



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

KONCEPČNÍ NÁVRH JADERNÉHO ZDROJE NA BÁZI MALÉHO MODULÁRNÍHO REAKTORU

CONCEPTUAL DESIGN OF A NUCLEAR POWER SOURCE BASED ON A SMALL MODULAR REACTOR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Duchoň

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel

Milčák

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Jan Duchoň
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Pavel Milčák
Akademický rok:	2022/23

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

Koncepční návrh jaderného zdroje na bázi malého modulárního reaktoru

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jaderná energetika má v rámci trvalé udržitelnosti nezpochybnitelné místo. Současně je v dnešní době aktuální potřeba transformace teplárenství. Koncepční návrhy slouží ke stanovení parametrů v uzlových bodech technologie a pro předběžný návrh velikostí hlavních zařízení.

Cíle diplomové práce:

- stručný úvod do jaderné energetiky,
- koncepční návrh nového jaderného zdroje pro teplárenství,
- bilance sekundárního okruhu a okruhu vyvedení tepelného výkonu,
- určení předběžné velikosti hlavních zařízení sekundárního a terciálního okruhu.

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.

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.

MURRAY, Raymond LeRoy a Keith E HOLBERT. Nuclear energy: an introduction to the concepts, systems, and applications of nuclear processes. 7th ed. Amsterdam: Elsevier, 2015, xvii, 550 s. : il. ISBN 978-0-12-416654-7.

BEČVÁŘ, Josef. Jaderné elektrárny. 2. vyd. Praha: SNTL/ALFA, 1981, 634 s.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Diplomová práce se věnuje koncepčnímu návrhu jaderného zdroje na bázi malého modulárního reaktoru s využitím v teplárenství. Pro návrh byl zvolen reaktor SMART. Pro parametry reaktoru bylo vytvořeno tepelné schéma sekundárního okruhu obsahující základní zařízení. Byla stanovena hmotnostní bilance a navržen okruh vyvedení tepla. Na závěr byl proveden návrhový výpočet některých komponent.

Klíčová slova

Malé modulární reaktory, teplárenství, energetika, sekundární okruh, SMART

ABSTRACT

This master's thesis focuses on conceptual design of new nuclear energy source based on small modular reactor with use in heating industry. The reactor SMART was chosen as a fitting candidate. Based on parameters of the reactor, a thermal diagram was created, containing basic components such as steam generator or condenser. Mass balance was determined. A heat exchanger station for use in heating industry was designed. Lastly, basic parameters of some of the main components were designed.

Key words

Small modular reactors, heating industry, power engineering, secondary loop, SMART

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

DUCHOŇ, Jan. *Koncepční návrh jaderného zdroje na bázi malého modulárního reaktoru*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/149017>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Koncepční návrh jaderného zdroje na bázi malého modulárního reaktoru** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto Ing. Pavlu Milčákovi za cenné připomínky a rady, které mi poskytl(a) při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD	7
1 Úvod do jaderné energetiky	8
1.1 Současný stav ve světě	8
1.2 Současný stav v České republice	9
1.3 Základy výroby energie v jaderných elektrárnách	9
1.3.1 Jaderné palivo	9
1.3.2 Štěpná reakce	9
1.4 Princip jaderné elektrárny	9
1.4.1 Primární okruh	10
1.4.2 Sekundární okruh	10
1.4.3 Bezpečnost	11
1.5 Vývoj jaderných reaktorů	11
1.6 Základní druhy jaderných reaktorů	11
2 Malé modulární reaktory	12
2.1 Využití malých modulárních reaktorů	12
2.2 Vybrané typy malých modulárních reaktorů	12
2.2.1 SMART	12
2.2.2 NUWARD	13
2.2.3 NuScale	14
2.2.4 BWRX-300	16
2.3 Zhodnocení	16
3 Teplárenství	17
3.1 Úvod	17
3.2 Pracovní cyklus	17
3.3 Dodávky tepla	18
3.4 Systémy zásobování teplem	18
3.5 Zhodnocení	19
4 Konceptní návrh jaderného zdroje na bázi SMR pro teplárenství	20
4.1 Návrh sekundárního okruhu a okruhu vyvedení tepla	20
4.2 Kondenzátor a terciární okruh	21
4.3 Nízkotlaká regenerace	22
4.4 Kondenzátní čerpadlo	23
4.5 Napájecí čerpadlo	25
4.6 Vysokotlaká regenerace	27
4.7 Vysokotlaký a nízkotlaký díl turbíny	28
4.8 Separátor – přehřívák	32
4.9 Parametry pracovní látky, kaskádování kondenzátu	33
4.10 Tepelné a hmotnostní bilance	35
5 Vyvedení tepelného výkonu	39
6 Určení předběžné velikosti hlavních zařízení sekundárního a terciárního okruhu	44

6.1	Kondenzátor	44
6.2	Čerpadlo terciárního okruhu a mokrá chladicí věž	50
6.3	Ohříváky nízkotlaké a vysokotlaké regenerace, výměníky tepla ve VS	51
6.4	Parogenerátor	58
7	Závěr	64
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	65
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	69

ÚVOD

Jaderná energetika se neustále vyvíjí. Jedním z posledních trendů jsou malé modulární reaktory, které mají kromě moderních technologií a maximální bezpečnosti mít také výhodu v ekonomické dostupnosti. Jejich modularita umožňuje postupné navyšování výkonu přidáváním dalších reaktorů, které mají být sériově vyráběné. Navrhovány jsou na víceúčelové použití. Kromě výroby elektrické energie například na odsolování vody anebo na topení.

Tato diplomová práce se věnuje možnému využití jednoho z těchto reaktorů jako zdroje elektřiny i tepla.

Úvodní tři kapitoly se věnují rešerši. Nejdříve současnému stavu energetiky v ČR i ve světě, dále pak jaderné energetice jako takové, malým modulárním reaktorům a na závěr topení.

Po vytvoření rešerše byl vytvořen návrh nového jaderného zdroje na bázi korejského reaktoru SMART. V kapitole 4 bylo vytvořeno tepelné schéma a hmotnostní bilance sekundárního okruhu s návrhem příslušných komponent. Celý výpočet ve všech kapitolách proběhl v programu EES.

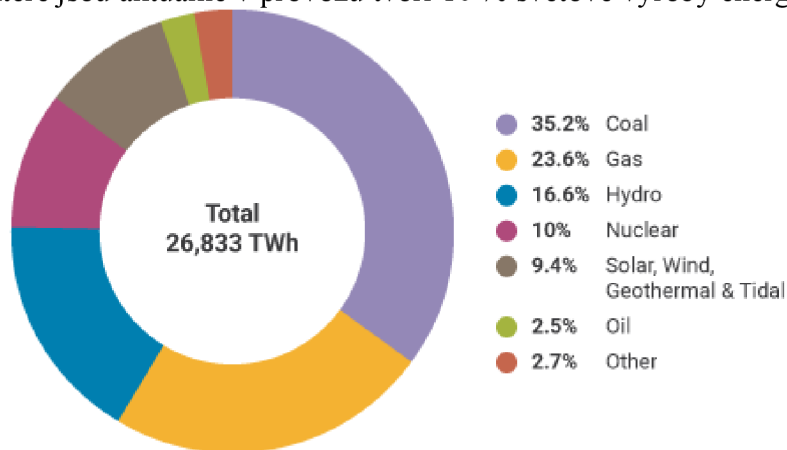
Dále se diplomová práce věnuje možnému topenskému využití a vytvoření okruhu vyvedení tepelného výkonu. To proběhlo návrhem výměňkové stanice pro horkovod.

Poslední kapitola se pak věnuje návrhovému výpočtu hlavních zařízení sekundárního okruhu jako je například parogenerátor nebo nízkotlaké a vysokotlaké ohříváky. Dále také byly navrženy základní parametry výměníků ve výměňkové stanici pro horkovod.

1 Úvod do jaderné energetiky

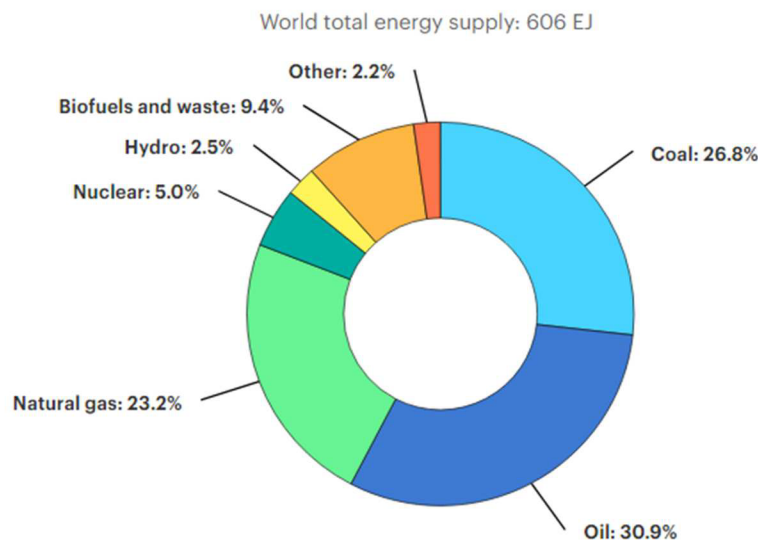
1.1 Současný stav ve světě

V současnosti je v provozu 438 jaderných reaktorů s celkovým výkonem 394 876 MWe. Dalších 59 reaktorů je ve fázi plánování či výstavby a dohromady mají poskytnout výkon 60 902 MWe. Mezi největší provozovatele jaderných reaktorů patří USA, Francie, Čína a Rusko. Reaktory, které jsou aktuálně v provozu tvoří 10 % světové výroby energie [1], [2].



Obrázek 1.1 - Světová výroba elektřiny podle zdroje za rok 2020 [1].

V některých státech, jako je například Francie, jsou jaderné elektrárny dominantním zdrojem elektřiny, na výrobu tepla jsou však všeobecně málo využívány a celosvětově stále převažují hlavně fosilní paliva nad ostatními zdroji [2].

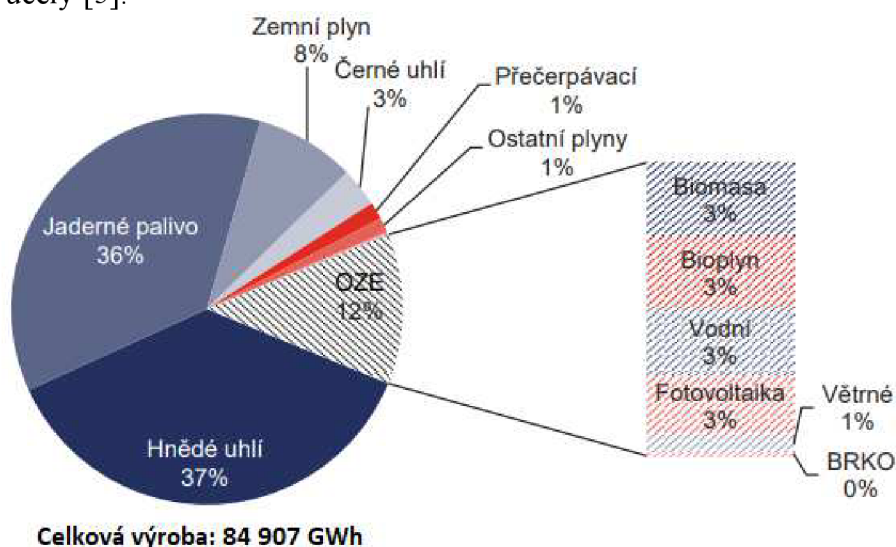


Obrázek 1.2 - Celková výroba energie ve světě podle zdroje za rok 2019 [2].

1.2 Současný stav v České republice

Jaderná energetika je v České republice velice důležitou součástí energetického mixu. Nachází se zde dvě jaderné elektrárny. Starší elektrárnou je Jaderná elektrárna Dukovany, která má čtyři tlakovodní reaktory VVER 440, s celkovým výkonem 2040 MWe. V současnosti se plánuje dostavba dalších dvou bloků, které mají nahradit starší bloky. Novější elektrárnou je Jaderná elektrárna Temelín, se dvěma reaktory VVER 1000, s celkovým výkonem 2110 MWe. Dohromady tvoří jaderné elektrárny 20 % instalovaného výkonu v České republice [3], [4].

Dalším možným přírůstkem jsou malé modulární reaktory, které by mohly být využity i pro teplárenské účely [5].



Obrázek 1.3 - Podíl paliv a technologií na výrobě elektřiny brutto za rok 2021 [4].

1.3 Základy výroby energie v jaderných elektrárnách

1.3.1 Jaderné palivo

Je to materiál, který se používá ke štěpné řetězové reakci uvnitř jaderného reaktoru. Nejběžnější je uran, který se obohacuje jeho izotopem ^{235}U – například v Jaderné elektrárně Dukovany do 5 % ^{235}U . Dále se může využívat například thorium nebo plutonium. Nejčastější formou jaderného paliva je keramická peleta UO_2 . Jaderné palivo je pak situováno v kazetách, které se skládají z proutků naplněných těmito peletami [6], [7].

1.3.2 Štěpná reakce

Principem štěpné reakce je srážka neutronu s jádrem atomu jaderného paliva – například uranem. Při srážce se jádro rozdělí na dvě lehčí jádra a uvolní se velké množství energie a další neutrony. Tato reakce je řízena zpomalováním a pohlcováním neutronů, aby nedošlo k neřízené štěpné reakci a následné havárii [8].

1.4 Princip jaderné elektrárny

Pro vysvětlení principu fungování jaderné elektrárny byla vybrána Jaderná elektrárna Dukovany. Nachází se zde nejběžnější typ reaktorů – tlakovodní. Princip u jiných elektráren s tlakovodními reaktory je pak podobný. Z hlediska přenosu tepla je každý blok rozdělen na primární a sekundární okruh.

1.4.1 Primární okruh

Mezi hlavní úkoly primárního okruhu patří: zajištění bezpečné a spolehlivé přeměny jaderné energie na tepelnou, zajistit bezpečný provoz a příjem a výměna jaderného paliv. Pro tyto úkoly jsou vyčleněny v primárním okruhu tři části: primární zařízení na přeměnu jaderné energie, pomocné systémy pro spolehlivý provoz a havarijní systémy.

Hlavními zařízeními pak jsou: Reaktor, hlavní cirkulační potrubí, hlavní uzavírací armatury, hlavní cirkulační čerpadla a parogenerátory.

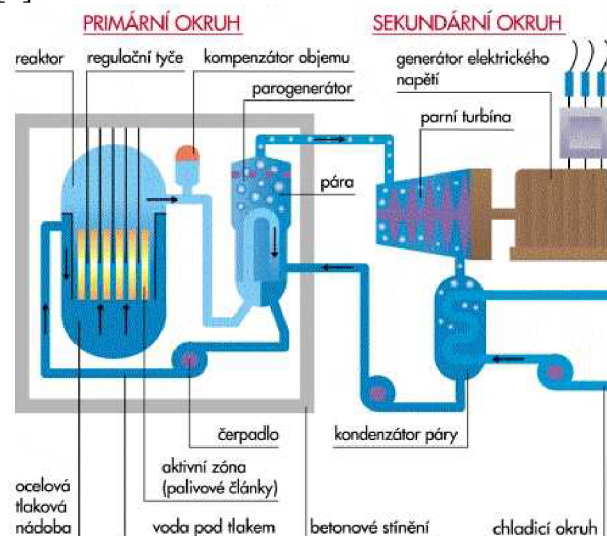
V reaktoru se štěpením jader ^{235}U uvolňuje energie, kterou se zahřívá chladivo – látka, která zajišťuje odvod tepla – v tomto případě voda. Tato voda jde do parogenerátoru, tepelného výměníku, kde se tepelná energie chladiva předá pracovní látce sekundárního okruhu – napájecí vodě, která se přeměňuje na páru. Parogenerátorem je oddělen radioaktivní primární okruh a neradioaktivní sekundární okruh. Kompenzace objemu je zajištěna kompenzátorem objemu, uzlem vstříků, pojistných ventilů a barbotážní nádrží – tímto se vyrovnávají tlakové a objemové změny chladiva [9].

1.4.2 Sekundární okruh

Sekundární okruh je část bloku, kde dochází k přeměně tepelné energie na energii mechanickou a později elektrickou. Tepelná energie je zpracována pomocí turbosoustrojí – v tomto případě dvou.

Princípem je doprava ostré páry vyrobené v parogenerátoru na turbosoustrojí. Turbína je zpravidla vícetělesová. Na vysokotlakém dílu je předána část energie a část páry z kondenzuje. Tento kondenzát je odstraněn pomocí separátoru, než je pára přivedena na nízkotlaké díly – jinak by mohlo dojít k poškození turbíny. Za separátorem se také zpravidla nachází přehřívák, který zvýší parametry páry. Po přeměně tepelné energie na mechanickou proudí pára do kondenzátoru. Zbytkové teplo je poté odváděno cirkulační chladicí vodou – ta přitéká do kondenzátoru, kde dojde k výměně tepla s kondenzátem a poté proudí vratným kolektorem do chladících věží, kde se ochlazuje.

Součástí sekundárního okruhu je také regenerace. Čerpadla dopraví kondenzát přes filtry a úpravu kondenzátu k čerpadlům druhého stupně, ty kondenzát dopravují přes nízkotlakou regeneraci do napájecí nádrže – nízkotlaká regenerace se skládá z několika – zde z pěti – ohříváků. Z odplyňovačů, které tepelně upraví kondenzát jde voda do napájecí nádrže. Voda je poté vedena vysokotlakou regenerací k dalšímu ohřevu před vstupem do parogenerátoru, kde se cyklus znovu opakuje [9].



Obrázek 1.4 - Zjednodušené schéma výrobního bloku [11].

1.4.3 Bezpečnost

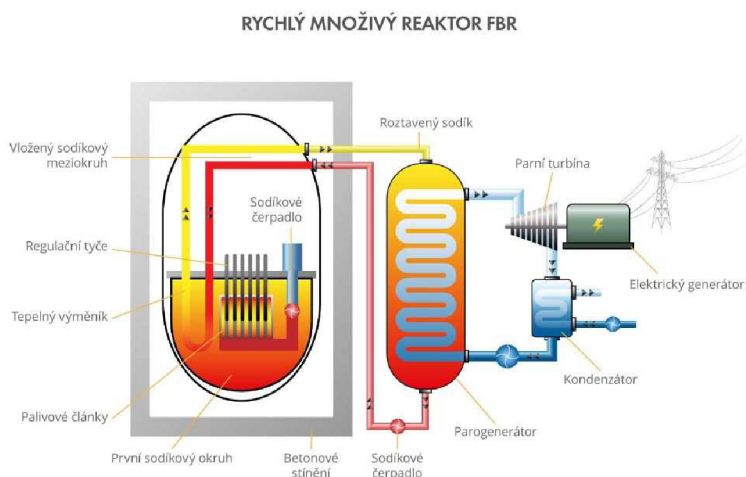
V jaderných elektrárnách jsou velmi vysoké požadavky na bezpečnost. Mezi základní ochrany patří 4 bariéry – samotná palivová tableta a obal proutku, tlaková nádoba a kontejnment. Dále pak ochrany proti záplavám, zemětřesení a podobně. Velké množství měřících čidel, které umožňují sledovat stav v primárním a sekundárním okruhu. Regulační tyče, které obsahují bor – ten pohlcuje neutrony a používá se k řízení a případnému odstavení reaktoru. V moderátoru, tedy látce, která zpomaluje neutrony – v tomto případě voda, se nachází roztok kyseliny borité, která při zvýšené koncentraci také umožňuje zastavit reakci probíhající v reaktoru. Jednou z hlavních součástí bezpečnosti jaderné elektrárny jsou záložní zařízení, která umožňují bezpečný provoz elektrárny v případě havárie či poruchy některých komponent. Jako příklad se dají uvést například diesellové generátory na dodávání elektřiny v případě výpadku [9], [10].

1.5 Vývoj jaderných reaktorů

Jaderné reaktory se vyvíjejí již od 50. let minulého století. Za tuto dobu prošly velkým množstvím změn a vylepšení, jak v oblasti provozu, tak bezpečnosti. Podle těchto vývojových fází se dají rozdělit do „generací“, přičemž reaktory, které se v současné době staví jsou generace III+. Generace IV je předmětem vývoje a budoucnosti a zahrnuje mimo jiné i malé modulární reaktory [12].

1.6 Základní druhy jaderných reaktorů

Jaderné reaktory jdou často rozlišit podle látky, která je použita jako chladivo a jako moderátor. Nejčastější jsou tlakovodní reaktory, kde je moderátor i chladivo voda. U varných reaktorů je to stejné, zde se však voda přivádí k bodu varu přímo v tlakové nádobě a pára se hromadí v horní části reaktoru, přičemž projde separátorem a tím se zvýší suchost páry. Dále jsou pak těžkovodní reaktory, které používají jako chladivo a moderátor těžkou vodu. U plynem chlazených reaktorů je chladivem CO₂ a moderátorem grafit. Grafit je použit jako moderátor také u lehkovodních grafitových reaktorů, kde je chladivem voda. Poslední typ reaktorů jsou tzv. rychlé reaktory, kde se nevyužívá moderátor vůbec. Jako příklad jsou rychlé množivé reaktory, kde je chladivem tekutý sodík [13].



Obrázek 1.5 - Schéma rychlého množivého reaktoru [13].

