brno, 2022. Dostupné z: <https://www.teplarny.cz/cs/vyrocní-zpravy>. [cit. 2024-05-20].
- [11] Sborník přednášek pro Letní univerzitu. Skupina ČEZ, a.s.: Jaderná elektrárna Dukovany, 2021.
- [12] Uponor Infra Fintherm, a.s.: Projektování předizolovaného potrubí. Online. Fintherm, 2014. Dostupné z: <https://www.fintherm.cz/cz/ke-stazeni/>. [cit. 2024-05-20].
- [13] X Steam - Properties for water and steam. (Steamtables). Online. Dostupné z: <https://xsteam.sourceforge.net/>. [cit. 2024-05-20].
- [14] ŠROUBEK, Martin. Prezence: Teplo pro Brno, projekt výstavby horkovodu z elektrárny Dukovany do Brna. Online. Dny teplárenství a energetiky, 26. 4. 2023, 2023. Dostupné z: <https://www.dny-teplarenstvi-a-energetiky.cz/>. [cit. 2024-05-20].
- [15] Teplárny Brno, a.s.: Provozy a SZTE. Online. Brno: Teplárny Brno. Dostupné z: <https://www.teplarny.cz/cs/provozy-a-szte>. [cit. 2024-05-20].
- [16] OCHRANA, Ladislav. Přednáška: Integrované energetické centrum Červený mlýn (PPC+AKU+EK). Online. Brno: Teplárny Brno. Dostupné z: https://keepwarmeurope.eu/fileadmin/user_upload/Learning_Centre/Czech_Republic/T2.2.21_Integrated_energy_center_%C4%8Cerven%C3%BD_ml%C3%BDn__PPC__AKU__EC_.pdf. [cit. 2024-05-20].
- [17] TENZA instalovala elektrodový kotel v provozu Červený mlýn. Online. 2019. Dostupné z: <https://allforpower.cz/rozvody-energii/tenza-instalovala-elektrodovy-kotel-v-provozu-cervený-mlýn-126>. [cit. 2024-05-20].
- [18] SAKO Brno, a.s.: ENERGETICKÉ VYUŽITÍ ODPADU. Online. 2018. Dostupné z: <https://www.sako.cz/pro-brnaky/cz/801/energeticke-vyuziti-odpadu/>. [cit. 2024-05-20].
- [19] MIMA, Tadeáš. V Brně usazují nové kotle, díky teplejším zimám stačí menší výkon. Online. iDnes.cz, 2020. Dostupné z: https://www.idnes.cz/brno/zpravy/teplarny-brno-nove-kotle-provoz-spitalka-teplo-topeni-vytapeni.A201123_134820_brno-zpravy_krut. [cit. 2024-05-20].

- [20] Internetová encyklopedie města Brna: Zahájení provozu brněnské teplárny. Online. Brno, 2010. Dostupné z: https://encyklopedie.brna.cz/home-mmb/?acc=profil_udalosti&load=1196. [cit. 2024-05-20].
- [21] Teplárny Brno připravují svůj klíčový provoz Červený mlýn na krizové scénáře. Online. Praha, 2022. Dostupné z: <https://allforpower.cz/uhelna-energetika/teplarny-brno-pripravuji-svuj-klicovy-provoz-cerveny-mlyn-na-krizove-scenare-627>. [cit. 2024-05-20].
- [22] KUBÁTOVÁ, Jitka. Elektrokový kotel za 61 milionů promění přebytek elektřiny na horkou vodu. Online. 2018. Dostupné z: https://www.idnes.cz/brno/zpravy/elektrokovy-kotel-horka-voda-teplarny-brno.A180922_428619_brno-zpravy_krut. [cit. 2024-05-20].
- [22] Teplárny Brno, a.s.: Tisková zpráva Teplárny Brno instalovaly na Červeném mlýně nové kotle. Sníží emise i hluk. Online. Brno, 2021. Dostupné z: https://www.teplarny.cz/files/2021/12/tz-tb_teplarny-instalovaly-dva-nove-kotle-na-provoze-cerveny-mlyn_8-12-2021.pdf. [cit. 2024-05-20].
- [23] SODOMKA, Zdeněk. AllForPower: Popis stavby „Instalace horkovodních plynových kotlů na provozu Brno Sever (PBS)“. Online. 2017. Dostupné z: <http://old.allforpower.cz/clanek/popis-stavby-instalace-horkovodnich-plynovych-kotlu-na-provozu-brno-sever-pbs/>. [cit. 2024-05-20].
- [24] Teplárny Brno, a.s.: Štěpka v Brně - Modernizace porozvozu Brno-Sever. Online. Brno, 2022. Dostupné z: <https://www.stepkavbrne.cz/>. [cit. 2024-05-20].
- [25] HYKLOVÁ, Dáša. IDnes: Horkovod dodá Brnu teplo a zbaví ho závislosti na plynu, říká ředitel Tepláren. Online. 2024. Dostupné z: https://www.idnes.cz/ekonomika/domaci/teplarn-brno-horkovod-je-dukovany-petr-fajmon.A240419_145232_ekonomika_hyk. [cit. 2024-05-20].
- [26] HROZEK, Dian. Oenergetice: Jaderná elektrárna Dukovany je v provozu od roku 1985. Online. 2018. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/jaderne-elektrarny/jaderna-elektrarna-dukovany>. [cit. 2024-05-20].
- [27] SVACEK, Libor. Webové stránky Doosan Škoda Power. Online. 2015. Dostupné z: <https://www.doosanskodapower.com/cz/>. [cit. 2024-05-20].
- [28] KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. Mechanical engineering. New York: Marcel Dekker, [2000]. ISBN 08-247-9787-6.
- [29] Stoll: Benefits of Heat Exchanger in Processes and Clean Up Places. Online. 2021. Dostupné z: <https://www.stollpche.com/benefits-of-heat-exchanger-in-processes-and-clean-up-places/>. [cit. 2024-05-21].
- [30] Gnee: DIN EN 1.4541 nerezová ocel X6CrNiTi18-10. Online. Dostupné z: <https://cz.china-stainless-steels.com/stainless-steel-plate/din-en-1-4541-stainless-steel-x6crniti18-10.html>. [cit. 2024-05-21].
- [31] BEDNÁŘ, Jindřich. TlakInfo: ZÁSADY PŘI NAVRHOVÁNÍ A VYPOČTU TLAKOVÝCH ZAŘÍZENÍ. Online. Dostupné z: <https://www.tlakinfo.com/t.py?t=2&i=1411&h=116>. [cit. 2024-05-23].

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Zkratka Význam

EDU	elektrárna Dukovany
ENČ	napájecí čerpadlo poháněné elektromotorem
HNČ	havarijní napájecí čerpadlo
HVB	hlavní výrobní blok
KČ	kondenzátní čerpadlo
NTO	nízkotlaký regenerační ohřívák
OTV	ohřívák topné vody
PAU	polycyklické aromatické uhlovodíky
PCB	polychlorované bifenyly
PCDD	polychlorované dibenzodioxiny
PCDF	polychlorované dibenzofurany
PČS	pomocná čerpadlová stanice
PE-HD	polyetylen s vysokou hustotou
PUR	polyuretan
SAKO	spalovna a komunální odpady
SNCR	selektivní nekatalytická redukce (selective non-catalytic reduction)
SOČ	stanice oběhových čerpadel
SPP	separátor-přihříváč
SZTE	soustava zásobování tepelnou energií
ŠO	špičkový ohřívák
VTO	vysokotlaký regenerační ohřívák
VVER	typ tlakovodního reaktoru chlazeného i moderovaného lehkou vodou východní koncepce
ZEVO	zařízení pro energetické využití odpadu
ZO	základní ohřívák