2 Malé modulární reaktory

Malé modulární reaktory jsou druh jaderných reaktorů, které mají výkon menší, než 300 MWe nebo 1000 MWt. Jejich výhodou je to, že jsou navrhovány pro sériovou výrobu, což snižuje náklady a urychluje samotnou výstavbu. Jejich modularita spočívá v tom, že celé zařízení jaderného reaktoru je umístěno „v jedné nádobě“ a tyto moduly je možné s postupem času přidávat [14].

V současnosti je drtivá většina malých modulárních reaktorů teprve ve vývoji, přičemž své vlastní reaktory vyvíjí státy jako je USA, Čína, Rusko, Korea nebo Francie. Nejblíže komerčnímu provozu je americký reaktor NuScale [14]. Jako další příklady SMR lze uvést korejský SMART nebo francouzský NUWARD [15].

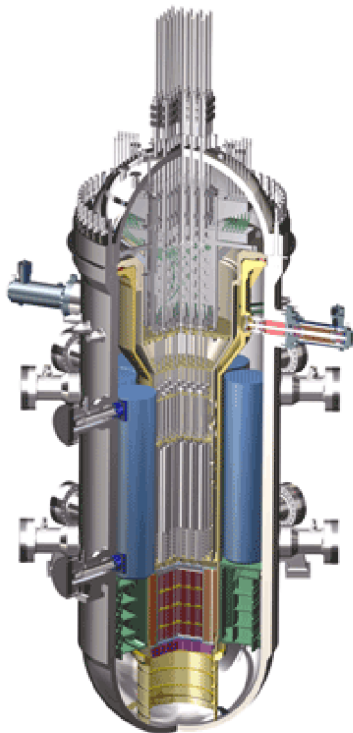
2.1 Využití malých modulárních reaktorů

Využití malých modulárních reaktorů je široké. Kromě klasické výroby elektřiny se také používají například k odsolování vody, v námořní dopravě – například jako pohon ponorek, k výrobě vodíku a mají velký potenciál v teplárenství – a to jako náhrada teplárny na fosilní paliva [14]. Na rozdíl od velkých jaderných elektráren pak mohou tyto menší sloužit i v zemích, kde není možná velmi velká investice do běžné, velké jaderné elektrárny nebo v zemích, kde není elektrická síť dostatečně rozvinutá, aby výkon velkých elektráren byla schopna pojmout [18].

2.2 Vybrané typy malých modulárních reaktorů

2.2.1 SMART

SMART je integrovaný tlakovodní reaktor, který vyvíjí Korejský institut pro výzkum atomové energie (KAERI) ve spolupráci se Saúdskou Arábií. Jako chladivo i moderátor se používá voda. Cirkulaci zajišťují celkem čtyři napájecí čerpadla. Průchodem přes aktivní zónu



Obrázek 2.1 - Řez reaktorem SMART [16].

se voda ohřeje z 296 na 322 °C a následně jde do osmi parogenerátorů. Výkon reaktoru je 365 MWt nebo 107 MWe [15].

Palivem jsou pelety UO_2 obohacené pod 5 %. Tyto pelety jsou uspořádány ve čtverci tvořeném palivovými tyčemi o počtu 17×17 s tím, že celkově je těchto čtverců 57. Palivový cyklus je tříletý a životnost reaktoru je 60 let. [15].

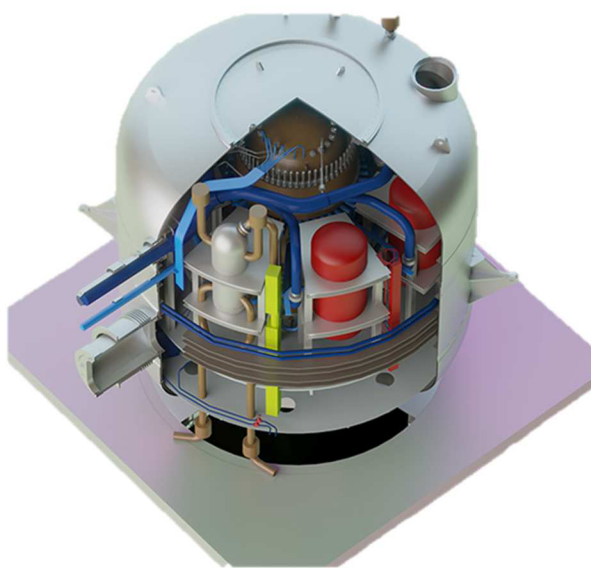
Návrh reaktoru klade velký důraz na bezpečnost, kterou mají zajišťovat výhradně inherentní a pasivní bezpečnostní prvky, které často vycházejí ze samotné koncepce reaktoru. Systém chlazení aktivní zóny je konfigurován tak, aby bylo možné eliminovat velkou havárii se ztrátou chladiva (LB-LOCA). Cirkulace reaktoru je nucená, ale je možné přejít na přirozenou cirkulaci v havarijních stavech. Bezpečnostní prvky, které se aktivují automaticky jsou navrženy tak, že během havárie je možné provozovat reaktor až 72 hodin bez zásahu obsluhy [15].

Reaktor je navržený jako víceúčelový, kromě výroby elektřiny má sloužit k odsolování mořské vody a k zásobování teplem. První využití tohoto reaktoru by mělo být v Saúdské Arábii, kde se předpokládá, že jeden reaktor SMART je schopen zajistit dodávky sladké vody a elektřiny pro město se sto tisíci obyvateli [17].

Vývoj reaktoru byl zahájen již v roce 1997 s myšlenkou exportu do zemí, s méně rozvinutými elektrickými sítěmi. Od té doby prošel řadou úprav a v roce 2012 prošel reaktor licenčním řízením, jako první integrovaný reaktor na světě [18]. Tento fakt dělá z reaktoru vhodného kandidáta pro využití v teplárenství v rozsahu blízké budoucnosti, jelikož je technologie již licencovaná a jednotlivé části designu a komponent jsou již ověřené.

2.2.2 NUWARD

NUWARD je integrovaný malý modulární reaktor tlakovodního typu od Francouzské firmy EDF. Médium i moderátor je lehká voda, přičemž reaktor využívá nucené cirkulace. Napájecí voda se v reaktoru ohřívá z 280 na 307 °C. Poté jde do šesti kompaktních parogenerátorů. NUWARD se skládá ze dvou na sobě nezávislých reaktorů, které jsou umístěny pod zemí a ponořené ve vodě. Každý reaktor má výkon 540 MWt nebo 170MWe [15].



Obrázek 2.2 - Model reaktoru NUWARD [19].

Palivem je UO_2 , uspořádané ve palivových proutcích, které jsou ve čtvercích 17x17 podobně, jako u reaktoru SMART, čtverců je však 76. Obohacení paliva je pod pět procent a výměna paliva je navržena na výměnu poloviny každé dva roky. Očekávaná životnost je 60 let [15].

Hlavní důvod vývoje tohoto reaktoru je náhrada elektráren na fosilní paliva v rámci snižování uhlíkové stopy, k čemuž se jeví i jako vhodný kandidát, a to jak pro dodávky elektřiny, tak i tepla, díky svým dvěma reaktorům může být velmi flexibilní s ohledem na potřebu dodávek. Kromě toho EDF počítá s případným využitím na výrobu vodíku a odsolování mořské vody [20]. Další výhodou je, že i přes poměrně vysoký výkon by takový elektrárna i se skladem paliva zabírala téměř třetinovou plochu, jako například elektrárna s reaktorem SMART [15].

NUWARD je v současnosti ve fázi základního designu a přípravy na licencování, přičemž licenci plánuje EDF získat do roku 2030, po kterém je v plánu postavit ve Francii i samotnou elektrárnu, která by reaktory využívala [21]. V rámci evropské spolupráce se NUWARD stane předmětem spojeného posudku vedeného francouzským Úřadem pro jadernou bezpečnost (ASN) ve spolupráci s českým SÚJB a finským ekvivalentem STUK [22].

V případě dodržení optimistického plánu EDF začít stavět již po roce 2030 by se z NUWARD mohl stát výborný kandidát na náhradu tepláren a elektráren na fosilní paliva v rámci evropského trhu. Největšími přednostmi je velká výkonová flexibilita a kompaktnost celého zařízení.

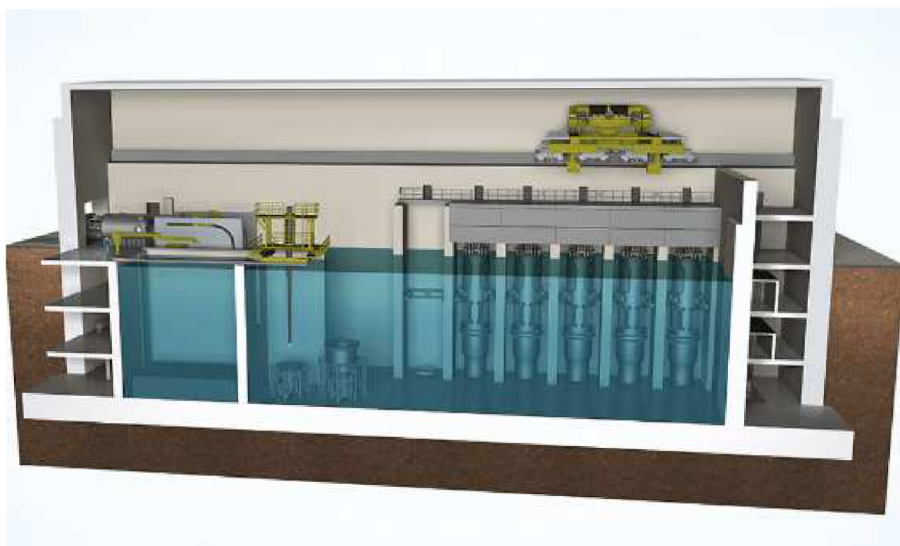
2.2.3 NuScale

NuScale je další z řady tlakovodních SMR integrovaného typu, vyvíjený v USA. Jako chladivo i moderátor využívá lehkou vodu, cirkulace ovšem není nucená, nýbrž přirozená. Každý modul má výkon 77 MWe nebo 250 MWt [23].

Stejně jako u předchozích typů, NuScale využívá jako palivo UO_2 , uložené v palivových proutcích, které jsou uspořádané ve čtvercích 17x17 proutků. Těchto čtverců je celkem 37. Palivo se obohacuje maximálně na 4,95 %. Výměna paliva probíhá po třetinách každé dva roky. Celková životnost reaktoru se pak předpokládá na 60 let [15].

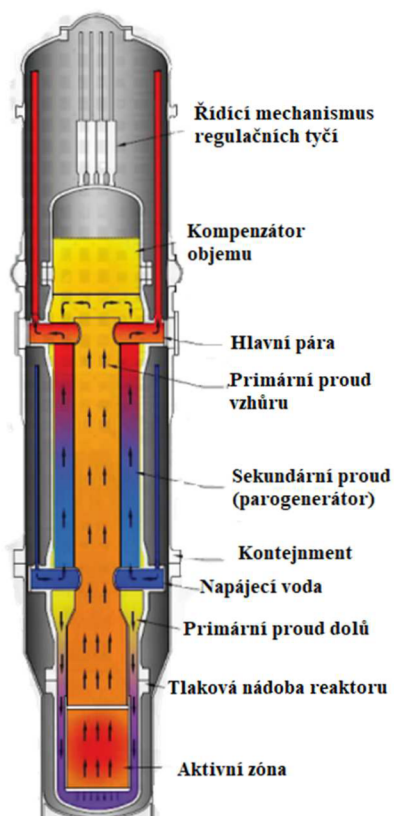
Kromě různých pasivních bezpečnostních prvků je výhodou právě přirozená cirkulace chladiva. Je to jeden z faktorů, které umožňují bezpečné odstavení reaktoru v případě blackoutu, kdy se reaktor chladí sám po neomezeně dlouhou dobu. Tato schopnost nevyžaduje žádnou vodu navíc, zásah operátora nebo elektřinu [23]. Přirozená cirkulace také eliminuje potřebu velkých čerpadel na provoz.

Hlavním důvodem vývoje reaktoru je výroba elektřiny, případně tepla, přičemž základní koncept spočívá v elektrárnách, které využívají více těchto reaktorů – konkrétně 4, 6 nebo 12. Za hlavní subjekt testování a licencování je považována verze se dvanácti reaktory, která tedy může mít výkon až 924 MWe [23]. Ačkoliv tedy samotný reaktor má výkon nižší než většina ostatních SMR, samotné elektrárny dovedou být velmi flexibilní z hlediska počáteční investice a požadovaného výkonu.



Obrázek 2.3 - Elektrárna využívající NuScale – nazvaná VOYGR [24].

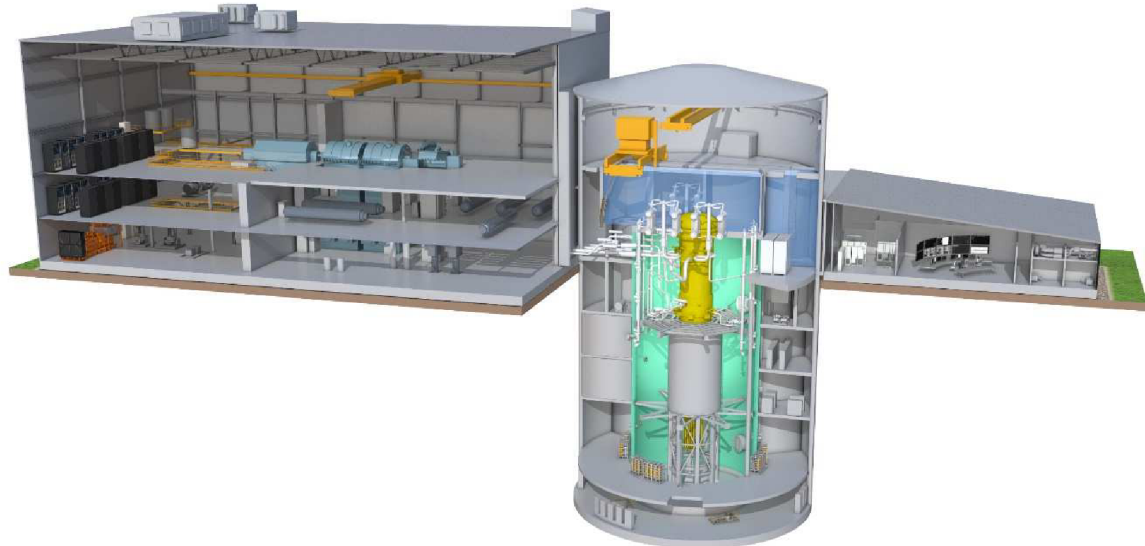
NuScale je prvním reaktorem, který byl schválen regulačním úřadem pro jadernou bezpečnost USA (NRC). První elektrárna využívající NuScale by měla být verze s 12 reaktory a měla by být postavena po roce 2030. U tohoto projektu se očekává délka stavby 39 měsíců, u následujících poté 30 měsíců [23]. Tento předpoklad v rámci stavby jaderných elektráren působí optimisticky, avšak menší rozměry a sériová výroba by tohle očekávání mohly přiblížit realitě. Samotný reaktor má být zkompletován v továrně a už v celku být dovezen na místo stavby [23].



Obrázek 2.4 - Reaktor NuScale Power Module [23].

2.2.4 BWRX-300

Jedná se o lehkovodní varný reaktor vyvíjený japonskou a americkou odnoží firmy GE-Hitachi. Cirkulace je podobně jako u NuScale Power Module přirozená, což umožňuje menší investice do čerpadel a větší bezpečnost reaktoru. Výkon BWRX-300 je 870 MWt nebo 300 MWe[15].



Obrázek 2.5 - Model elektrárny s reaktorem BWRX-300 [25].

Palivem je UO_2 obohacený v průměru na 3,4 %, maximálně pak na 4,95 %. Palivo je uspořádáno v proutcích, které tvoří pole 10x10 a celkově jich je v aktivní zóně 270. Při každé výměně paliva se mění 15-25 % obsahu. Jedna výměna probíhá 1-2 roky. Reaktor je navržen na životnost 60 let [15].

Reaktor má sloužit na výrobu elektřiny, ale také zásobování teplem, a to i do průmyslu do maximálních 287 °C. Cílem reaktoru je nahradit provozy, které využívají zemní plyn a konkurovat jim i ekonomicky [15].

Projekt je momentálně ve fázi příprav na licencování v USA, Kanadě a Velké Británii. O reaktor projevily však zájem i další evropské země, jako například Polsko anebo Estonsko, které již schválilo projekt na svém území [25].

2.3 Zhodnocení

Výše zmíněné malé modulární reaktory byly vybrány z několika důvodů – například NuScale a SMART jsou již v pokročilejší fázi vývoje či licencování. Všeobecně se jedná o návrhy, které by bylo možné využít jako náhradu elektráren a tepláren na fosilní paliva. V rámci snižování emisí a konce uhelných elektráren tyto reaktory již zmiňovala v České republice i skupina ČEZ jako možný projekt například v Temelíně. Vzhledem k plánovanému odstoupení od uhlí se zájem o SMR zvýšil, protože představují menší investici než běžné jaderné elektrárny, jsou velmi flexibilní, a ačkoliv se spuštění prvních projektů s SMR očekává až po roce 2030, stavba takových elektráren bude pravděpodobně podstatně kratší, díky menší velikosti zařízení a sériové výrobě součástí.

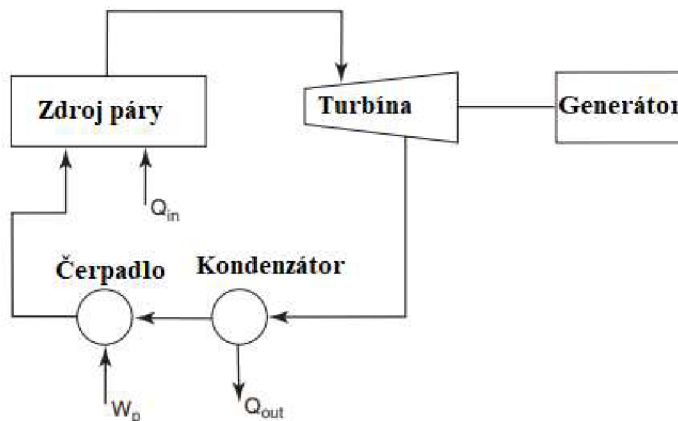
3 Teplárenství

3.1 Úvod

Teplárenství je obor, jehož účelem je zásobování spotřebitelů teplem. K výrobě tepla slouží především teplárny, ve kterých probíhá kombinovaná výroba elektřiny a tepla [26]. Dalšími zdroji pak mohou být kotelný, výtopyny anebo elektrárny s dodávkou tepla do systému centrálního zásobování teplem [27].

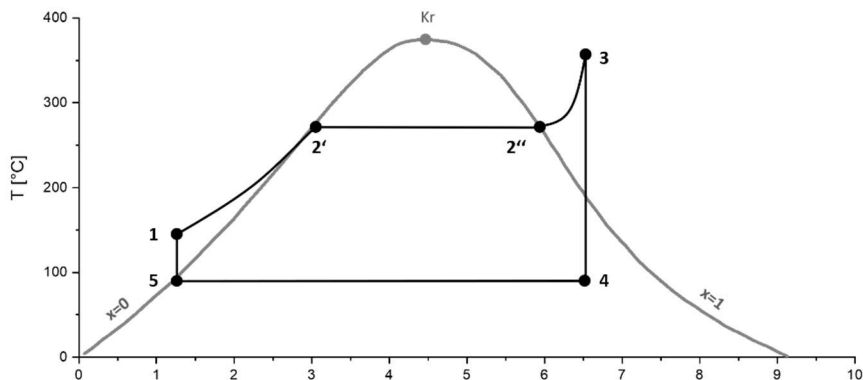
3.2 Pracovní cyklus

Nejjednodušším pracovním cyklem je Rankine-Clausiovův cyklus. Ten zjednodušeně spočívá v tom, že zdroj páry (kotel) dodává páru turbíně, která energii páry přeměňuje na mechanickou energii, pomocí které generátor vyrábí elektřinu. Pára jde z turbíny do kondenzátoru, odkud se pomocí čerpadla posílá zpátky ke zdroji páry [28]. U elektráren je teplo páry jdoucí z turbíny mařené, zatímco u tepláren se využívá právě na zásobování teplem. Účinnost teplárny je tím tedy podstatně vyšší, i když se jedná o dva různé druhy vyrobené energie [26].



Obrázek 3.1 - Schéma Rankine-Clausiova cyklu [28].

V realitě je cyklus poměrně složitější. To je způsobeno různými ztrátami, a hlavně zařízeními na zvýšení účinnosti cyklu. Ke zvýšení účinnosti cyklu se používají přehříváky na zvýšení teploty páry jdoucí z kotle [28]. Dále pak regenerace, kdy se využije např. část páry z turbíny na ohřátí vody vstupující do kotle. Mezi další způsoby pak patří zvyšování tlaku páry před turbínou, mezipřehřívání nebo snížení tlaku v kondenzátoru.



Obrázek 3.2 - Rankine - Clausiovův cyklus v T-s diagramu [29].

3.3 Dodávky tepla

Teplu vyrobené v teplárně může být dodáváno několika způsoby. Nejčastějším je ve formě teplonosné vody, která sice dodává teplo pomaleji, ale má velký akumulační efekt [30]. V tomto případě má tepelná síť alespoň 2 potrubí – jedno přívodní a druhé vratné. Cirkulaci vody zajišťují čerpací stanice [26]. Druhou formou dodávka ve formě páry, která je rychlejší, pára je o vyšších parametrech. Používá se zpravidla v průmyslu [30]. Poslední možností jsou pak smíšené dodávky [30].

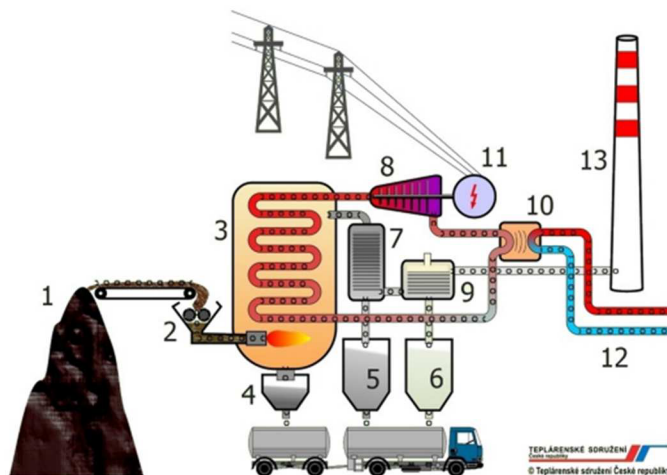
3.4 Systémy zásobování teplem

Systémů zásobování teplem existuje několik – klíčový pro tuhle práci je systém centrálního zásobování teplem. Jedná se o zásobování i na větší dálky z jednoho velkého zdroje – teplárny. Tento způsob je centrálně řízený a zpravidla mají zdroje vyšší výkony, a tedy i vyšší účinnost. Mezi další výhody patří i ekologické faktory, jako je menší znečištění a vyšší kontrola spalín a spalovacího procesu. Nevýhodou jsou pak především vysoké investiční náklady a menší flexibilita tak velkého zdroje [27]. Právě do tohoto systému by mohly být využity malé modulární reaktory jako náhrada tepláren na fosilní paliva.

Dalším systémem je systém decentralizovaného zásobování teplem. V tomto případě se teplo vyrábí přímo u zásobovaného prostoru. Posledním systémem je pak lokální zásobování teplem – to jsou bytové kotelny a další [27].

Na obrázku výše lze vidět schéma uhelné elektrárny. V případě teplárny by byla pára vyexpandovaná z turbíny využita buď přímo jako pára na dodávky tepla anebo k ohřevu vody, která je pak potrubní sítí vedena ke spotřebiteli jako teplo.

Kombinovaná výroba elektřiny a tepla v uhelné teplárně



1 – palivo, 2 – mlýn, 3 – kotel, 4 – zásobník strusky, 5 – silo popílku,
6 – silo energosádrovce, 7 – elektrofiltr, 8 – turbína, 9 – odsíření, 10
– kondenzátor, 11 – generátor, 12 – primární okruh, 13 – komin

Obrázek 3.3 - Schéma uhelné teplárny [39].

3.5 Zhodnocení

Vzhledem k celosvětovým snahám o snižování emisí a omezení využití fosilních paliv je současná situace teplárenství dlouhodobě neudržitelná. Již nyní se uvažuje o náhradě uhelných elektráren v ČR malými modulárními reaktory. Stejný princip pak lze aplikovat i u tepláren, čímž by se dosáhlo výroby bezemisní energie.

4 Koncepční návrh jaderného zdroje na bázi SMR pro teplárenství

Pro návrh jaderného zdroje byl vybrán výše zmíněný korejský reaktor SMART. Tento reaktor se jeví jako vhodný kandidát a svou koncepcí počítá i s využitím v teplárenství, což je jedním z předmětů této práce. Samotný reaktor je již v pokročilé fázi vývoje a díky tomu jsou známy některé parametry, které byly použity ve výpočtech.

Následující kapitola je věnována návrhu tepelného schématu a výpočtu bilance sekundárního okruhu a okruhu vyvedení tepla. V tabulce níže jsou uvedeny základní parametry reaktoru SMART. Tlak v napájecí nádrži a suchost páry na vstupu do kondenzátoru byly po konzultaci s vedoucím navrženy, jelikož tyto parametry nejsou dostupné. Další parametry byly vypočteny nebo zvoleny či navrženy podle literatury.

Tabulka 4.1 - Základní parametry SMART [15].

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Tlak v primárním okruhu	p_{pri}	15	MPa
Tlak za parogenerátorem	p_p	5,8	MPa
Teplota na vstupu do reaktoru	$t_{pri,in}$	296	°C
Teplota na výstupu z reaktoru	$t_{pri,out}$	322	°C
Tlak v napájecí nádrži	p_{NN}	0,78	MPa
Suchost páry na vstupu do kondenzátoru	$x_{kon,in}$	0,9	-

4.1 Návrh sekundárního okruhu a okruhu vyvedení tepla

Jak je již zmíněno v kapitole 1, v sekundárním okruhu dochází k přeměně tepelné energie na energii mechanickou na turbíně. Po této přeměně se zbytkové teplo odvádí do kondenzátoru. Součástí sekundárního okruhu je také systém regenerace, který zvyšuje účinnost oběhu. Do něj je kondenzát hnán kondenzačním čerpadlem.

V rámci diplomové práce bylo navrženo následující složení systému regenerace: kondenzátor ucpávkové páry, 5 nízkotlakých ohříváků, napájecí nádrž s odplyňovačem a 2 vysokotlaké ohříváky. U všech regeneračních ohříváků bylo využito kaskádování kondenzátu.

Kondenzát z napájecí nádrže je veden pomocí napájecího čerpadla přes vysokotlakou regeneraci a do parogenerátoru. Z parogenerátoru jde pára na vysokotlaký díl turbíny, kde expanduje. Než je vedena pára na nízkotlaký díl turbíny, projde separátorem s dvoustupňovým ohřevem kvůli odloučení vlhkosti a zlepšení parametrů páry. Poté pára putuje do kondenzátoru.

Součástí je také okruh vyvedení tepla, který spočívá v ohřátí vody v horkovodu pomocí tří výměníků, které využijí páry z odběrů turbíny.

Jednotlivé části okruhů budou dále rozebrány v příslušných částech výpočtu, přičemž se začne u kondenzátoru a terciárního okruhu.

4.2 Kondenzátor a terciární okruh

Nejdůležitějšími výstupními hodnotami zde jsou parametry kondenzátu vedeného dále k nízkotlaké regeneraci. Pro jejich získání je potřeba terciární okruh, který je ovlivněn okolními podmínkami jako jsou teplota vzduchu, jeho vlhkost a tlak. Tyto podmínky byly uvažovány jako průměrné roční hodnoty pro Českou republiku. Průměrná teplota byla získána jako průměr celoroční teploty a teploty v letních měsících za rok 2021[31].

Tabulka 4.2 - Parametry okolního vzduchu [31].

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Průměrná teplota okolního vzduchu	$t_{okolí}$	12,2	°C
Průměrná vlhkost vzduchu	$\varphi_{okolí}$	73	%
Průměrný tlak vzduchu	$p_{okolí}$	97,45	kPa

Teplota mokrého teploměru byla získána pomocí funkce v programu EES.

$$t_{mt} = f(t_{okolí}, \varphi_{okolí}, p_{okolí}) = 11,67 \text{ °C} \quad (4.1)$$

Dále byl určen rozdíl mezi teplotou mokrého teploměru a vody vystupující z chladicí věže podle [32], stejně jako následující postup:

$$\Delta t_{mtv} = 11 \text{ °C} \quad (4.2)$$

Sečtením byla získána teplota vody vystupující z chladicí věže.

$$t_{vc2} = t_{mt} + \Delta t_{mtv} = 11,67 + 11 = 22,67 \text{ °C} \quad (4.3)$$

Obvykle bývá rozdíl teplot chladicí vody 9 až 13 K [32]. Zde byl zvolen následovně:

$$\Delta t_{vk} = 10 \text{ °C} \quad (4.4)$$

Teplota vody po průchodu kondenzátorem je tedy:

$$t_{vc2} = t_{vc1} + \Delta t_{vk} = 22,67 + 10 = 32,67 \text{ °C}$$

Nedohřev kondenzátoru byl zvolen podle [33]:

$$\delta_{nk} = 2 \text{ °C} \quad (4.5)$$

Pomocí těchto hodnot byla poté získána teplota páry vstupující do kondenzátoru, přičemž rozdíl mezi teplotou vstupující páry a vystupujícího kondenzátu nebyl uvažován.

$$t_{kon,in} = t_{ko1} = t_{vc2} + \delta_{nk} = 32,67 + 2 = 34,67 \text{ °C} \quad (4.6)$$

Tím, že je známa teplota a suchost páry vstupující do kondenzátoru, je možné získat tlak. Hodnota tlaku, stejně jako dalších veličin takto vyjádřených v dalších výpočtech byla získána pomocí programu EES.

$$p_{kon} = f(t_{kon,in}, x_{kon,in}) = 5,528 \text{ kPa} \quad (4.7)$$

Jsou tedy získány parametry páry v kondenzátoru a teplota vystupujícího kondenzátu. Ten je veden směrem k nízkotlaké regeneraci pomocí kondenzátního čerpadla.

4.3 Nízkotlaká regenerace

Tato část byla navržena tak, že se skládá z kondenzátoru ucpávkové páry (KUP) – ten slouží k odsávání parovzdušné směsi z vnějších ucpávek parní turbíny [34]. Na ten dále navazuje pět nízkotlakých regeneračních ohříváků (NTO). To jsou výměníky sloužící k ohřátí kondenzátu na požadovanou teplotu, přičemž využívají částečně vyexpandovanou páru, branou z odběrů na turbíně. Požadovaná teplota je teplota kondenzátu v napájecí nádrži. Ta je spojena s odplyňovačem – směšovací ohřívákem, který slouží k termickému odplynění [35].

Teplota v napájecí nádrži byla určena následovně:

$$t_{NN} = f(p_{NN}, x = 0) = 169 \text{ °C} \quad (4.8)$$

Nedohřev na vstupu do odplyňovače [36]:

$$\Delta t_{od} = 20 \text{ °C} \quad (4.9)$$

Teplota kondenzátu za posledním NTO je tedy:

$$t_{ko7} = t_{NN} - \Delta t_{od} = 169 - 20 = 149 \text{ °C} \quad (4.10)$$

Ohřátí v KUP [36]:

$$\Delta t_{KUP} = 5 \text{ °C} \quad (4.11)$$

Teplota kondenzátu před prvním NTO je tedy:

$$t_{ko2} = t_{ko1} + \Delta t_{KUP} = 34,67 + 5 = 39,67 \text{ °C} \quad (4.12)$$

Následně kondenzát prochází 5 NTO. Ohřátí v těchto ohřívácích bylo voleno víceméně rovnoměrně podle [36]:

$$t_{ko3} = t_{ko2} + 18 = 37,67 + 18 = 57,67 \text{ °C} \quad (4.13)$$

$$t_{ko4} = t_{ko3} + 22 = 55,67 + 22 = 79,67 \text{ °C} \quad (4.14)$$

$$t_{ko5} = t_{ko4} + 22 = 77,67 + 22 = 101,67 \text{ °C} \quad (4.15)$$

$$t_{ko6} = t_{ko5} + 24 = 99,67 + 24 = 125,67 \text{ °C} \quad (4.16)$$

$$t_{ko7} = t_{ko6} + 24 = 123,67 + 24 = 149,67 \text{ °C} \quad (4.17)$$

Nedohřev NTO byl zvolen [36]:

$$\delta_{nNTO} = 2 \text{ °C} \quad (4.18)$$

Pomocí této hodnoty byly určeny teploty sytosti páry v jednotlivých NTO:

$$t_{sp,i} = t_{ko,i} + \delta_{nNTO} \quad (4.19)$$

Tabulka 4.3 - Teploty sytosti páry v NTO

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Teplota sytosti páry NTO1	t_{sp3}	59,67	°C
Teplota sytosti páry NTO2	t_{sp4}	81,67	°C
Teplota sytosti páry NTO3	t_{sp5}	103,67	°C
Teplota sytosti páry NTO4	t_{sp6}	127,67	°C
Teplota sytosti páry NTO5	t_{sp7}	151,67	°C

Tlak byl poté zjištěn pomocí těchto teplot a příslušné suchosti páry:

$$p_{sp,i} = f(t_{sp,i}, x = 1) \quad (4.20)$$

Tabulka 4.4 - Tlaky páry v NTO

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Tlak páry v NTO1	p_{sp3}	19,65	kPa
Tlak páry v NTO2	p_{sp4}	50,72	kPa
Tlak páry v NTO3	p_{sp5}	115,5	kPa
Tlak páry v NTO4	p_{sp6}	252	kPa
Tlak páry v NTO5	p_{sp7}	497,9	kPa

Kondenzát v této části žene kondenzátní čerpadlo. Dále tedy byly určeny tlakové ztráty a návrh čerpadla s tím, jaký tlakový rozdíl musí čerpadlo překonat.

4.4 Kondenzátní čerpadlo

Přírůstek tlaku v kondenzátním čerpadle [36]:

$$\Delta p_{kč} = p_{NN} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{čk} + \Delta p_{kp} + \Delta p_{rh} + \Delta p_{geo1} \quad (4.21)$$

Přičemž p_{NN} je tlak v napájecí nádrži. Ostatní veličiny jsou dílčí ztráty určeny podle [36] uvedeny v tabulce níže spolu s dalšími parametry důležitými pro výpočet.

Tabulka 4.5 - Dílčí tlakové ztráty u nízkotlaké regenerace [36]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Tlaková ztráta regeneračního ohříváku	Δp_{ro}	0,07	MPa
Tlaková ztráta chladiče kondenzátu	Δp_{chk}	0,06	MPa
Tlaková ztráta kondenzátoru ucpávkové páry	Δp_{KUP}	0,06	MPa
Tlaková ztráta zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu	$\Delta p_{čk}$	0,35	MPa
Tlaková ztráta v potrubí nízkotlakové regenerace	Δp_{kp}	0,15	MPa
Tlaková ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru	Δp_{rh}	0,5	MPa
Rozdíl tlaku daný rozdílem polohy odplyňovače a čerpadla	Δp_{geo1}	0,15	MPa
Tlaková ztráta daná rozdílem polohy čerpadla a NTO	Δp_{geo2}	0,05	MPa

Níže je uveden výpočet celkovou tlakovou ztrátu v nízkotlakých ohřívácích.

$$\begin{aligned} \Delta p_{NTO} &= 5 \cdot \Delta p_{ro} + 5 \cdot \Delta p_{chk} + \Delta p_{KUP} \\ &= 5 \cdot 0,07 + 5 \cdot 0,06 + 0,06 = 0,71 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.22)$$

Přírůstek tlaku je tedy podle rovnice (4.21):

$$\begin{aligned} \Delta p_{kč} &= p_{NN} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{čk} + \Delta p_{kp} + \Delta p_{rh} + \Delta p_{geo1} \\ &= 0,78 + 0,71 + 0,35 + 0,15 + 0,5 + 0,15 \\ &= 2,64 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.23)$$

Tlakový rozdíl, který kondenzátní čerpadlo překonává [36]:

$$\Delta p_{kč,p} = \Delta p_{kč} - p_{kon} = 2,64 - 0,005528 = 2,634 \text{ MPa} \quad (4.24)$$

Dále byly vyčísleny tlaky v jednotlivých částech nízkotlaké regenerace. Tlaková ztráta v potrubí nebyla uvažována [36]:

$$\begin{aligned} p_{ko1} &= \Delta p_{kč} - \Delta p_{čk} - \Delta p_{rh} - \Delta p_{geo2} \\ &= 2,64 - 0,35 - 0,5 - 0,05 = 1,74 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.25)$$

$$p_{ko2} = p_{ko1} - \Delta p_{KUP} = 1,74 - 0,06 = 1,68 \text{ MPa} \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} p_{ko3} &= p_{ko2} - \Delta p_{ro} - \Delta p_{chk} = 1,68 - 0,07 - 0,06 \\ &= 1,55 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.27)$$

$$p_{ko4} = p_{ko3} - \Delta p_{ro} - \Delta p_{chk} = 1,55 - 0,07 - 0,06 = 1,42 \text{ MPa} \quad (4.28)$$

$$p_{ko5} = p_{ko4} - \Delta p_{ro} - \Delta p_{chk} = 1,42 - 0,07 - 0,06 = 1,29 \text{ MPa} \quad (4.29)$$

$$p_{ko6} = p_{ko5} - \Delta p_{ro} - \Delta p_{chk} = 1,29 - 0,07 - 0,06 = 1,16 \text{ MPa} \quad (4.30)$$

$$p_{ko7} = p_{ko6} - \Delta p_{ro} - \Delta p_{chk} = 1,16 - 0,07 - 0,06 = 1,03 \text{ MPa} \quad (4.31)$$

Následně byl určen měrný objem kondenzátu v čerpadle:

$$v_{kč} = f(t_{ko1}, p_{ko1}) = 0,001005 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.32)$$

Účinnost čerpadla byla zvolena dle [36]:

$$\eta_{kč} = 0,8 \quad (4.33)$$

Na závěr byl vypočten přírůstek entalpie v kondenzátním čerpadle [36]:

$$\Delta i_{kč} = \frac{\Delta p_{kč,p} \cdot v_{kč}}{\eta_{kč}} = \frac{2,634 \cdot 0,001005}{0,8} \cdot 10^3 = 3,317 \text{ kJ/kg} \quad (4.34)$$

Po zjištění hmotnostních průtoků v následujících kapitolách byl určen příkon kondenzátního čerpadla [36]:

$$P_{kč} = \frac{M_{ko7} \cdot \Delta i_{kč}}{\eta_{el} \cdot \eta_{nč}} = \frac{141,8 \cdot 3,317}{0,98 \cdot 0,8} = 600 \text{ kW} \quad (4.35)$$

Tento přírůstek se dá v rámci tepelného schématu považovat za zanedbatelný.

4.5 Napájecí čerpadlo

Pracovní látka, která prošla nízkotlakou regenerací, odplyněním a napájecí nádrží je vedena napájecím čerpadlem do vysokotlakých ohříváků (VTO). Po průchodu těmito ohříváky jde již pracovní látka do parogenerátoru. Výpočet tlakových ztrát a návrh čerpadla je podobný kondenzátnímu čerpadlu řešenému výše a byl veden podle [36].

$$p_{nč} = p_p + \Delta p_{pp} + \Delta p_{pgv} + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{VTO} + \Delta p_{ge03} \quad (4.36)$$

Tabulka 4.6 - dílčí tlakové ztráty u vysokotlaké regenerace [36]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Tlaková ztráta v potrubí napájecí vody	Δp_{np}	0,25	MPa
Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody	Δp_{rn}	1	MPa
Tlaková ztráta jednoho VTO	Δp_{VTO}	0,1	MPa
Tlakový rozdíl daný umístěním napájecího čerpadla	Δp_{geod3}	0,3	MPa

Mezi dílčí tlakové ztráty patří také: tlaková ztráta mezi parogenerátorem a turbínou:

$$\Delta p_{pp} = 0,06 \cdot p_0 = 0,06 \cdot 5,8 = 0,348 \text{ MPa} \quad (4.37)$$

Tlakové ztráty na vodní straně parogenerátoru:

$$\Delta p_{pgv} = 0,2 \cdot p_0 = 0,2 \cdot 5,8 = 1,16 \text{ MPa} \quad (4.38)$$

Tlak za napájecím čerpadlem je tedy podle (4.34):

$$\begin{aligned} p_{n\check{c}} &= p_p + \Delta p_{pp} + \Delta p_{pgv} + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{VTO} + \Delta p_{geod3} \\ &= 5,8 + 0,348 + 1,16 + 0,25 + 1 + 2 \cdot 0,1 \\ &\quad + 0,3 = 9,058 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.39)$$

Rozdílem tlaku za napájecím čerpadlem a tlaku v napájecí nádrži byl získán přírůstek tlaku:

$$\Delta p_{n\check{c},p} = p_{n\check{c}} - p_{NN} = 9,058 - 0,78 = 8,278 \text{ MPa} \quad (4.40)$$

Měrný objem vody, důležitý pro výpočet přírůstku entalpie v čerpadle:

$$v_{n\check{c}} = f(t_{NN}, p_{NN}) = 0,001107 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (4.41)$$

Účinnost napájecího čerpadla byla opět zvolena podle [36]:

$$\eta_{n\check{c}} = 0,8 \quad (4.42)$$

A výsledný přírůstek entalpie je tedy:

$$\Delta i_{n\check{c}} = \frac{\Delta p_{n\check{c},p} \cdot v_{n\check{c}}}{\eta_{n\check{c}}} = \frac{8,278 \cdot 0,001107}{0,8} \cdot 10^3 = 11,47 \text{ kJ/kg} \quad (4.43)$$

Pro získání entalpie pracovní látky za napájecím čerpadlem bylo ještě potřeba získat entalpii vody v napájecí nádrži.

$$i_{NN} = f(p_{NN}, x = 0) = 716,3 \text{ kJ/kg}$$

Entalpie pracovní látky před vstupem do systému vysokotlaké regenerace je tedy:

$$i_{nč} = i_{ko8} = i_{NN} + \Delta i_{nč} = 716,3 + 11,47 = 727,77 \text{ kJ/kg} \quad (4.44)$$