Značka	Jednotka	Význam	Značka	Jednotka	Význam
Δi	[kJ/kg]	rozdíl entalpií	Pr	[-]	Prandtlovo číslo
ΔP	[kW]	rozdíl výkonů	pv	[-]	podíl na výrobě
Δp	[Pa]	rozdíl tlaků	Q	[J]	teplo
Δt	[°C]	teplotní spád		[W]	tepelný tok, výkon
A	[-]	korekční součinitel Nusseltova čísla	R	[(m·K)/W]	tepelný odpor
A	[m]	osová rozteč potrubí	Re	[-]	Reynoldsovo číslo

c_p	[J/kg·K]	měrná tepelná kapacita	$R_{p0,2}$	[MPa]	smluvní mez kluzu
d	[m]	vnitřní průměr	S	[m ²]	plocha
D	[m]	vnější průměr	s	[m]	rozteč trubek
H	[m]	hloubka	t	[°C]	teplota
i	[kJ/kg]	entalpie	t_s	[mm]	tloušťka stěny
k	[W/(m ² ·K)], [(m·K)/W]	součinitel prostupu tepla	v	[m/s]	rychlost
k_b	[-]	koeficient bezpečnosti	\dot{V}	[m ³ /h]	objemový průtok
k_{tr}	[mm]	absolutní součinitel drsnosti trubky	x	[-]	suchost
l	[m]	vzdálenost	Z	[-]	kritérium Z pro stanovení Reynoldsova čísla filmu
\dot{m}	[kg/s], [t/h]	hmotnostní průtok	α	[W/(m ² ·K)]	součinitel přestupu tepla
n_{tr}	[-]	počet trubek	Θ	[°]	úhel rozevření
Nu	[-]	Nusseltovo číslo	λ	[W/(m·K)]	tepelná vodivost
p	[Pa]	tlak	μ	[Pa·s]	dynamická viskozita
P	[kW]	výkon	ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
			ρ	[kg/m ³]	hustota

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1-1 Současný podíl zdrojů na výrobě tepla [14]	14
Obr. 1-2 Provoz Červený mlýn [15]	14
Obr. 1-3 Kotle v provozu Brno-Sever [23]	15
Obr. 1-4 Snižování výkonu provozu Brno-Sever [24]	15
Obr. 1-5 Schéma ZEVO SAKO Brno [18]	16
Obr. 1-6 Výhled podílu zdrojů na výrobě tepla do roku 2025 [14]	17
Obr. 1-7 Výhled podílu zdrojů na výrobě tepla po roce 2030 [14].....	17
Obr. 1-8 Průběh měsíční dodávky tepla za rok 2022 [9]	18
Obr. 2-1 Pohled na strojovnu 2. HVB [26]	20
Obr. 2-2 Rotor dvouproude turbíny Škoda [27].....	21
Obr. 2-3 Schéma sekundárního okruhu EDU [11].....	23
Obr. 2-4 T-s diagram EDU [11]	24
Obr. 3-1 Svazkový výměník [29].....	25
Obr. 3-2 Deskový výměník [29]	26
Obr. 4-1 Schéma zapojení varianty 1	27
Obr. 5-1 Schéma zapojení varianty 2	38
Obr. 6-1 Schéma zapojení varianty 3	45
Obr. 7-1 Schéma ohříváku OTV3	53
Obr. 7-2 Schéma ohříváku OTV2	59
Obr. 7-3 Schéma ohříváku OTV1	60
Obr. 8-1 Grafické porovnání zvažovaných variant na základě ztráty na výrobě elektrické energie při jejich provozu na 260 MWt	63
Obr. 9-1 Přibližná trasa horkovodu z JE Dukovany do Brna.....	64
Obr. 9-2 Tlakový diagram trasy horkovodu [14]	67
Obr. 9-3 Tlakový diagram trasy horkovodu při provozu na 200 MWt.....	74
Obr. 9-4 Tlakový diagram trasy horkovodu při provozu na 260 MWt.....	75
Obr. 9-5 Znázornění uložení potrubí do bezkanálového uložení [12]	76
Obr. 9-6 Schéma a veličiny dvoutrubkového horkovodu [12].....	78