Voda se tedy průchodem napájecím čerpadlem ohřeje a to [36]:

$$\Delta t_{nč} = 1,6 \text{ °C} \quad (4.45)$$

Teplota vody za napájecím čerpadlem je tedy:

$$t_{nč} = t_{ko8} = t_{NN} + \Delta t_{nč} = 169,4 + 1,6 = 171 \text{ °C} \quad (4.46)$$

Po zjištění hmotnostních průtoků v následujících kapitolách byl přidán na závěr podkapitoly příkon napájecího čerpadla. Účinnosti byly stanoveny dle [36]:

$$P_{nč} = \frac{M_p \cdot \Delta i_{nč}}{\eta_{el} \cdot \eta_{nč}} = \frac{169,8 \cdot 11,47}{0,98 \cdot 0,8} = 2484,19 \text{ kW} \quad (4.47)$$

4.6 Vysokotlaká regenerace

V rámci schématu byly navrženy 2 VTO, ve kterých se pracovní látka ohřeje, než jde do parogenerátoru. Ohřátí jednotlivých VTO bylo navrženo podle [36] s tím, že ohřátí ve VTO2 by mělo být přibližně 1,5krát větší než ve VTO1.

$$t_{ko9} = t_{nč} + 24 = 171 + 24 = 195 \text{ °C} \quad (4.48)$$

$$t_{ko10} = t_{ko9} + 34 = 195 + 34 = 229 \text{ °C} \quad (4.49)$$

Tlaky látky v jednotlivých bodech poté jsou:

$$p_{ko8} = p_{nč} = 9,058 \text{ MPa} \quad (4.50)$$

$$p_{ko9} = p_{ko8} - \Delta p_{VTO} = 9,058 - 0,1 = 8,958 \text{ MPa} \quad (4.51)$$

$$p_{ko10} = p_{ko9} - \Delta p_{VTO} = 8,958 - 0,1 = 8,858 \text{ MPa} \quad (4.52)$$

Nedohřev ve VTO byl zvolen podle [36]:

$$\delta_{nVTO} = 4 \text{ °C} \quad (4.53)$$

Díky tomu je možné vypočítat teplotu páry vstupující do VTO:

$$t_{VTO1p} = t_{ko9} + \delta_{nVTO} = 195 + 4 = 199 \text{ °C} \quad (4.54)$$

$$t_{VTO2p} = t_{nv} + \delta_{nVTO} = 229 + 4 = 233 \text{ °C} \quad (4.55)$$

Dále byly získány tlaky páry vstupující do VTO pomocí teploty a suchosti:

$$p_{sp,VTO1} = f(t_{VTO1p}, x = 1) = 1,521 \text{ MPa} \quad (4.56)$$

$$p_{sp,VTO2} = f(t_{VTO2p}, x = 1) = 2,952 \text{ MPa} \quad (4.57)$$

4.7 Vysokotlaký a nízkotlaký díl turbíny

Při návrhu turbíny byly určeny parametry páry v jednotlivých bodech – na vstupu do vysokotlakého (VT) dílu, po expanzi na VT dílu, před vstupem na NT díl a po výstupu z NT dílu. Dále také byly určeny parametry páry v jednotlivých odběrech. Turbína je pro reaktor SMART navržena dvoudílná – s jedním VT a jedním NT dílem. Otáčky turbíny by měly být 1500/min [37].

Vzhledem k tomu, že tlak páry za parogenerátorem byl zadán, pro určení tlaku páry na vstupu na VT díl od něj stačí odečíst ztráty určené podle [36]:

Tabulka 4.7 - Tlakové ztráty před VT dílem [36]

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Tlaková ztráta v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcím ventilu a regulačních ventilech	Δp_{z1}	$0,04 \cdot p_p$	MPa
Tlaková ztráta v převáděcím potrubí	Δp_{z2}	$0,025 \cdot p_p$	MPa

$$\Delta p_{z1} = 0,04 \cdot p_p = 0,04 \cdot 5,8 = 0,232 \text{ MPa} \quad (4.58)$$

$$\Delta p_{z2} = 0,025 \cdot p_p = 0,025 \cdot 5,8 = 0,145 \text{ MPa} \quad (4.59)$$

Tlak před páry před VT dílem je tedy:

$$p_1 = p_p - \Delta p_{z1} - \Delta p_{z2} = 5,8 - 0,232 - 0,145 = 5,423 \text{ MPa} \quad (4.60)$$

Suchost páry ve stejném bodě byla určena podle literatury [38]:

$$x_1 = 0,997 \quad (4.61)$$

Pomocí těchto údajů byla dále zjištěna teplota, entalpie a entropie páry:

$$t_1 = f(p_1, x_1) = 296,1 \text{ °C} \quad (4.62)$$

$$i_1 = f(p_1, x_1) = 2786 \text{ kJ/kg} \quad (4.63)$$

$$s_1 = f(p_1, i_1) = 5,928 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (4.64)$$

Parametry páry na výstupu z turbíny, respektive na vstupu do kondenzátoru již byly vypočteny výše:

$$p_4 = p_{kon} = 0,005528 \text{ MPa} \quad (4.65)$$

$$x_4 = x_{kon,in} = 0,9 \quad (4.66)$$

$$t_4 = t_{kon,in} = 34,67 \text{ °C} \quad (4.67)$$

Pomocí těchto známých parametrů pak byla zjištěna příslušná entalpie a entropie:

$$i_4 = f(p_4, x_4) = 2322 \text{ kJ/kg} \quad (4.68)$$

$$s_4 = f(p_4, i_4) = 7,572 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (4.69)$$

Dále bylo potřeba určit suchost páry po expanzi na VT dílu. Ta se odvíjí od rychlosti otáček turbíny tak, že turbíny s otáčkami 3000/min vyžadují vyšší suchost. Navrhovaná turbína má mít otáčky 1500/min a může si tak dovolit nižší suchost, která byla po konzultaci s vedoucím určena:

$$x_2 = 0,84 \quad (4.70)$$

Dále byly stanoveny účinnosti obou dílů turbíny podle doporučení v literatuře [36]:

$$\eta_{VT} = 0,84 \quad (4.71)$$

$$\eta_{NT} = 0,88 \quad (4.72)$$

Následně byla vytvořena soustava rovnic popisující průběh expanze na turbíně. Tato soustava byla řešena iteračním výpočtem v programu EES. Pomocí získaných hodnot, zapsaných do tabulky bylo možné získat zbývající potřebné parametry.

$$\eta_{VT} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_{2,iz}} \quad (4.73)$$

$$\eta_{NT} = \frac{i_3 - i_4}{i_3 - i_{4,iz}} \quad (4.74)$$

$$p_2 = p_3 \quad (4.75)$$

$$i_{2,iz} = f(p_2, s_1) \quad (4.76)$$

$$i_2 = f(p_2, x_2) \quad (4.77)$$

$$s_3 = f(i_3, p_3) \quad (4.78)$$

$$i_{4,iz} = f(p_4, s_3) \quad (4.79)$$

Tabulka 4.8 - Získané parametry páry expandující na turbíně

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Entalpie po expanzi na VT dílu	i_2	2386	kJ/kg
Entalpie po izoentropické expanzi na VT dílu	$i_{2,iz}$	2310	kJ/kg
Entropie po expanzi na VT dílu	s_2	6,113	kJ/(kg·K)
Tlak po expanzi na VT dílu	p_2	0,3388	MPa
Teplota po expanzi na VT dílu	t_2	137,7	°C
Entalpie před vstupem na NT díl	i_3	2895	kJ/kg
Entropie před vstupem na NT díl	s_3	7,319	kJ/(kg·K)
Tlak před vstupem na NT díl	p_3	0,3388	MPa
Teplota před vstupem na NT díl	t_3	215,1	°C
Entalpie po expanzi na NT dílu	i_4	2322	kJ/kg
Entalpie po izoentropické expanzi na NT dílu	$i_{4,iz}$	2244	kJ/kg

Po vyřešené expanzi následovalo stanovení parametrů v odběrech turbíny. Jelikož již byly určeny tlaky páry v jednotlivých ohřívácích, kam je z odběrů pára vedena, byly tlaky v jednotlivých odběrech určeny pomocí započtení ztrát mezi odběrem a ohřívákem [36]:

Ztráty byly určeny podle [36]:

$$\delta_{pl} = \frac{11 - j}{100} \quad (4.80)$$

Kde j vyjadřuje o kolikátý ohřívák ve směru od kondenzátoru se jedná.

$$p_{od8} = p_{sp3} \cdot (1 + \delta_{pl}) = 0,01965 \cdot \left(1 + \frac{11 - 1}{100}\right) = 0,02161 \text{ MPa} \quad (4.81)$$

$$p_{od7} = p_{sp4} \cdot (1 + \delta_{pl}) = 0,05072 \cdot \left(1 + \frac{11 - 2}{100}\right) = 0,05528 \text{ MPa} \quad (4.82)$$

$$p_{od6} = p_{sp5} \cdot (1 + \delta_{pl}) = 0,1155 \cdot \left(1 + \frac{11 - 3}{100}\right) = 0,1247 \text{ MPa} \quad (4.83)$$

$$p_{od5} = p_{sp6} \cdot (1 + \delta_{pl}) = 0,252 \cdot \left(1 + \frac{11 - 4}{100}\right) = 0,2696 \text{ MPa} \quad (4.84)$$

$$p_{od4} = p_{sp7} \cdot (1 + \delta_{pl}) = 0,4979 \cdot \left(1 + \frac{11 - 5}{100}\right) = 0,5278 \text{ MPa} \quad (4.85)$$

$$p_{od2} = p_{sp,VT01} \cdot (1 + \delta_{pl}) = 1,521 \cdot \left(1 + \frac{11 - 6}{100}\right) = 1,597 \text{ MPa} \quad (4.86)$$

$$p_{od1} = p_{sp,VT02} \cdot (1 + \delta_{pl}) = 2,952 \cdot \left(1 + \frac{11 - 5}{100}\right) = 3,07 \text{ MPa} \quad (4.87)$$

Tlak v odběru tři, který je připojený na odplyňovač a napájecí nádrž byl stanoven podle [36]:

$$p_{od3} = (p_d + \Delta p_{zd}) \cdot k_d = (0,78 + 0,2) \cdot 1,3 = 1,274 \text{ MPa} \quad (4.88)$$

Kde p_d je tlak v odplyňovači, respektive v napájecí nádrži, Δp_{zd} jsou tlakové ztráty v potrubí a k_d je volený součinitel. Hodnoty tlakových ztrát a součinitele byly zvoleny podle [36].

Pomocí získaných tlaků v odběrech, účinností jednotlivých dílů turbíny a parametrů páry během expanze na turbíně byly vypočteny entalpie a entropie páry v odběrech. Výpočet proběhl určením ideálního entalpického spádu – s izoentropickou expanzí a následným využitím této hodnoty a dané účinnosti dílu turbíny byla vypočtena skutečná hodnota entalpie. Pro znázornění jsou níže uvedeny výpočty parametrů prvních dvou odběrů turbíny. Od pátého odběru pak byla využita účinnost NT dílu. Zbylé hodnoty byly zapsány do tabulky.

$$i_{od1,iz} = f(p_{od1}, s_1) = 2677 \text{ kJ/kg} \quad (4.89)$$

$$\begin{aligned} i_{od1} &= i_1 - \eta_{VT} \cdot (i_1 - i_{od1,iz}) = 2786 - 0,84 \cdot (2786 - 2677) \\ &= 2694 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (4.90)$$

$$s_{od1} = f(p_{od1}, i_{od1}) = 5,962 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (4.91)$$

$$i_{od2,iz} = f(p_{od2}, s_{od1}) = 2575 \text{ kJ/kg} \quad (4.92)$$

$$\begin{aligned} i_{od2} &= i_{od1} - \eta_{VT} \cdot (i_{od1} - i_{od2,iz}) = 2786 - 0,84 \cdot (2786 - 2677) \\ &= 2594 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (4.93)$$

$$s_{od2} = f(p_{od2}, i_{od2}) = 6,003 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (4.94)$$

Tabulka 4.9 - Parametry páry v odběrech

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Entalpie v odběru 3 po izoentropické expanzi	$i_{od3,iz}$	2555	kJ/kg
Entalpie v odběru 3	i_{od3}	2561	kJ/kg
Entropie v odběru 3	s_{od3}	6,016	kJ/(kg·K)
Entalpie v odběru 4 po izoentropické expanzi	$i_{od4,iz}$	2415	kJ/kg

Entalpie v odběru 4	i_{od4}	2438	kJ/kg
Entropie v odběru 4	S_{od4}	6,071	kJ/(kg·K)
Entalpie v odběru 5 po izoentropické expanzi	$i_{od5,iz}$	2846	kJ/kg
Entalpie v odběru 5	i_{od5}	2852	kJ/kg
Entropie v odběru 5	S_{od5}	7,331	kJ/(kg·K)
Entalpie v odběru 6 po izoentropické expanzi	$i_{od6,iz}$	2703	kJ/kg
Entalpie v odběru 6	i_{od6}	2722	kJ/kg
Entropie v odběru 6	S_{od6}	7,337	kJ/(kg·K)
Entalpie v odběru 7 po izoentropické expanzi	$i_{od7,iz}$	2584	kJ/kg
Entalpie v odběru 7	i_{od7}	2601	kJ/kg
Entropie v odběru 7	S_{od7}	7,423	kJ/(kg·K)
Entalpie v odběru 8 po izoentropické expanzi	$i_{od8,iz}$	2459	kJ/kg
Entalpie v odběru 8	i_{od8}	2476	kJ/kg
Entropie v odběru 8	S_{od8}	7,474	kJ/(kg·K)

4.8 Separátor – přehřívák

Separátor je zařízení sloužící ke snížení vlhkosti páry po expanzi na VT dílu turbíny. Vlhkost výrazně zvyšuje riziko poškození lopatek turbíny. Také zhoršuje účinnost, protože je spotřebovávána energie na urychlování kapek proudem páry a také brzdícím efektem, kdy kapky dopadají na lopatky v opačném směru než pára. Je tedy žádoucí vlhkost co nejvíce snížit [38]. Spolu se separátorem jsou v jedné nádobě pak přehříváky – v této koncepci byly zvoleny dva. Pára je k nim vedena od přívodu k turbíně a z prvního odběru. Přehřev páry sám o sobě by účinnost nezlepšil, naopak zhoršil. Výsledný pozitivní zisk přehříváním vzniká právě dodatečným zvýšením suchosti páry a snížením výše zmíněných ztrát vlhkostí [38].

Pro první přehřívák je pára vedena z odběru 1, pro druhý přehřívák je pak pára odebrána před vstupem na VT díl. Tato místa byla zvolena kvůli teplotě páry. Přehřívák je výměník pára-pára a musí se tedy počítat s nedohřevem okolo 50 °C. Pára odebrána od vstupu na VT díl se vlivem tlakových ztrát ochladí o 5 °C [38].

$$t_{při2} = t_1 - 5 = 264,1 \text{ °C} \quad (4.95)$$

Díky znalosti této teploty a suchosti x_1 byly určeny další parametry – tlak a entalpie páry a entalpie odcházejícího kondenzátu:

$$p_{při2} = f(t_{při2}, x_1) = 5,01 \text{ MPa} \quad (4.96)$$

$$i_{při2} = f(t_{při2}, x_1) = 2789 \text{ kJ/kg} \quad (4.97)$$

$$i_{při2,ko} = f(t_{při2}, x = 0) = 1155 \text{ kJ/kg} \quad (4.98)$$

Parametry páry z prvního odběru jsou:

$$p_{při2} = f(t_{při2}, x_1) = 5,01 \text{ MPa} \quad (4.99)$$

$$t_{při1} = t_{od1} = 235,1 \text{ °C} \quad (4.100)$$

$$p_{při1} = p_{od1} = 3,07 \text{ MPa} \quad (4.101)$$

$$i_{při1} = i_{od1} = 2694 \text{ kJ/kg} \quad (4.102)$$

$$i_{při1,ko} = f(p_{při1}, x = 0) = 1014 \text{ kJ/kg} \quad (4.103)$$

Na závěr byly určeny parametry páry za separátorem včetně odcházejícího kondenzátu. Suchost za separátorem byla uvažována 1.

$$i_{sep} = f(p_3, x = 1) = 2730 \text{ kJ/kg} \quad (4.104)$$

$$i_{sep,ko} = f(p_3, x = 0) = 579,4 \text{ kJ/kg} \quad (4.105)$$

$$t_{sep,ko} = f(p_3, i_{sep,ko}) = 137,7 \text{ °C} \quad (4.106)$$

Ohřátí v prvním přehříváku bylo zvoleno dle [36]:

$$t_{při1,out} = 168,7 \text{ °C} \quad (4.107)$$

Dále byla spočítána příslušná entalpie:

$$i_{při1,out} = f(t_{při1,out}, x = 1) = 2768 \text{ kJ/kg} \quad (4.108)$$

4.9 Parametry pracovní látky, kaskádování kondenzátu

Před bilančním výpočtem byly stanoveny entalpie pracovní látky v jednotlivých bodech nízkotlaké a vysokotlaké regenerace. Hodnoty entalpie byly získány pomocí programu EES s tím, že byly známé teploty a tlaky pracovní látky v konkrétních bodech. Výsledky byly zapsány do tabulky níže:

Tabulka 4.10 - Entalpie v jednotlivých bodech

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Entalpie za kondenzátorem	i_{ko1}	146,8	kJ/kg
Entalpie za KUP	i_{ko2}	167,6	kJ/kg
Entalpie za NTO1	i_{ko3}	242,7	kJ/kg

Entalpie za NTO2	i_{ko4}	334,7	kJ/kg
Entalpie za NTO3	i_{ko5}	427,1	kJ/kg
Entalpie za NTO4	i_{ko6}	528,6	kJ/kg
Entalpie za NTO5	i_{ko7}	631,1	kJ/kg
Entalpie za napájecím čerpadlem	i_{ko8}	727,7	kJ/kg
Entalpie za VTO1	i_{ko9}	833	kJ/kg
Entalpie za VTO2 a vstupující do parogenerátoru	i_{ko10}	986,6	kJ/kg

Poté byly určeny teploty kondenzátu páry v odběrech při kaskádování kondenzátu. Ty byly pak dále využity pro určení příslušných entalpií. U nízkotlaké regenerace bylo ochlazení kondenzátu v chladiči zvoleno 9 °C [36].

$$t_{kask6} = t_{ko6} + 9 = 134,67 \text{ °C} \quad (4.109)$$

$$t_{kask5} = t_{ko5} + 9 = 110,67 \text{ °C} \quad (4.110)$$

$$t_{kask4} = t_{ko4} + 9 = 88,67 \text{ °C} \quad (4.111)$$

$$t_{kask3} = t_{ko3} + 9 = 66,67 \text{ °C} \quad (4.112)$$

$$t_{kask2} = t_{ko2} + 9 = 48,67 \text{ °C} \quad (4.113)$$

Pomocí těchto teplot byly stanoveny příslušné entalpie:

$$i_{kask6} = f(t_{kask6}, x = 0) = 566,3 \text{ kJ/kg} \quad (4.114)$$

$$i_{kask5} = f(t_{kask5}, x = 0) = 464,3 \text{ kJ/kg} \quad (4.115)$$

$$i_{kask4} = f(t_{kask4}, x = 0) = 371,5 \text{ kJ/kg} \quad (4.116)$$

$$i_{kask3} = f(t_{kask3}, x = 0) = 279,1 \text{ kJ/kg} \quad (4.117)$$

$$i_{kask2} = f(t_{kask2}, x = 0) = 203,8 \text{ kJ/kg} \quad (4.118)$$

Pro vysokotlakou část regenerace byl použit stejný způsob výpočtu s tím rozdílem, že ochlazení kondenzátu zde bylo zvoleno 20 °C [36].

$$t_{kask8} = t_{od2} - 20 = 181,3 \text{ °C} \quad (4.119)$$

$$t_{kask9} = t_{od1} - 20 = 215,1 \text{ °C} \quad (4.120)$$

$$i_{kask8} = f(t_{kask8}, x = 0) = 768,8 \text{ kJ/kg} \quad (4.121)$$

$$i_{kask9} = f(t_{kask9}, x = 0) = 921,1 \text{ kJ/kg} \quad (4.122)$$

4.10 Tepelné a hmotnostní bilance

Výpočet byl proveden v poměrných veličinách [36]:

$$\gamma = \frac{M_j}{M_p} \quad (4.123)$$

Kde M_p je hmotnostní tok páry na výstupu z parogenerátoru a M_j hmotnostní průtok páry v daném úseku.

V průběhu se bral hmotnostní průtok do turbíny jako 1 kg/s. Se stanovením poměrného průtoku se začalo u VTO a postupovalo se směrem proti směru kondenzátu k napájecí nádrži a NTO. Takto vznikla soustava rovnic [17]:

$$\gamma_{VTO2} = \frac{i_{ko10} - i_{ko9}}{i_{od1} - i_{kask9}} \quad (4.124)$$

$$\gamma_{VTO1} = \frac{i_{ko9} - i_{ko8}}{i_{od2} - i_{kask8}} - \gamma_{VTO1} \cdot \frac{i_{kask9} - i_{kask8}}{i_{od2} - i_{kask8}} \quad (4.125)$$

$$i_{NN} - i_{ko7} = \gamma_{VTO1} \cdot i_{kask8} + \gamma_{NN} \cdot i_{od3} + \gamma_{sep} \cdot i_{sep,ko} + \gamma_{při1} \cdot i_{při1,ko} + \gamma_{při2} \cdot i_{při2,ko} - i_{ko7} \cdot (\gamma_{VTO1} + \gamma_{NN} + \gamma_{sep} + \gamma_{při1} + \gamma_{při2}) \quad (4.126)$$

$$\gamma_{sep} = \gamma_6 \cdot \frac{i_{sep} - i_2}{i_{sep} - i_{sep,ko}} \quad (4.127)$$

$$\gamma_{ko7} = 1 - \gamma_{NN} - \gamma_{sep} - \gamma_{při1} - \gamma_{při2} \quad (4.128)$$

$$\gamma_{při1} = \gamma_7 \cdot \frac{i_{při1,out} - i_{sep}}{i_{při1} - i_{při1,ko}} \quad (4.129)$$

$$\gamma_{při2} = \gamma_{7a} \cdot \frac{i_3 - i_{při1,out}}{i_{při2} - i_{při2,ko}} \quad (4.130)$$

$$\gamma_{při1} = \gamma_7 \cdot \frac{i_{při1,out} - i_{sep}}{i_{při1} - i_{při1,ko}} \quad (4.131)$$

$$\gamma_{od4} = \gamma_{ko7} \cdot \frac{i_{ko7} - i_{ko6}}{i_{od4} - i_{kask6}} \quad (4.132)$$

$$\gamma_{od5} = \gamma_{ko7} \cdot \frac{i_{ko6} - i_{ko5}}{i_{od5} - i_{kask5}} \quad (4.133)$$

$$\gamma_{od6} = \gamma_{ko7} \cdot \frac{i_{ko5} - i_{ko4}}{i_{od6} - i_{kask4}} \quad (4.134)$$

$$\gamma_{od7} = \gamma_{ko7} \cdot \frac{i_{ko4} - i_{ko3}}{i_{od7} - i_{kask3}} \quad (4.135)$$

$$\gamma_{od8} = \gamma_{ko7} \cdot \frac{i_{ko3} - i_{ko2}}{i_{od8} - i_{kask2}} \quad (4.136)$$

Dále byly stanoveny poměrné průtoky na turbíně. Uvažován je i odběr pro KUP, který je dle [36] brán za VT dílem a jeho hodnota je daná. Postup byl od jednotkového průtoku na VT díl přes odběry a separátor až po výstup z NT dílu [36].

$$\gamma_1 = 1 - \gamma_{při2} \quad (4.137)$$

$$\gamma_2 = \gamma_1 - \gamma_{VTO2} - \gamma_{při1} \quad (4.138)$$

$$\gamma_3 = \gamma_2 - \gamma_{VTO1} \quad (4.139)$$

$$\gamma_4 = \gamma_3 - \gamma_{NN} \quad (4.140)$$

$$\gamma_5 = \gamma_3 - \gamma_{KUP} \quad (4.141)$$

$$\gamma_6 = \gamma_5 - \gamma_{od4} \quad (4.142)$$

$$\gamma_7 = \gamma_6 - \gamma_{sep} \quad (4.143)$$

$$\gamma_7 = \gamma_{7a} = \gamma_8 \quad (4.144)$$

$$\gamma_9 = \gamma_8 - \gamma_{od5} \quad (4.145)$$

$$\gamma_{10} = \gamma_9 - \gamma_{od6} \quad (4.146)$$

$$\gamma_{11} = \gamma_{10} - \gamma_{od7} \quad (4.147)$$

$$\gamma_{12} = \gamma_{11} - \gamma_{od8} \quad (4.148)$$

$$\gamma_{KUP} = 0,005 \quad (4.149)$$

Tyto poměrné hmotnostní toky jsou spolu s dále určenými hmotnostními toky zaznamenány v tabulce.

Dále byly stanoveny entalpické spády, které byly následně využity pro výpočet práce na turbíně:

$$H_1 = i_1 - i_{od1} = 2786 - 2694 = 91 \text{ kJ/kg} \quad (4.150)$$

$$H_2 = i_{od1} - i_{od2} = 2694 - 2594 = 100 \text{ kJ/kg} \quad (4.151)$$

$$H_3 = i_{od2} - i_{od3} = 2594 - 2561 = 33 \text{ kJ/kg} \quad (4.152)$$

$$H_4 = i_{od3} - i_2 = 2561 - 2386 = 175 \text{ kJ/kg} \quad (4.153)$$

$$H_8 = i_3 - i_{od5} = 2895 - 2852 = 43 \text{ kJ/kg} \quad (4.154)$$

$$H_9 = i_{od5} - i_{od6} = 2852 - 2722 = 130 \text{ kJ/kg} \quad (4.155)$$

$$H_{10} = i_{od6} - i_{od7} = 2722 - 2601 = 121 \text{ kJ/kg} \quad (4.156)$$

$$H_{11} = i_{od7} - i_{od8} = 2601 - 2476 = 125 \text{ kJ/kg} \quad (4.157)$$

$$H_{12} = i_{od8} - i_4 = 2476 - 2322 = 154 \text{ kJ/kg} \quad (4.158)$$

Práce na turbíně byla tedy stanovena jako:

$$\begin{aligned} a_{it} &= \gamma_1 \cdot H_1 + \gamma_2 \cdot H_2 + \gamma_3 \cdot H_3 + \gamma_4 \cdot H_4 + \gamma_8 \cdot H_8 + \gamma_9 \cdot H_9 \\ &\quad + \gamma_{10} \cdot H_{10} + \gamma_{11} \cdot H_{11} + \gamma_{12} \cdot H_{12} \\ &= 638,4 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (4.159)$$

K těmto veličinám byla ještě určena mechanická účinnost a účinnost generátoru podle [36]. Díky znalosti těchto veličin a výkonu reaktoru SMART byl vypočítán hmotnostní průtok páry.

$$P_{svor} = 107 \text{ MW} \quad (4.160)$$

$$\eta_{gen} = 0,98 \quad (4.161)$$

$$\eta_{mech} = 0,96 \quad (4.162)$$

$$M_p = \frac{P_{svor} \cdot 1000}{\eta_{gen} \cdot \eta_{mech} \cdot a_{it}} = \frac{107000}{0,98 \cdot 0,96 \cdot 638,4} = 178,2 \text{ kg/s} \quad (4.163)$$

Výpočet hmotnostních průtoků v jednotlivých částech okruhu pak byl proveden následovně:

$$M_i = \gamma_i \cdot M_p \quad (4.164)$$

Poměrné i skutečné hmotnostní toky v příslušných částech jsou zaznamenány v tabulce níže:

Tabulka 4.11 - Poměrné a skutečné hmotnostní průtoky

Část	Poměrný průtok γ [-]	Skutečný hmotnostní průtok [kg/s]
VTO2	0,08667	15,44
VTO1	0,05319	9,477
NN	0,02791	4,973
sep	0,1157	20,61

ko7	0,7957	141,8
pří1	0,01345	2,396
pří2	0,04733	8,432
od4	0,04359	7,765
od5	0,03382	6,025
od6	0,03129	5,575
od7	0,03153	5,617
od8	0,0263	4,685
1	0,9527	169,8
2	0,8526	151,9
3	0,7994	142,4
4	0,7715	137,4
5	0,7665	136,6
6	0,7229	128,8
7	0,6072	108,2
7a	0,6072	108,2
8	0,6072	108,2
9	0,5734	102,2
10	0,5241	96,58
11	0,5106	90,97
12	0,4843	86,28
KUP	0,005	0,8908

5 Vyvedení tepelného výkonu

V následující kapitole je řešeno možné využití reaktoru SMART pro teplárenské účely. Pro vyvedení tepelného výkonu byl navržen horkovod, ve kterém je voda ohřívána z

$$t_{horv} = 60 \text{ °C} \quad (5.1)$$

Na

$$t_{hr3} = 130 \text{ °C} \quad (5.2)$$

Teplotní spád v horkovodu je tedy

$$\Delta t_{horv} = 60 \text{ °C} \quad (5.3)$$

Při návrhu byly zanedbány tlakové ztráty v horkovodu a samotný tlak byl stanoven následovně:

$$p_{horv} = 1,7 \text{ MPa} \quad (5.4)$$

K realizaci tohoto ohřevu byla navržena výměňiková stanice složená ze tří ohříváků. Tyto ohříváky mají vodu ohřívát pomocí páry z odběrů turbíny, konkrétně odběrů 7, 6 a 5. Ohřátí v jednotlivých výměňicích je následující:

$$t_{hr1} = t_{horv} + 18 = 60 + 18 = 78 \text{ °C} \quad (5.5)$$

$$t_{hr2} = t_{hr1} + 26 = 78 + 26 = 104 \text{ °C} \quad (5.6)$$

$$t_{hr3} = t_{hr2} + 26 = 104 + 26 = 130 \text{ °C} \quad (5.7)$$

Na základě [39] bylo zjištěno, že pro správnou funkci turbíny je možné z ní maximálně odebrat přibližně 15 % tepelného výkonu. Vzhledem k parametrům reaktoru byl zvolen výsledný výkon výměňikové stanice jako 48 MW.

$$P_{t,SMART} = 365 \text{ MW}_t \quad (5.8)$$

$$Q_{tep} = 48 \text{ MW} \quad (5.9)$$

Pro získání požadovaného hmotnostního průtoku vody v horkovodu bylo potřeba stanovit střední teplotu média a následně některé jeho vlastnosti:

$$t_{horv,str} = \frac{60 + 130}{2} = 95 \text{ °C} \quad (5.10)$$

$$c_{p_{horv}} = f(t_{horv,str}, p_{horv}) = 4207 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)} \quad (5.11)$$

Výsledný hmotnostní průtok vody je tedy:

$$M_{horv} = \frac{Q_{tep} \cdot 10^6}{c_{p_{horv}} \cdot \Delta t_{horv}} = \frac{48 \cdot 10^6}{4207 \cdot 70} = 163 \text{ kg/s} \quad (5.12)$$

Dále byly určeny entalpie vody a kondenzátu páry v jednotlivých částech horkovodu:

$$i_{horv} = f(t_{horv}, p_{horv}) = 252,6 \text{ kJ/kg} \quad (5.13)$$

$$i_{hr1} = f(t_{hr1}, p_{horv}) = 327,9 \text{ kJ/kg} \quad (5.14)$$

$$i_{hr2} = f(t_{hr2}, p_{horv}) = 437,2 \text{ kJ/kg} \quad (5.15)$$

$$i_{hr3} = f(t_{hr3}, p_{horv}) = 547,4 \text{ kJ/kg} \quad (5.16)$$

$$i_{ko,V1} = f(x = 0, p_{od7}) = 351,1 \text{ kJ/kg} \quad (5.17)$$

$$i_{ko,V2} = f(x = 0, p_{od6}) = 444 \text{ kJ/kg} \quad (5.18)$$

$$i_{ko,V3} = f(x = 0, p_{ho5}) = 546 \text{ kJ/kg} \quad (5.19)$$

Pomocí těchto hodnot byly určeny tepelné výkony jednotlivých výměníků:

$$Q_{tep,V1} = M_{horv} \cdot (i_{hr1} - i_{horv}) = 163 \cdot (327,9 - 252,6) = 12,283 \text{ MW} \quad (5.20)$$

$$Q_{tep,V2} = M_{horv} \cdot (i_{hr2} - i_{hr1}) = 163 \cdot (437,2 - 327,9) = 17,814 \text{ MW} \quad (5.21)$$

$$Q_{tep,V3} = M_{horv} \cdot (i_{hr3} - i_{hr2}) = 163 \cdot (547,4 - 437,2) = 17,950 \text{ MW} \quad (5.22)$$

$$Q_{tep,celk} = Q_{tep,V1} + Q_{tep,V2} + Q_{tep,V3} = 48 \text{ MW} \quad (5.23)$$

Následně byly vyčísleny také potřebné hmotnostní průtoky odběrové páry:

$$M_{p,V1} = \frac{M_{horv} \cdot (i_{hr1} - i_{horv})}{i_{od7} - i_{koV1}} = \frac{163 \cdot (327,9 - 252,6)}{2601 - 351,1} = 5,46 \text{ kg/s} \quad (5.24)$$

$$M_{p,V2} = \frac{M_{horv} \cdot (i_{hr2} - i_{hr1})}{i_{o6} - i_{koV2}} = \frac{163 \cdot (437,2 - 327,9)}{2720 - 444} = 7,825 \text{ kg/s} \quad (5.25)$$

$$M_{p,V3} = \frac{M_{horv} \cdot (i_{hr3} - i_{hr2})}{i_{o5} - i_{koV3}} = \frac{163 \cdot (547,4 - 437,2)}{2852 - 546} = 7,786 \text{ kg/s} \quad (5.26)$$

Jakmile byly zjištěny průtoky, bylo potřeba upravit bilanci, jelikož byl značně navýšen hmotnostní průtok v příslušných odběrech. Tím bylo sníženo množství páry na turbíně a snížen výkon. Byl tedy určen poměrný hmotnostní průtok pro každý výměník a následně byly doplněny do soustavy rovnic, která řeší bilanci. Zpětně byly tedy dopočítány jednotlivé průtoky a svorkový výkon po odběru páry.

$$\gamma_{V1} = \frac{M_{p,V1}}{M_p} = \frac{5,46}{178,2} = 0,03064 \quad (5.27)$$

$$\gamma_{V2} = \frac{M_{p,V2}}{M_p} = \frac{7,825}{178,2} = 0,04391 \quad (5.28)$$

$$\gamma_{V3} = \frac{M_{p,V3}}{M_p} = \frac{7,786}{178,2} = 0,04369 \quad (5.29)$$

Rovnice pro poměrné průtoky v příslušných odběrech byly tedy rozšířeny:

$$\gamma_{od7} = \gamma_{ko7} \cdot \left(\frac{i_{ko4} - i_{ko3}}{i_{od7} - i_{kask3}} \right) + \gamma_{V1} \quad (5.30)$$

$$\gamma_{od6} = \gamma_{ko7} \cdot \left(\frac{i_{ko5} - i_{ko4}}{i_{od6} - i_{kask4}} \right) + \gamma_{V2} \quad (5.31)$$

$$\gamma_{od5} = \gamma_{ko7} \cdot \left(\frac{i_{ko6} - i_{ko5}}{i_{od5} - i_{kask5}} \right) + \gamma_{V3} \quad (5.32)$$

Podle rovnice (4.162) byly pak spočteny skutečné hmotnostní průtoky v odběrech:

$$M_{od7,tep} = 11,08 \text{ kg/s} \quad (5.33)$$

$$M_{od6,tep} = 13,4 \text{ kg/s} \quad (5.34)$$

$$M_{od5,tep} = 13,81 \text{ kg/s} \quad (5.35)$$

Tím byly ovlivněny hmotnostní průtoky páry za těmito odběry a skutečné hodnoty tedy jsou:

$$M_{9,tep} = 94,39 \text{ kg/s} \quad (5.36)$$

$$M_{10,tep} = 80,99 \text{ kg/s} \quad (5.37)$$

$$M_{11,tep} = 69,91 \text{ kg/s} \quad (5.38)$$

$$M_{12,tep} = 65,23 \text{ kg/s} \quad (5.39)$$

S novými hmotnostními průtoky byla opět vypočtena práce na turbíně podle rovnice (4.157):

$$a_{it} = 589,2 \text{ kJ/kg} \quad (5.40)$$

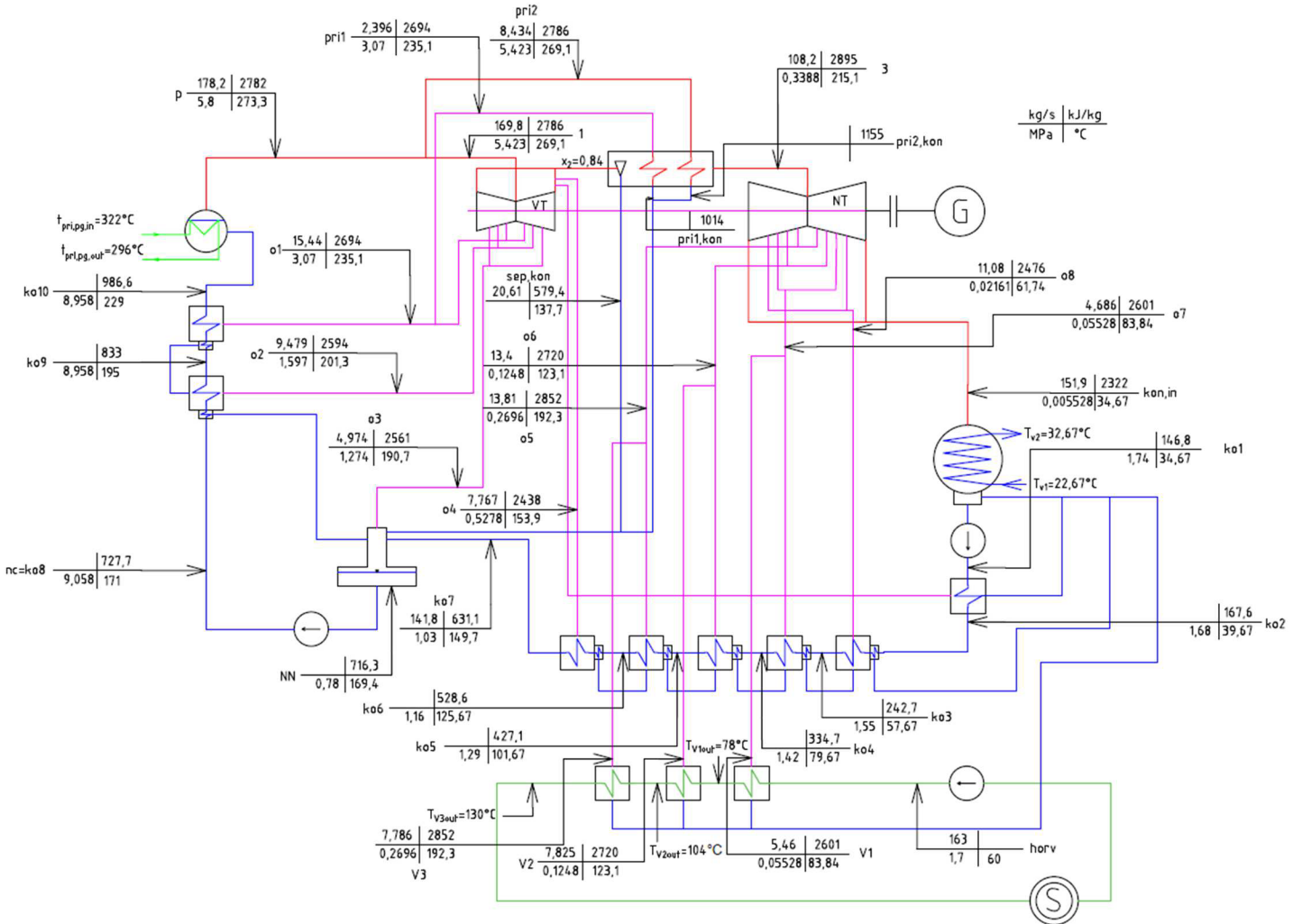
Pomocí které byl určen svorkový výkon po odběru páry na ohřev vody v horkovodu:

$$P_{Svork,tep} = \frac{M_p \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{gen} \cdot a_{it}}{1000} = 98,78 \text{ MW} \quad (5.41)$$

Výsledkem tedy je, že při zavedení výměňkové stanice o výkonu 48 MW se sníží svorkový výkon o 8,22 MW.

Pokud by výměňková stanice pracovala na plný výkon 5400 hodin ročně, byla by schopna dodávat až 933 TJ tepla ročně. To by pokrylo například téměř čtvrtinu spotřeby města Brna [40]. Je potřeba však podotknout, že je pravděpodobné, že běžný provoz by byl s menším výkonem a po kratší dobu ročně. Dalším důležitým faktem je, že při odstávce z důvodu výměny paliva by došlo k odstavení dodávek tepla. Tomu by šlo předejít postavením více reaktorů SMART s vyvedením tepla v jedné lokalitě, aby se mohly případně zastupovat či společně pokrývat větší potřebu tepla. Tato možnost je ulehčená právě modularitou reaktoru, kdy se s více moduly na jednom místě počítá s tím, že náklady nejsou tak nepříznivé, jako u konvenčního jaderného zdroje.

Na závěr kapitoly je na obrázku níže uvedeno schéma okruhu včetně vyvedení tepla. Pro jednotlivé uzlové body jsou také určeny parametry pracovní látky.



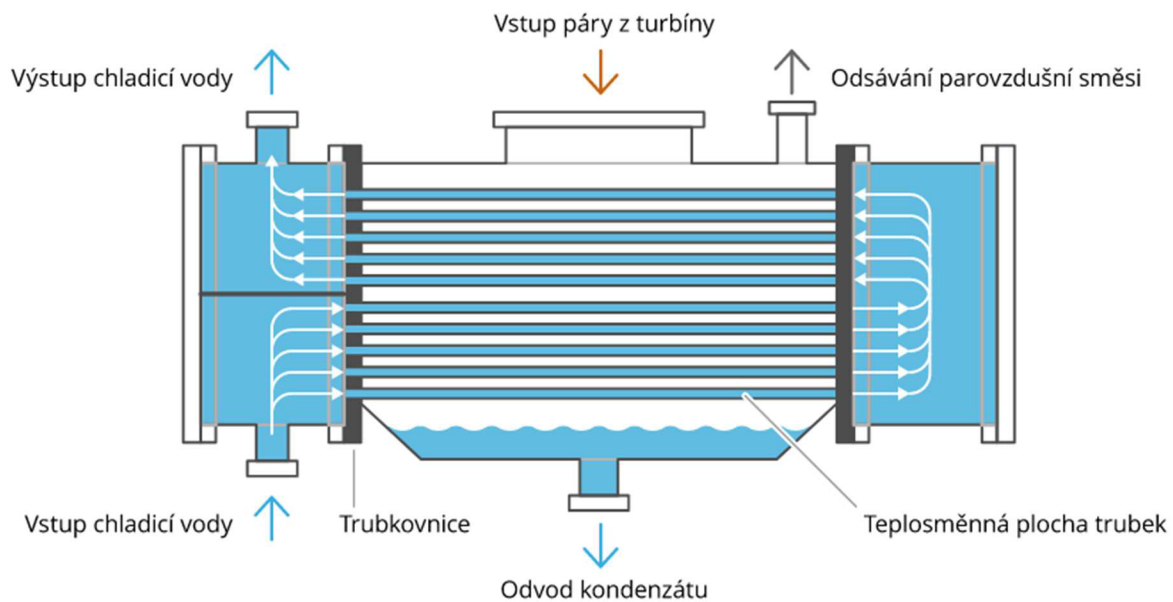
Obrázek 5.1 - Tepelné schéma s parametry pracovní látky.

6 Určení předběžné velikosti hlavních zařízení sekundárního a terciárního okruhu

V této kapitole je popsáno řešení posledního cíle diplomové práce. Byl proveden návrh kondenzátoru, čerpadla chladicí vody a mokré chladicí věže, NTO, VTO, výměníků v horkovodu a nakonec parogenerátoru. V rámci výpočtu byla stanovena základní geometrie, součinitele prostupu tepla, teplosměnná plocha apod.

6.1 Kondenzátor

Návrh jednotlivých zařízení probíhal ve stejném pořadí, jako návrh tepelného schématu v předchozích kapitolách. Kondenzátor výměník tepla, sloužící ke kondenzaci páry při konstantním tlaku a teplotě. Kondenzační teplo je pak odváděno chladicím médiem z terciárního okruhu. Vzniklý kondenzát poté veden kondenzátním čerpadlem k nízkotlaké regeneraci [41]. Navrhovaný kondenzátor byl uvažovaný s vodorovnými trubkami.



Obrázek 6.1 - Schématické znázornění parního kondenzátoru [41].

Pro určení průtoku chladicí vody bylo potřeba nejprve stanovit entalpie chladicí vody. Ke zjištění těchto entalpií bylo nutné stanovit tlak chladicí vody:

$$p_{v1} = 0,4 \text{ MPa} \quad (6.1)$$

S tím, že byla zvolena tlaková ztráta podle [32]:

$$\Delta p_v = 0,1 \text{ MPa} \quad (6.2)$$

Tlak chladicí vody na výstupu z kondenzátoru:

$$p_{v2} = p_{v1} - \Delta p_v = 0,4 - 0,1 = 0,3 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

Se znalostí tlaků a teplot byly určeny příslušné entalpie. Dále byla stanovena entalpie kondenzátu KUP a celkový průtok kaskádovaného kondenzátu:

$$i_{v1} = f(t_{v1}, p_{v1}) = 95,14 \text{ kJ/kg} \quad (6.4)$$

$$i_{v2} = f(t_{v2}, p_{v2}) = 137,2 \text{ kJ/kg} \quad (6.5)$$

$$i_{KUP} = f(t_{ko2}, x = 0) = 166,2 \quad (6.6)$$

$$\begin{aligned} M_{kask} &= M_{o4} + M_{o5} + M_{o6} + M_{o7} + M_{o8} \\ &= 7,767 + 13,81 + 13,4 + 11,08 + 4,686 \\ &= 50,74 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (6.7)$$

$$\begin{aligned} M_v &= \frac{M_{12} \cdot (i_4 - i_{ko1}) + M_{KUP} \cdot (i_{KUP} - i_{ko1}) + M_{kask} \cdot (i_{kask2} - i_{ko1})}{(i_{v2} - i_{v1})} = \\ &= \frac{65,23 \cdot (2322 - 146,8) + 0,891 \cdot (166,2 - 146,8) - 50,74 \cdot (203,8 - 146,8)}{(137,2 - 95,14)} \\ &= 3,472 \text{ m}^3/\text{s} = 3472 \text{ kg/s} \end{aligned} \quad (6.8)$$

Teplu předané v kondenzátoru:

$$\begin{aligned} Q_{kon} &= M_{ko7} \cdot (i_4 - i_{k1}) = 141,8 \cdot (2322 - 146,8) \\ &= 308420 \text{ kW} \end{aligned} \quad (6.9)$$

Dále byl stanoven průměr trubek. Dle doporučení byly vybrány rozměry používané u menších kondenzátorů – a to vnější průměr 20 mm s tloušťkou stěny 1 mm [43]:

$$d_{kon,in} = 0,018 \text{ m} \quad (6.10)$$

$$d_{kon,out} = 0,02 \text{ m} \quad (6.11)$$

Rychlost vody v kondenzátoru byla zvolena na základě doporučení tak, aby došlo ke kompromisu mezi menším počtem trubek a větším součinitelem prostupu tepla na jedné straně a hydraulickými ztrátami a rázové korozi na straně druhé. Obecně se volí v rozmezí 1 – 2,5 m/s. Pokud by byla rychlost nižší, docházelo horšímu zanášení trubek, které je všeobecně u kondenzátorů problém [36].

$$w_{kon} = 2 \quad (6.12)$$

Dále bylo potřeba získat parametry vody – hustotu, kinematickou a dynamickou viskozitu, součinitel tepelné vodivosti a měrnou tepelnou kapacitu. Tyto parametry byly určeny pro střední teplotu vody, získanou:

$$t_{v,stř,kon} = \frac{t_{v2} + t_{v1}}{2} = \frac{22,67 + 32,67}{2} = 27,67 \text{ °C} \quad (6.13)$$

Parametry byly získány opět pomocí programu EES a jsou zaznamenány v následující tabulce:

Tabulka 6.1 - Parametry vody v kondenzátoru

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Hustota	ρ_{kon}	996,3	kg/m ³
Kinematická viskozita	ν_{kon}	$8,416 \cdot 10^{-7}$	m ² /s
Dynamická viskozita	μ_{kon}	$8,3585 \cdot 10^{-4}$	kg/(m·s)
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{kon}	0,6125	W/(m·K)
Měrná tepelná kapacita	$c_{p_{kon}}$	4181	J/(kg·K)

Tyto parametry byly dále využity ke stanovení podobnostních čísel. Jako první bylo stanoveno Reynoldsovo číslo:

$$Re_{kon} = \frac{w_{kon} \cdot d_{kon,in}}{\nu_{kon}} = \frac{2 \cdot 0,018}{8,416 \cdot 10^{-7}} = 42775 \quad (6.14)$$

Jedná se tedy o turbulentní proudění.

Prandtlovo číslo:

$$Pr_{kon} = \frac{c_{p_{kon}} \cdot \nu_{kon} \cdot \rho_{kon}}{\lambda_{kon}} = \frac{4181 \cdot 8,416 \cdot 10^{-7} \cdot 996,3}{0,6125} = 5,723 \quad (6.15)$$

Nusseltovo číslo [45]:

$$Nu_{kon} = 0,023 \cdot Re_{kon}^{0,8} \cdot Pr_{kon}^{0,43} = 0,023 \cdot 42775^{0,8} \cdot 5,723^{0,4} = 234,3 \quad (6.16)$$

Pomocí Nusseltova čísla byl určen součinitel přestupu tepla uvnitř trubky [44]:

$$\alpha_{kon1} = \frac{Nu_{kon} \cdot \lambda_{kon}}{d_{kon,in}} = \frac{234,3 \cdot 0,6125}{0,018} = 7972 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (6.17)$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla na straně páry byl využit upravený vzorec dle [45]:

$$\alpha_{kon2} = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{Z \cdot (t_{kon,in} - t_{v,stř,kon})}} \quad (6.18)$$

Kde pro vodorovné trubky platí, že $C = 0,72$ a $Z = d_{kon,out}$. Ostatní neznámé hodnoty byly získány z tabulky pomocí interpolace pro teplotu $t_{kon,in}$ pomocí interpolace [45]. Příslušná část tabulky je pro přehlednost uvedena níže. Tabulka byla využita i při výpočtu dalších zařízení, jsou v ní proto uvedeny i hodnoty pro vyšší teploty, které budou využity v následujících podkapitolách. Tato tabulka byla již s převedenými jednotkami převzata z [46].

Tabulka 6.2 - Hodnoty pro výpočet součinitele přestupu tepla [46]

t [°C]	p [kPa]	$\sqrt[4]{r}$ [(J/kg) ^{0,25}]	$10^{-3} \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta}}$ [(J · kg · m ⁻⁸ · s ⁻² · K ⁻³) ^{0,25}]
0	0,6108	7,05	983,73
20	2,337	7,02	1203,24
40	7,375	7,007	1390,23
60	19,917	6,978	1552,83
80	47,36	6,935	1682,91
100	101,31	6,892	1788,6
120	198,54	6,864	1869,9
140	361,4	6,807	1926,81
160	618	6,764	1951,2
180	1002,7	6,692	1967,46
200	1555,1	6,635	1975,59
220	2320,1	6,578	1959,33
240	3348	6,464	1951,2

Kde po interpolaci:

$$\sqrt[4]{r} = 7,01 \text{ (J/kg)}^{0,25} \quad (6.19)$$

$$\sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta}} = 1340,4 \text{ [(J · kg · m}^{-8} \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{K}^{-3})^{0,25}] \quad (6.20)$$

Součinitel přestupu tepla je tedy podle (6.18):

$$\alpha_{kon2} = 0,72 \cdot 1340,4 \cdot \frac{7,01}{\sqrt[4]{0,02 \cdot (32,67 - 27,67)}} = 11060 \text{ W(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (6.21)$$

U tohoto součinitele bylo nutné uvažovat určitý korekční faktor, který zohledňuje fakt, u spodních řad trubek vzniká větší vrstva kondenzátu způsobená stečením kondenzátu z horních řad. Hodnota této korekce je uvedena v tabulce níže spolu se vzniklým skutečným součinitelem přestupu tepla na straně páry [45]. Uvažováno bylo střídavé uspořádání trubek.

$$\alpha_{kon2,skut,i} = \varepsilon \cdot \alpha \quad (6.22)$$

Tabulka 6.3 - Korekční součinitel pro součinitel přestupu tepla s výsledky [45]

Řada	Korekční součinitel ε [-]	Skutečný součinitel přestupu tepla [W/(m ² ·K)]
1	1	11060
10	0,65	7189
20	0,59	6525
30	0,56	6194

Střední hodnota součinitele přestupu tepla tedy je:

$$\begin{aligned} \alpha_{kon2,skut,stř} &= \frac{\alpha_{kon2,skut,1} + \alpha_{kon2,skut,2} + \alpha_{kon2,skut,3} + \alpha_{kon2,skut,4}}{4} \\ &= \frac{11060 + 7189 + 6525 + 6194}{4} = 7742 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned} \quad (6.23)$$

Materiál trubek kondenzátoru bývá nejčastěji ušlechtilá ocel nebo titan. Pro tento případ byl zvolen titan – stejný materiál je využit například v Jaderné elektrárně Dukovany nebo Temelín. Součinitel tepelné vodivosti je [47]:

$$\lambda_{ti} = 21,9 \text{ W(m} \cdot \text{K)} \quad (6.24)$$

S tímto údajem již bylo zjištěno vše potřebné pro výpočet součinitele prostupu tepla:

$$\begin{aligned} k_{kon} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{kon2,skut,stř}} + \frac{d_{kon,out}}{2 \cdot \lambda_{ti}} \cdot \ln\left(\frac{d_{kon,out}}{d_{kon,in}}\right) + \frac{d_{kon,out}}{\alpha_{kon1} \cdot d_{koni,n}}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{7742} + \frac{0,02}{2 \cdot 21,9} \cdot \ln\left(\frac{0,02}{0,018}\right) + \frac{0,02}{7972 \cdot 0,018}} \\ &= 3158 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \end{aligned} \quad (6.25)$$

Dále byl určen střední logaritmický teplotní spád:

$$\begin{aligned} \Delta t_{str,kon,spa} &= \frac{(t_{kon,in} - t_{v1}) - (t_{kon,in} - t_{v2})}{\ln\left(\frac{t_{kon,in} - t_{v1}}{t_{kon,in} - t_{v2}}\right)} = \frac{32,67 - 22,67}{\ln\left(\frac{34,67 - 22,67}{34,67 - 32,67}\right)} \\ &= 5,581 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (6.26)$$

Výsledný teplosměnná plocha byla tedy určena jako:

$$S_{kon} = \frac{Q_{kon} \cdot 1000}{k_{kon} \cdot \Delta t_{str,kon,spa}} = \frac{308420 \cdot 1000}{3158 \cdot 5,581} = 17499 \text{ m}^2 \quad (6.27)$$

V dalším výpočtu bylo zjištěno, že pokud by tuto plochu měl pokrýt jeden kondenzátor, délka trubek by byla nepřiměřeně vysoká a mimo doporučení. To by mimo jiné silně ovlivnilo cenu samotných trubek [43]. Vzhledem k jejich počtu bylo rozhodnuto, že budou využity tři identické kondenzátory, které společně požadované teplosměnné plochy dosáhnou. Teplosměnná plocha jednoho kondenzátoru tedy je:

$$S_{kon1,skut} = \frac{S_{kon}}{3} = \frac{17499}{3} = 5833 \text{ m}^2 \quad (6.28)$$

Průtočný průřez jedné trubky:

$$S_{tr,kon} = \frac{\pi \cdot d_{konin}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,018^2}{4} = 2,545 \cdot 10^{-4} \quad (6.29)$$

Potřebný počet trubek je tedy [43]:

$$n_{tr,kon} = \frac{M_v}{S_{tr,kon} \cdot w_{kon}} = \frac{3,472}{2,545 \cdot 10^{-4} \cdot 2} = 6821 \quad (6.30)$$

Tento počet trubek byl ještě navýšen dle [44] kvůli zanášení. Čistota chladicí vody totiž není tak vysoká, jako například v sekundárním okruhu. Skutečný potřebný počet trubek je tedy:

$$n_{tr,kon,n} = 1,1 \cdot 6821 = 7503 \quad (6.31)$$

Výsledný počet trubek byl stanoven jako:

$$n_{tr,kon,skut} = 7600 \text{ ks} \quad (6.32)$$

Potřebná délka trubek [43]:

$$L_{tr,kon} = \frac{S_{kon1,skut}}{\pi \cdot d_{kon,out} \cdot n_{tr,kon,skut}} = \frac{5833}{\pi \cdot 0,02 \cdot 7600} = 12,22 \text{ m} \quad (6.33)$$

Posledním výpočtem v návrhu kondenzátoru byl průměr trubkovnice dle [43]:

$$D_{tr} = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n_{tr,kon,skut}}{\eta}} \quad (6.34)$$

Kde t je rozteč trubek. Ta je stanovena na základně doporučené minimální hodnoty [43]:

$$t_{min} = (1,25 \div 1,3) \cdot d_{kon,out} \quad (6.35)$$

Příčemž rozteč trubek byla zvolena mírně vyšší, než minimální:

$$t = 1,4 \cdot d_{kon,out} = 1,4 \cdot 0,02 = 0,028 \text{ m} \quad (6.36)$$

η je součinitelem zaplnění trubkovnice byl volen podle [43]:

$$\eta = 0,7 \quad (6.37)$$

Průměr trubkovnice podle rovnice (6.34) tedy je:

$$D_{tr} = 1,05 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{7600}{0,7}} = 3,063 \text{ m} \quad (6.38)$$

Tímto byly stanoveny všechny návrhové parametry kondenzátoru. Další podkapitola se pak věnuje čerpadlu terciárního okruhu a chladicí věži.

6.2 Čerpadlo terciárního okruhu a mokrá chladicí věž

Chladicí voda se v kondenzátoru ohřívá a následně je vedena do chladicí věže, kde se část odpařuje a tím je odvedena tepelná energie. Oběh v tomto okruhu zajišťuje čerpadlo, přičemž je nutné chladicí vodu doplňovat z vnějšího zdroje.



Obrázek 6.2 - Chladicí věže [48]

Pro výpočty bylo potřeba nejdříve stanovit teplotu a entalpii vody vystupující z chladicí věže zpět do oběhu. Předpokládalo se, že teplota této vody je stejná, jako teplota vody vstupující do kondenzátoru:

$$t_{v3} = t_{v1} = 22,61^\circ\text{C} \quad (6.39)$$

A příslušná entalpie s atmosférickým tlakem je tedy:

$$i_{v3} = f(t_{v3}, p_{atm}) = 95,19 \text{ kJ/kg} \quad (6.40)$$

Pro výpočet průtoku odparu byla ještě potřeba jeho entalpie. Ta je rovna entalpii syté páry:

$$i''_{v2} = f(t_{v2}, x = 1) = 2560 \text{ kJ/kg} \quad (6.41)$$

Hmotnostní průtok odparu byl tedy stanoven jako:

$$M_{odpar} = \frac{M_v \cdot (i_{v2} - i_{v3})}{i''_{v2} - i_{v1}} = \frac{3472 \cdot (137,2 - 95,19)}{2560 - 95,47} = 59,13 \text{ kg/s} \quad (6.42)$$

Hmotnostní průtok úletu byl stanoven podle [49] jako:

$$M_{úlet} = 0,00005 \cdot M_v = 0,00005 \cdot 3472 = 0,1736 \text{ kg/s} \quad (6.43)$$

Pro celkový výpočet odluhu byl dále stanoven počet cyklů:

$$C_c = 8 \quad (6.44)$$

Hmotnostní průtok odluhu je tedy:

$$M_{odluh} = \frac{M_{odpar}}{C_c - 1} = \frac{59,13}{8 - 1} = 8,448 \quad (6.45)$$

Celkový výkon chladicí věže:

$$\begin{aligned} P_{chl} &= (M_v - M_{odpar} - M_{úlet} - M_{odluh}) \cdot (i_{v2} - i_{v3}) \\ &= (3472 - 59,13 - 0,1736 - 8,448) \cdot (137,2 - 95,19) \\ &= 142,91 \text{ MW} \end{aligned} \quad (6.46)$$

Jako poslední byl určen potřebný výkon čerpadla, přičemž účinnosti byly voleny dle [36]:

$$\eta_{el} = 0,98 \quad (6.47)$$

$$\eta_{\check{c}t} = 0,8 \quad (6.48)$$

$$P_{\check{c}t} = \frac{M_v \cdot (i_{v1} - i_{v3})}{\eta_{el} \cdot \eta_{\check{c}t}} = \frac{3472 \cdot (95,47 - 95,19)}{0,98 \cdot 0,8} = 1,23 \text{ MW} \quad (6.49)$$

6.3 Ohříváky nízkotlaké a vysokotlaké regenerace, výměníky tepla ve VS

Regenerační ohříváky se využívají pro zvýšení celkové účinnosti. Kondenzát se přihřívá teplem uvolněným při kondenzaci přivedené odběrové páry. Nízkotlaká regenerace je na schématu zavedena za kondenzátorem a od vysokotlaké je oddělena napájecí nádrží a napájecím čerpadlem.

Výměníky tepla v horkovodu pracují na stejném principu – jsou to výměníky voda – pára. Celkem bylo navrženo 5 NTO, 2 VTO a 3 výměníky tepla v horkovodu. Následující výpočet bude uveden pro NTO1. V rámci výpočtu bylo pro zjednodušení uvažováno, že ohřev kondenzátu probíhá zejména teplem uvolněným při kondenzaci. Teplota ohřívající páry byla tedy uvažována neměnná. Výpočet všech ostatních výměníků byl proveden obdobně a jejich parametry jsou zapsány v tabulce na konci podkapitoly. Všechny výměníky byly navrhované jako horizontální.

Podobně jako u kondenzátoru, nejdříve byla stanovena střední teplota pracovní látky, pro kterou byly následně zjištěny konkrétní parametry:

$$t_{k,sti,NTO1} = \frac{t_{ko3} + t_{ko2}}{2} = \frac{39,67 + 57,67}{2} = 48,67 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (6.50)$$

Tabulka 6.4 - Parametry vody pro NTO1

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Hustota	ρ_{NTO1}	988,6	kg/m ³
Kinematická viskozita	ν_{NTO1}	$5,657 \cdot 10^{-7}$	m ² /s
Dynamická viskozita	μ_{NTO1}	$5,592 \cdot 10^{-4}$	kg/(m·s)
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{NTO1}	0,6418	W/(m·K)
Měrná tepelná kapacita	$c_{p,NTO1}$	4181	J/(kg·K)

Dále byl pro všechny výměníky stanoven stejný průměr trubky [43]:

$$d_{NTO1,in} = 0,016 \quad (6.51)$$

$$d_{NTO1,out} = 0,018 \quad (6.52)$$

Průtočný průřez trubky je tedy:

$$S_{p,tr,NTO1} = \frac{\pi \cdot d_{NTO1,in}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 2,011 \cdot 10^{-4} \text{ } m^2 \quad (6.53)$$

Rychlost proudícího média by neměla klesnout pod 1 m/s kvůli zanášení. Teoretická rychlost byla navržena [43]:

$$w_{NTO1,teor} = 1,1 \text{ } m/s \quad (6.54)$$

Teoretická průtočná plocha byla pak vypočtena pomocí již známého hmotnostního průtoku kondenzátu:

$$S_{p,teor,NTO1} = \frac{M_{ko7}}{\rho_{NTO1} \cdot w_{NTO1,teor}} = \frac{141,8}{988,6 \cdot 1,1} = 0,1304 \text{ m}^2 \quad (6.55)$$

Teoretický počet trubek:

$$n_{tr,teor,NTO1} = \frac{S_{p,teor,NTO1}}{S_{p,tr,NTO1}} = \frac{0,1304}{2,011 \cdot 10^{-4}} = 649 \text{ ks} \quad (6.56)$$

Podobně jako u kondenzátoru byl počet trubek naddimenzován o 10 % [36]:

$$n_{tr,skut,NTO1} = 1,1 \cdot n_{tr,teor,NTO1} = 1,1 \cdot 649 = 710 \text{ ks} \quad (6.57)$$

Se znalostí skutečného počtu trubek ohříváku byla stanovena skutečná průtočná plocha a rychlost proudění média:

$$\begin{aligned} S_{p,skut,NTO1} &= n_{tr,skut,NTO1} \cdot S_{p,tr,NTO1} = 710 \cdot 2,011 \cdot 10^{-4} \\ &= 0,1428 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (6.58)$$

$$w_{NTO1,skut} = \frac{M_{ko7}}{\rho_{NTO1} \cdot S_{p,skut,NTO1}} = \frac{141,8}{988,6 \cdot 0,1428} = 1,005 \text{ m/s} \quad (6.59)$$

Pomocí výše získaných parametrů byly vypočteny následující podobnostní čísla [44]:

$$Re_{NTO1} = \frac{w_{NTO1,skut} \cdot d_{NTO1,in}}{\nu_{NTO1}} = \frac{1,005 \cdot 0,016}{5,567 \cdot 10^{-7}} = 28417 \quad (6.60)$$

Jedná se tedy o turbulentní proudění

$$Pr_{NTO1} = \frac{c_p \rho_{NTO1} \cdot \nu_{NTO1}}{\lambda_{NTO1}} = \frac{4181 \cdot 5,567 \cdot 10^{-7} \cdot 988,6}{0,6418} = 3,644 \quad (6.61)$$

$$Nu_{NTO1} = 0,023 \cdot Re_{NTO1}^{0,8} \cdot Pr_{NTO1}^{0,4} = 0,023 \cdot 28417^{0,8} \cdot 3,644^{0,4} = 141 \quad (6.62)$$

Následně byl stanoven součinitel prostupu tepla na straně ohřivaného média:

$$\alpha_{1NTO1} = \frac{Nu_{NTO1} \cdot \lambda_{NTO1}}{d_{NTO1,in}} = \frac{141 \cdot 0,6418}{0,016} = 5655 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)} \quad (6.63)$$

Výpočet součinitele prostupu tepla na straně páry byl zjednodušen, jak bylo zmíněno na začátku podkapitoly.

Podobně jako u kondenzátoru byl použit následující vztah:

$$\alpha_{2NTO1} = C \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho^2 \cdot \lambda^3}{\eta}} \cdot \frac{\sqrt[4]{r}}{\sqrt[4]{d_{NTO,out} \cdot (t_{od8} - t_{kask2})}} \quad (6.64)$$

Přičemž bylo zvoleno $C = 0,72$ pro vodorovné trubky a zbývající parametry byly interpolovány z tabulky 6.2:

$$\begin{aligned} \alpha_{2NTO1} &= 0,72 \cdot 1461 \cdot \frac{6,994}{\sqrt[4]{0,018 \cdot (61,74 - 48,67)}} \\ &= 10562 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \end{aligned} \quad (6.65)$$

Dále byla provedena korekce součinitele kvůli vrstvě kondenzátu ve spodních řadách trubek podle tabulky 6-3:

$$\begin{aligned} \alpha_{2NTO1,stř} &= \frac{\alpha_{2NTO1} + \alpha_{2NTO1} \cdot 0,65 + \alpha_{2NTO1} \cdot 0,59 + \alpha_{2NTO1} \cdot 0,56}{4} \\ &= \frac{10562 + 10562 \cdot 0,65 + 10562 \cdot 0,59 + 10562 \cdot 0,56}{4} \\ &= 7394 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \end{aligned} \quad (6.66)$$

Doporučené materiály trubek výměníků jsou titan nebo vysokolegovaná ocel [43]. Pro tento návrh byla zvolena vysokolegovaná ocel X6CrNiTi18-10, která je použita například i v parogenerátorech jaderných elektráren Dukovany a Temelín. Součinitel tepelné vodivosti této oceli je [50]:

$$\lambda_{oc} = 15 \text{ W}/(m \cdot K) \quad (6.67)$$

Tím byly zjištěny všechny potřebné parametry pro výpočet součinitele prostupu tepla:

$$\begin{aligned} k_{NTO1} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{2NTO1,stř}} + \frac{d_{NTO1,out}}{2 \cdot \lambda_{oc}} \cdot \ln\left(\frac{d_{NTO1,out}}{d_{NTO1,in}}\right) + \frac{d_{NTO1,out}}{\alpha_{1NTO1} \cdot d_{NTO1,in}}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{7394} + \frac{0,018}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,018}{0,016}\right) + \frac{0,018}{5655 \cdot 0,016}} \\ &= 2470 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \end{aligned} \quad (6.68)$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\begin{aligned} \Delta t_{str, NTO1, spa} &= \frac{(t_{sp3} - t_{ko3}) - (t_{sp3} - t_{ko2})}{\ln\left(\frac{t_{sp3} - t_{ko3}}{t_{sp3} - t_{ko2}}\right)} \\ &= \frac{(59,67 - 57,67) - (59,67 - 39,67)}{\ln\left(\frac{59,67 - 57,67}{59,67 - 39,67}\right)} = 7,817 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (6.69)$$

Teplotní tok přes teplosměnnou plochu:

$$Q_{NTO1} = M_{ko7} \cdot (i_{ko3} - i_{ko2}) = 141,8 \cdot (242,7 - 167,6) = 10,646 \text{ MW} \quad (6.70)$$

Následně byla určena potřebná velikost teplosměnné plochy:

$$S_{NTO1} = \frac{Q_{NTO1} \cdot 10^6}{k_{NTO1} \cdot \Delta t_{str, NTO1, spa}} = \frac{10,646 \cdot 10^6}{2470 \cdot 7,817} = 551,4 \text{ m}^2 \quad (6.71)$$

Poslední určenou hodnotou pak byla délka jedné trubky:

$$L_{NTO1} = \frac{S_{NTO1}}{\pi \cdot d_{NTO1, out} \cdot n_{tr, skut, NTO1}} = \frac{551,4}{\pi \cdot 0,018 \cdot 710} = 13,73 \text{ m} \quad (6.72)$$

V následujících tabulkách jsou vypočtené hodnoty pro ostatní výměníky.

Tabulka 6.5 - Vypočtené parametry NTO

Veličina	NTO2	NTO3	NTO4	NTO5
$t_{k, stř} [^\circ\text{C}]$	68,67	90,67	113,7	137,7
$\rho_{NTO} [\text{kg}/\text{m}^3]$	978,5	964,8	948,1	928,2
$\nu_{NTO} [\text{m}^2/\text{s}]$	$4,204 \cdot 10^{-7}$	$3,234 \cdot 10^{-7}$	$2,594 \cdot 10^{-7}$	$2,156 \cdot 10^{-7}$
$\mu_{NTO} [\text{kg}/(\text{m} \cdot \text{s})]$	$5,592 \cdot 10^{-4}$	$4,113 \cdot 10^{-4}$	$3,12 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$
$\lambda_{NTO} [\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})]$	0,6624	0,6782	0,6877	0,6908
$c_{p, NTO} [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$	4189	4206	4234	4277
$d_{NTO, in} [\text{m}]$	0,016	0,016	0,016	0,016
$d_{NTO, out} [\text{m}]$	0,018	0,018	0,018	0,018
$w_{NTO, teor} [\text{m}/\text{s}]$	1,1	1,1	1,1	1,1
$S_{p, tr, NTO} [\text{m}^2]$	$2,011 \cdot 10^{-4}$	$2,011 \cdot 10^{-4}$	$2,011 \cdot 10^{-4}$	$2,011 \cdot 10^{-4}$
$S_{p, teor, NTO} [\text{m}^2]$	0,1317	0,1336	0,1359	0,1389
$n_{tr, teor, NTO} [\text{ks}]$	656	665	677	691

$n_{tr,skut,NTO}$ [ks]	720	730	740	755
$S_{p,skut,NTO}$ [m ²]	0,1448	0,1468	0,1488	0,1518
$w_{NTO,skut}$ [m/s]	1,001	1,001	1,005	1,006
Re_{NTO} [-]	38097	49539	61999	74673
Pr_{NTO} [-]	2,602	1,935	1,514	1,239
Nu_{NTO} [-]	155,8	170,7	185,2	198,4
α_{1NTO} [W/(m ² ·K)]	6450	7273	7961	8565
α_{2NTO} [W/(m ² ·K)]	10814	9754	8289	12286
$\alpha_{2NTO,stř}$ [W/(m ² ·K)]	7570	6828	5802	8600
k_{NTO} [W/(m ² ·K)]	2651	2684	2602	3142
$\Delta t_{str,NTO,spa}$ [°C]	8,853	8,853	9,357	9,357
Q_{NTO} [kW]	13044	13097	14386	14538
S_{NTO} [m ²]	555,7	551,2	590,9	494,6
L_{NTO} [m]	13,65	13,35	14,12	11,58

Tabulka 6.6 - Vypočtené parametry VTO

Veličina	VTO1	VTO2
$t_{k,stř}$ [°C]	183	212
ρ_{VTO} [kg/m ³]	883,8	850,3
v_{VTO} [m ² /s]	$1,67 \cdot 10^{-7}$	$1,486 \cdot 10^{-7}$
μ_{VTO} [kg/(m·s)]	$1,476 \cdot 10^{-4}$	$1,264 \cdot 10^{-4}$
λ_{VTO} [W/(m·K)]	0,6798	0,6624
cp_{VTO} [J/(kg·K)]	4417	4563
$d_{VTO,in}$ [m]	0,016	0,016
$d_{VTO,out}$ [m]	0,018	0,018
$w_{VTO,teor}$ [m/s]	1,1	1,1
$S_{p,tr,VTO}$ [m ²]	$2,011 \cdot 10^{-4}$	$2,011 \cdot 10^{-4}$
$S_{p,teor,VTO}$ [m ²]	0,1458	0,1516

$n_{tr,teor,VTO}$ [ks]	726	754
$n_{tr,skut,VTO}$ [ks]	795	825
$S_{p,skut,VTO}$ [m ²]	0,1598	0,1659
$w_{VTO,skut}$ [m/s]	1,004	1,005
Re_{VTO} [-]	96179	108224
Pr_{VTO} [-]	0,9588	0,8704
Nu_{VTO} [-]	219,2	231,8
α_{1VTO} [W/(m ² ·K)]	9314	9596
α_{2VTO} [W/(m ² ·K)]	12229	12040
$\alpha_{2VTO,stř}$ [W/(m ² ·K)]	8561	8428
k_{VTO} [W/(m ² ·K)]	3244	3262
$\Delta t_{str,VTO,spa}$ [°C]	12,33	15,1
Q_{VTO} [kW]	15890	21789
S_{VTO} [m ²]	397,2	442,3
L_{VTO} [m]	8,835	9,48

Tabulka 6.7 - Vypočtené parametry výměníků v horkovodu

Veličina	V1	V2	V3
$t_{k,stř}$ [°C]	69	91	117
ρ_v [kg/m ³]	979	965,4	946,3
v_v [m ² /s]	$4,187 \cdot 10^{-7}$	$3,224 \cdot 10^{-7}$	$2,524 \cdot 10^{-7}$
μ_v [kg/(m·s)]	$4,099 \cdot 10^{-4}$	$3,113 \cdot 10^{-4}$	$2,388 \cdot 10^{-4}$
λ_v [W/(m·K)]	0,6598	0,6742	0,6827
cp_v [J/(kg·K)]	4186	4203	4235
$d_{v,in}$ [m]	0,016	0,016	0,016
$d_{v,out}$ [m]	0,018	0,018	0,018
$w_{v,teor}$ [m/s]	1,2	1,2	1,2
$S_{p,tr,v}$ [m ²]	$2,011 \cdot 10^{-4}$	$2,011 \cdot 10^{-4}$	$2,011 \cdot 10^{-4}$

$S_{p,teor,V}$ [m ²]	0,1388	0,1407	0,1436
$n_{tr,teor,V}$ [ks]	691	700	714
$n_{tr,skut,V}$ [ks]	760	780	790
$S_{p,skut,V}$ [m ²]	0,1528	0,1568	0,1588
$w_{V,skut}$ [m/s]	1,09	1,077	1,085
Re_V [-]	41641	53428	68749
Pr_V [-]	2,601	1,94	1,482
Nu_V [-]	167,3	181,6	199,4
α_{1V} [W/(m ² ·K)]	6897	7652	8510
α_{2V} [W/(m ² ·K)]	14284	9727	7845
$\alpha_{2V,stř}$ [W/(m ² ·K)]	9963	6784	5472
k_V [W/(m ² ·K)]	2993	2793	2593
$\Delta t_{str,V,spa}$ [°C]	7,817	9,852	9,852
Q_V [kW]	12283	17814	17952
S_V [m ²]	525	660,2	702,7
L_V [m]	12,22	14,97	15,73

6.4 Parogenerátor

Poslední počítanou komponentou byl parogenerátor. Tohle zařízení odděluje primární a sekundární okruh jaderné elektrárny. Kvůli tomu jsou na parogenerátor kladeny vysoké nároky z hlediska těsnosti. Je zde převáděno teplo generované v primárním okruhu do napájecí vody a je zde produkována pára, která pokračuje na turbínu [51].



Obrázek 6.3 – Parogenerátor indické elektrárny Kudankulam[52]

V případě reaktoru SMART se uvažuje 8 parogenerátorů, které dohromady tvoří potřebné množství páry.

Na začátku výpočtu bylo cílem sestavit bilanční rovnici parogenerátoru. K tomu bylo potřeba získat entalpie:

$$i_{pri,in} = f(t_{pri,in}, p_{pri}) = 1317 \text{ kJ/kg} \quad (6.73)$$

$$i_{pri,out} = f(t_{pri,out}, p_{pri}) = 1466 \text{ kJ/kg} \quad (6.74)$$

$$i'_p = f(x = 0, p_{pri}) = 1610 \text{ kJ/kg} \quad (6.75)$$

$$i''_p = f(x = 0,997, p_{pri}) = 2608 \text{ kJ/kg} \quad (6.76)$$

Z bilanční rovnice byl pak vyjádřen hmotnostní průtok z primárního okruhu:

$$M_{pri} = M_p \cdot \frac{(i''_p - i_{ko10})}{(i_{pri,out} - i_{pri,in})} = 141,8 \cdot \frac{(2608 - 986,6)}{(1466 - 1317)} = 1927 \text{ kg/s} \quad (6.77)$$

Celkový tepelný výkon:

$$Q_{PGc} = M_p \cdot (i''_p - i_{ko10}) = (141,8 \cdot 2608 - 986,6) = 288,898 \text{ MW} \quad (6.78)$$

Vzhledem k tomu, že se uvažuje 8 parogenerátorů, je tepelný výkon 1 parogenerátoru:

$$Q_{PG} = \frac{Q_{PGc}}{8} = \frac{288,898}{8} = 36,112 \text{ MW} \quad (6.79)$$

Dále byla zvolena účinnost parogenerátoru podle [38]:

$$\eta_{PG} = 0,98 \quad (6.80)$$

A vypočítán hmotnostní průtok parogenerátorem:

$$M_{PG} = \frac{Q_{PG}}{(i_{pri,out} - i_{pri,in}) \cdot \eta_{PG}} = \frac{36,112 \cdot 1000}{(1466 - 1317) \cdot 0,98} = 245,7 \text{ kg/s} \quad (6.81)$$

Parametry vody, potřebné k dalšímu výpočtu jsou uvedeny v tabulce níže. Byly určeny pro střední teplotu:

$$t_{pri,stř} = \frac{t_{prim,in} + t_{prim,out}}{2} = \frac{296 + 322}{2} = 309 \text{ °C} \quad (6.82)$$

Tabulka 6.8 - parametry vody primárního okruhu

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Hustota	ρ_{pri}	705,9	kg/m ³
Kinematická viskozita	ν_{pri}	$1,201 \cdot 10^{-7}$	m ² /s
Dynamická viskozita	μ_{pri}	$8,477 \cdot 10^{-5}$	kg/(m·s)
Součinitel tepelné vodivosti	λ_{pri}	0,5482	W/(m·K)
Měrná tepelná kapacita	$c_{p,pri}$	5733	J/(kg·K)

Rozměry trubek byly vybrány stejné, jako jsou v parogenerátoru jaderné elektrárny Temelín [51]:

$$d_{PG,in} = 0,013 \text{ m} \quad (6.83)$$

$$d_{PG,out} = 0,016 \text{ m} \quad (6.84)$$

Po zvolení průměrů trubky byl vypočten průtočný průřez jedné trubky:

$$S_{p,tr,PG} = \frac{\pi \cdot d_{PG,in}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,013^2}{4} = 1,327 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (6.85)$$

Určena byla také teoretická rychlost proudění na základě doporučení [38]:

$$w_{pri,teor} = 4 \text{ m/s} \quad (6.86)$$

Teoretická průtočná plocha parogenerátoru:

$$S_{p,teor,PG} = \frac{M_{PG}}{\rho_{pri} \cdot w_{pri,teor}} = \frac{245,7}{705,9 \cdot 4} = 0,08706 \text{ m}^2 \quad (6.87)$$

Teoretický počet trubek:

$$n_{tr,teor,PG} = \frac{S_{p,teor,PG}}{S_{p,tr,PG}} = \frac{0,08706}{1,327 \cdot 10^{-4}} = 656 \text{ ks} \quad (6.88)$$

Stejně jako u předchozích výměníků, byl zde počet trubek naddimenzován:

$$n_{tr,skut,PG} = 1,1 \cdot n_{tr,teor,PG} = 1,1 \cdot 656 = 730 \text{ ks} \quad (6.89)$$

Skutečná průtočná plocha:

$$S_{p,skut,PG} = n_{tr,skut,PG} \cdot S_{p,tr,PG} = 730 \cdot 1,327 \cdot 10^{-4} = 0,09689 \text{ m}^2 \quad (6.90)$$

Skutečná rychlost média je tedy:

$$w_{pri,skut} = \frac{M_{PG}}{\rho_{pri} \cdot S_{p,skut,PG}} = \frac{245,7}{705,9 \cdot 0,09689} = 3,594 \text{ m/s} \quad (6.91)$$

Dále byly vypočteny podobnostní čísla:

$$Re_{PG} = \frac{w_{PG,skut} \cdot d_{PG1,in}}{\nu_{PG}} = \frac{3,594 \cdot 0,013}{1,201 \cdot 10^{-7}} = 389066$$

$$Pr_{pri} = f(t_{pri,stř}, p_{pri}) = 0,8865 \quad (6.92)$$

Pro získání Prandtlova čísla byla určena střední teplota stěny trubky. Tato teplota byla získána iteračně.

$$t_{tr,stř} = 286 \text{ °C} \quad (6.93)$$

$$Pr_{PG} = f(t_{tr,stř}, p_{pri}) = 0,8326 \quad (6.94)$$

Nusseltovo číslo bylo následně získáno podle rovnice z [44]:

$$Nu_{PG} = 0,021 \cdot Re_{PG}^{0,8} \cdot Pr_{PG}^{0,43} \cdot \frac{Pr_{pri}^{0,25}}{Pr_{PG}^{0,25}} \quad (6.95)$$

$$= 0,021 \cdot 389066^{0,8} \cdot 0,8326^{0,43} \cdot \frac{0,8865^{0,25}}{0,8326^{0,25}} = 584,6$$

Pomocí těchto hodnot byl vypočítán součinitel přestupu tepla mezi médiem z primárního okruhu a trubkou.

$$\alpha_{1PG} = \frac{Nu_{PG} \cdot \lambda_{pri}}{d_{PG,in}} = \frac{584,6 \cdot 0,5482}{0,013} = 24653 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (6.96)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla mezi trubkou a parovodní směsí byl proveden iteračně. Nejdříve byla stanovena hodnota tepelného zatížení, která se postupným výpočtem zpřesnila až na přípustnou. Hranice rozdílu byla stanovena jako 1 %.

$$q = 143250 \text{ W}/\text{m}^2 = 123175 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{h} \quad (6.97)$$

Dle [44] byl stanoven součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{2PG} = \frac{q^{0,7} \cdot 10}{(3,3 - 0,0113 \cdot (t_p - 100))} = \frac{123175^{0,7} \cdot 10}{(3,3 - 0,0113 \cdot (273,4 - 100))} \quad (6.98)$$

$$= 27290 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Materiál trubek byl zvolen stejný, jako u NTO a VTO, tedy ocel X6CrNiTi18-10.

Součinitel prostupu tepla je tedy:

$$\begin{aligned}
 k_{PG} &= \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{2PG}} + \frac{d_{PG,out}}{2 \cdot \lambda_{oc}} \cdot \ln\left(\frac{d_{PG,out}}{d_{PG,in}}\right) + \frac{d_{PG,out}}{\alpha_{1PG} \cdot d_{PG,in}}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{27290} + \frac{0,016}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,016}{0,013}\right) + \frac{0,016}{24653 \cdot 0,013}} \\
 &= 5067 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})
 \end{aligned} \tag{6.99}$$

Střední logaritmický teplotní spád:

$$\begin{aligned}
 \Delta t_{str,PG,spa} &= \frac{(t_{pri,out} - t_{pri,in}) - (t_{pri,in} - t_p)}{\ln\left(\frac{t_{pri,out} - t_{pri,in}}{t_{pri,in} - t_p}\right)} \\
 &= \frac{(322 - 296) - (296 - 273,4)}{\ln\left(\frac{322 - 296}{296 - 273,4}\right)} = 24,27 \text{ °C}
 \end{aligned} \tag{6.100}$$

Skutečné tepelné zatížení:

$$q_{skut} = k_{PG} \cdot \Delta t_{str,PG,spa} = 5067 \cdot 24,27 = 143052 \text{ W}/\text{m}^2 \tag{6.101}$$

Ověření:

$$\left(1 - \frac{q_{skut}}{q}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{143052}{143500}\right) \cdot 100 = 0,31 \text{ %} \tag{6.102}$$

Podmínka byla splněna.

Ověření teploty stěny trubky:

Nejdříve bylo určeno teplo, které se přeneso přes jeden metr trubky.

$$q_1 = \pi \cdot q_{skut} \cdot d_{PG,out} = \pi \cdot 143052 \cdot 0,016 = 6183 \text{ W}/\text{m} \tag{6.103}$$

Následně teploty stěny trubky na obou stranách:

$$\begin{aligned}
 t_{trs,out} &= t_{pri,str} - \frac{q_1}{\pi \cdot \alpha_{1PG} \cdot d_{PG,out}} = 309 - \frac{6183}{\pi \cdot 24653 \cdot 0,016} \\
 &= 302,9 \text{ °C}
 \end{aligned} \tag{6.104}$$

$$t_{trs,in} = t_p - \frac{q_1}{\pi \cdot \alpha_{2PG} \cdot d_{PG,out}} = 309 - \frac{6183}{\pi \cdot 27290 \cdot 0,016} = 268,9 \text{ °C} \tag{6.105}$$

$$t_{tr,stř,skut} = \frac{t_{trs,out} + t_{trs,in}}{2} = \frac{302,9 + 268,9}{2} = 285,9 \text{ °C} \tag{6.106}$$

Ověření:

$$\left(1 - \frac{t_{tr,stř,skut}}{t_{tr,stř}}\right) \cdot 100 = \left(1 - \frac{285,9}{286}\right) \cdot 100 = 0,035 \% \quad (6.107)$$

Stanovená podmínka byla splněna.

Výsledná teplosměnná plocha:

$$S_{PG} = \frac{Q_{PG} \cdot 10^6}{k_{PG} \cdot \Delta t_{str,PG,spa}} = \frac{36,112 \cdot 10^6}{5067 \cdot 24,27} = 252,4 \text{ m}^2 \quad (6.108)$$

Posledním vypočteným rozměrem byla délka jedné trubky. Nejdříve byla určena celková délka všech trubek v parogenerátoru:

$$L_{PGc} = \frac{S_{PG}}{\pi \cdot d_{PG,out}} = \frac{252,4}{\pi \cdot 0,016} = 5022 \text{ m} \quad (6.109)$$

A výsledná délka trubek je tedy:

$$L_{tr,PG} = \frac{L_{PGc}}{n_{tr,skut,PG}} = \frac{5022}{730} = 6,88 \text{ m} \quad (6.110)$$

Na závěr byl vypočten parní a tepelný výkon parogenerátoru. Nejdříve bylo určeno výparné teplo vody, poté parní výkon, a nakonec výkon tepelný [36].

$$l_v = i''_p - i''_p = 2608 - 1610 = 998 \text{ kJ/kg} \quad (6.111)$$

Parní výkon:

$$P_{par} = \frac{Q_{PG}}{l_v + 1,01 \cdot (i'_p - i_{ko10})} = \frac{36112}{998 + 1,01 \cdot (1610 - 986,6)} = 22,19 \text{ kg/s} \quad (6.112)$$

Tepelný výkon:

$$Q_{PG,skut} = P_{par} \cdot (i''_p - i_{ko10}) = 22,19 \cdot (2608 - 986,6) = 35,974 \text{ MW} \quad (6.113)$$

7 Závěr

Diplomová práce se zabývá malými modulárními reaktory a jejich možnému využití v teplárenství. První kapitoly se věnují stručnému úvodu do jaderné energetiky, teplárenství a řešší malých modulárních reaktorů. Pro samotný návrh jaderného zdroje s využitím v teplárenství byl zvolen korejský reaktor SMART.

Následující kapitoly se věnovaly samotnému návrhu. Nejdříve bylo v kapitole 4 vytvořeno tepelné schéma sekundárního okruhu. Samotné schéma obsahuje kondenzátor, KUP, 5 nízkotlakých ohříváků, napájecí nádrž s odplyňovačem, dva vysokotlaké ohříváky, parogenerátor, turbínu s VT a NT dílem, separátor s dvojitým příhřevem a kondenzátní a napájecí čerpadla.

Návrh začal u kondenzátoru a postupně ve směru pracovní látky byly určovány parametry média v uzlových bodech. Po sestavení schématu byla spočtena hmotnostní bilance okruhu. Pomocí hmotnostních průtoků byly určeny příkony napájecího a kondenzátního čerpadla.

Kapitola 5 se věnovala vyvedení tepelného výkonu, přičemž byla navrhována výměňková stanice sestávající ze 3 výměníků využívajících odběrovou páru o celkovém výkonu 48 MW. Tento okruh byl přidán k celkovému tepelnému schématu a byl zpětně zohledněn v hmotnostní bilanci. Z té bylo zjištěno, že při přistavení výměňkové stanice a odebírání potřebné páry se sníží svorkový výkon turbíny o 8,22 MW. Při délce provozu 5400 hodin ročně na maximální výkon by výměňková stanice byla schopna dodat až 933 TJ ročně. Vzhledem k tomu, je pravděpodobné, že by byla výměňková stanice provozována na nižší výkon a podle potřeby kratší dobu ročně, skutečné dodané teplo by pravděpodobně bylo nižší. Tepelný výkon by šel zvýšit přidáním dalších modulů, se kterým koncepte SMR počítá.

Závěrečná kapitola se věnuje návrhu a určení základních parametrů hlavních zařízení sekundárního a terciárního okruhu a dále také návrhem výměníků ve výměňkové stanici. Byly spočteny parametry kondenzátoru, čerpadla terciárního okruhu a mokré chladicí věže, všech ohříváků nízkotlaké a vysokotlaké regenerace, výměníků tepla v horkovodu a na závěr parogenerátoru.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Nuclear Power in the World Today. *World Nuclear Association* [online]. Leden 2023 [cit. 2023-01-27]. Dostupné z: <https://world-nuclear.org/information-library/current-and-future-generation/nuclear-power-in-the-world-today.aspx>
- [2] Nuclear Power in the World Today. *IEA* [online]. Paříž, 2021, 2021 [cit. 2023-01-27]. Dostupné z: <https://www.iea.org/reports/key-world-energy-statistics-2021/supply>
- [3] Jaderná energetika v České republice. *Skupina ČEZ* [online]. [cit. 2023-01-27]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobni-zdroje/jaderna-energetika/jaderna-energetika-v-ceske-republice>
- [4] ROČNÍ ZPRÁVA O PROVOZU ELEKTRIZAČNÍ SOUSTAVY ČR PRO ROK 2021. *Energetický regulační úřad* [online]. 18.10.2022 [cit. 2023-01-27]. Dostupné z: <https://www.eru.cz/rocní-zprava-o-provozu-elektrizacni-soustavy-cr-pro-rok-2021>
- [5] ČEZ chce kolem roku 2040 začít stavět malé modulární reaktory. *OEnergetice.cz* [online]. 23.9. 2021 [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/jaderne-elektrarny/cez-chce-kolem-roku-2040-zacit-stavet-male-modularni-reaktory>
- [6] Jaderné palivo. *Skupina ČEZ* [online]. [cit. 2023-01-30] Dostupné z: https://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/vykladovy-slovnikenergetiky/hesla/jader_pal.html
- [7] Nuclear Fuel and its Fabrication. *World nuclear association* [online]. [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: <https://www.world-nuclear.org/information-library/nuclearfuel-cycle/conversion-enrichment-and-fabrication/fuel-fabrication.aspx>
- [8] Nuclear Fission. *Accessscience* [online]. [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: <https://www.accessscience.com/content/nuclear-fission/458400>
- [9] Sborník přednášek pro Letní univerzitu: Jaderná elektrárna Dukovany. *Skupina ČEZ*
- [10] Technologie a zabezpečení. *Skupina ČEZ* [online]. [cit. 2023-01-230]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobni-zdroje/jaderna-energetika/jaderna-energetika-v-ceske-republice>
- [11] Jaderná elektrárna. *Leporelo* [online]. [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: <https://leporelo.info/jaderna-elektrarna>
- [12] Generace jaderných reaktorů: jaké generace máme, čím se navzájem liší. *Atominfo* [online]. [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: <https://atominfo.cz/2016/03/generace-jadernych-reaktoru-jake-generace-mame-cimse-navzajem-lisi/>
- [13] ZÁKLADNÍ TYPY JADERNÝCH REAKTORŮ: VÝVOJOVÉ GENERACE TECHNOLOGIE JADERNÝCH REAKTORŮ. *Skupina ČEZ* [online]. [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobni-zdroje/jaderna-energetika/je-vestete/zakladni-typy-jadernych-reaktoru>

- [14] DUCHOŇ, Jan. Možnosti využití malých modulárních reaktorů v teplárenství [online]. Brno, 2021 [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zavprace/detail/132728> . Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.
- [15] IAEA. Advances in Small Modular Reactor Technology Developments: A Supplement to: IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS) [online]. 2020 [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: https://aris.iaea.org/Publications/SMR_Book_2020.pdf
- [16] SMART. *KEPCO E&C* [online]. [cit. 2023-01-30]. Dostupné z: <https://www.kepco-enc.com/eng/contents.do?key=1539>
- [17] CHUN, Ji-Han, J.S. SONG, H.O. KANG a K.K. KIM. *SMART Development Status and Collaboration with KSA for the Deployment* [online]. 18.10.2016 [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: https://nucleus.iaea.org/sites/INPRO/df13/Presentations/010_SMART%20Development%20Status%20and%20Collaboration%20with%20KSA%20for%20the%20Deployment.pdf
- [18] KIM, Keung Koo, Wonjae LEE, Shun CHOI, Hark Rho KIM a Jaejoo HA. SMART: The First Licensed Advanced Integral Reactor. *Journal of Energy and Power Engineering* [online]. 2014, 31.1. 2014, **2014**(8), 9 [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.davidpublisher.com/Public/uploads/Contribute/559ddf2f554d6.pdf>
- [19] The NUWARD™ SMR solution: Development roadmap. In: *EDF* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.edf.fr/en/the-edf-group/producing-a-climate-friendly-energy/nuclear-energy/shaping-the-future-of-nuclear/the-nuwardtm-smr-solution/development-roadmap>
- [20] The NUWARD™ SMR solution: NUWARD™ SMR, leading the way to a low-carbon world. In: *EDF* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.edf.fr/en/the-edf-group/producing-a-climate-friendly-energy/nuclear-energy/shaping-the-future-of-nuclear/the-nuwardtm-smr-solution/the-solution>
- [21] The NUWARD™ SMR solution: Development roadmap. In: *EDF* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.edf.fr/en/the-edf-group/producing-a-climate-friendly-energy/nuclear-energy/shaping-the-future-of-nuclear/the-nuwardtm-smr-solution/development-roadmap>
- [22] EDF announces that its Small Modular Reactor NUWARD™ will be the case study for a European early joint regulatory review led by the French nuclear Safety Authority with the participation of the Czech and Finnish safety authorities.: Development roadmap. In: *EDF* [online]. [cit. 2023-02-11]. Dostupné z: <https://www.edf.fr/en/the-edf-group/dedicated-sections/journalists/all-press-releases/edf-announces-that-its-small-modular-reactor-nuwardtm-will-be-the-case-study-for-a-european-early-joint-regulatory-review-led-by-the-french-nuclear-safety-authority-with-the-participation-of>

- [23] NUSCALE POWER. NUSCALE Small Modular Reactor: SMR fact sheet. In: *NuScale Power* [online]. 2022 [cit. 2023-02-22]. Dostupné z: <https://www.nuscalepower.com/-/media/nuscale/pdf/fact-sheets/smr-fact-sheet.pdf>
- [24] NUSCALE POWER. VOYGR Power Plants: VOYGR Plant Models. In: *NuScale Power* [online]. [cit. 2023-02-22]. Dostupné z: <https://www.nuscalepower.com/en/products/voygr-smr-plants>
- [25] GENERAL ELECTRIC. Fermi Energia Selects GE Hitachi Nuclear Energy BWRX-300 Small Modular Reactor for Deployment in Estonia. In: GENERAL ELECTRIC. *General Electric* [online]. [cit. 2023-03-1]. Dostupné z: <https://www.ge.com/news/press-releases/fermi-energia-selects-ge-hitachi-nuclear-energy-bwrx-300-small-modular-reactor-for>
- [26] KADRNOŽKA, Jaroslav a Ladislav OCHRANA. *Teplárenství*. Brno: CERM, 2001. ISBN 80-7204-222-X.
- [27] KRACÍK, Petr. *Teplárenství* [online]. 15.11.2022 [cit. 2023-03-06]. Dostupné z: https://moodle.vut.cz/pluginfile.php/517685/mod_resource/content/0/LPR_p09_2022_tep%C3%A1renstv%C3%AD.pdf
- [28] WOODRUFF, Everett B., Herbert B. LAMMERS a Thomas F. LAMMERS. *Steam Plant Operation*. 8th edition. McGraw-Hill Professional, 2004. ISBN 978-0071418461.
- [29] Tepelný diagram Rankinova–Clausiova cyklu s přehřátou parou. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2023-03-06]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Rankin%C5%AFv%E2%80%93Clausiova_cyklu#/media/Soubor:Diagram_prehrata.png
- [30] KRACÍK, Petr. *SCZT* [online]. 6.12.2022 [cit. 2023-03-06]. Dostupné z: https://moodle.vut.cz/pluginfile.php/522495/mod_resource/content/0/LPR_p12_2022_SCZT.pdf
- [31] *Portál ČHMÚ: Územní teploty* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.chmi.cz/historicka-data/pocasi/uzemni-teploty>
- [32] ŠAPOŠNIKOV, Vsevolod Vladimirovič, František POMAJZL a Ivo POSSELT. *Atmosférické chladiče a chladicí věže*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1977. Řada strojírenské literatury.
- [33] KRACÍK, Petr. *Tepelný oběh parní elektrárny* [online]. 4.10.2022 [cit. 2023-03-13]. Dostupné z: https://moodle.vut.cz/pluginfile.php/509811/mod_resource/content/0/LPR_p03_2022_RC.pdf
- [34] Kondenzátory ucpávkové páry. *INVATECH* [online]. 2017 [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: http://invactech.cz/solutions/gland_steam_condensers/
- [35] REGENERAČNÍ OHRÍVÁK. *Svět energie: Vzdělávací portál ČEZ* [online]. [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/uhelne-elektrarny/uhelna-elektrarna-podrobne/regeneracni-ohrivak/vyklad>
- [36] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [37] Status report 77: System-Integrated Modular Advanced Reactor (SMART). *ARIS* [online]. [cit. 2023-05-21]. Dostupné z: <https://aris.iaea.org/PDF/SMART.pdf>

- [38] BEČVÁŘ, Josef. *Jaderné elektrárny*. 2. vyd. Praha: SNTL/ALFA, 1981, 634 s.
- [39] BÁRTOVÁ, J. *Teplárenské zdroje v ČR*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 50 s., Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D
- [40] HORKÝ, Richard. *Návrh výměňkové stanice a vyvedení tepla z JE Dukovany* [online]. Plzeň, 2011 [cit. 2023-05-25]. Dostupné z: <https://theses.cz/id/6ug9n6/>. Diplomová práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta strojní. Vedoucí práce Ing. Vladimír Křenek.
- [41] ÚZEMNÍ ENERGETICKÁ KONCEPCE STATUTÁRNÍHO MĚSTA BRNA [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://priprav.brno.cz/media/2021/04/5.6-Energetick%C3%A1-bilance-v%C3%BDchoz%C3%ADho-stavu.pdf>
- [42] KONDENZÁTOR: VÝKLAD. *Svět energie: Vzdělávací portál ČEZ* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/jaderne-elektrarny/jaderna-elektrarna-podrobne/kondenzator/vyklad>
- [43] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. *Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [44] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013, 132 s. ISBN 978-80-214-5769-0.
- [45] CIKHART, Jiří. *Výměníky tepla v tepelných sítích*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1976, 626 s. ISBN 04-223-76
- [46] VALÍČEK, Roman. *Konceptní návrh sekundárního a terciálního okruhu pro nový jaderný zdroj* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zavprace/detail/132733>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.
- [47] Titanium – Boiling – Melting Point – Thermal Conductivity – Expansion. *Material Properties* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://material-properties.org/titanium-thermal-properties-melting-point-thermal-conductivity-expansion/>
- [48] CHLADICÍ VĚŽ: VÝKLAD. *Svět energie: Vzdělávací portál ČEZ* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/jaderne-elektrarny/jaderna-elektrarna-podrobne/chladici-vez/vyklad>
- [49] SUSNA, D. *Návrh chladicího okruhu pro odvod tepla z kondenzátoru parní turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 79 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Kracík, Ph.D.
- [50] DIN EN 1.4541 Stainless Steel X6CrNiTi18-10 Material Datasheet, Specification, Properties. *World Material* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.theworldmaterial.com/din-en-1-4541-stainless-steel-x6crniti18-10-material/>
- [51] PAROGENERÁTOR. *Svět energie: Vzdělávací portál ČEZ* [online]. [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/jaderne-elektrarny/jaderna-elektrarna-podrobne/parogenerator/vyklad>
- [52] Parogenerátory pro třetí blok elektrárny Kudankulam budou již brzy doručeny do elektrárny. *Atominfo.cz* [online]. 29.10.2018 [cit. 2023-05-26]. Dostupné z: <https://atominfo.cz/2018/10/parogeneratory-pro-treti-blok-elektrarny-kudankulam-budou-jiz-brzy-doruceny-do-elektrarny/>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
Δi	rozdíl entalpií	kJ/kg
Δp	rozdíl tlaků	MPa
Δt	rozdíl teplot	°C
a	Měrná práce	kJ/kg
c	Měrná tepelná kapacita	J/(kg·K)
d	Průměr	m
D	Průměr trubkovnice	m
H	Entalpický spád	kJ/kg
L	Délka	m
l_v	Výparné teplo	kJ/kg
M	Hmotnostní průtok	kg/s
n	Počet trubek	ks
Nu	Nusseltovo číslo	-
p	Tlak	MPa
P	Výkon	kW, MW
Pr	Prandtlovo číslo	-
Q	Tepelný výkon	kW
q	Měrný tepelný tok	W/m ²
Re	Reynoldsovo číslo	-
s	Entropie	kJ/(kg·K)
S	Plocha	m ²
t	Teplota	°C
t	Rozteč	m
w	Rychlost proudění	m/s
x	Suchost	-
γ	Poměrný průtok	-
δ	Nedohřev	°C
η	Účinnost	-
λ	Součinitel tepelné vodivosti	W/(m·K)
μ	Dynamická viskozita	kg/(m·s)
ν	Kinematická viskozita	m ² /s
ρ	Hustota	kg/m ³
φ	Relativní vlhkost	-

Klíčové indexy:

<i>horv</i>	Horkovod
<i>hr</i>	Horkovod
<i>kask</i>	Kaskádovaný kondenzát
<i>ko</i>	Kondenzát
<i>kon</i>	Kondenzátor
<i>NN</i>	Napájecí nádrž
<i>NTO</i>	Nízkotlaký ohřívák
<i>od</i>	Odběr
<i>PG</i>	Parogenerátor
<i>pri</i>	Primární okruh
<i>při</i>	Přihřívák
<i>sep</i>	Separátor
<i>sp</i>	Sytá pára
<i>V</i>	Výměník ve výměňkové stanici
<i>v</i>	Chladicí voda
<i>VTO</i>	Vysokotlaký ohřívák

Zkratky

<i>PG</i>	Parogenerátor
<i>NTO</i>	Nízkotlaký ohřívák
<i>VTO</i>	Vysokotlaký ohřívák
<i>NN</i>	Napájecí nádrž
<i>VT</i>	Vysokotlaký
<i>NT</i>	Nízkotlaký
<i>KUP</i>	Kondenzátor ucpávkové páry
<i>VVER</i>	Vodo vodní energetický reaktor
<i>U</i>	Uran
<i>UO₂</i>	Oxid uraničitý
<i>CO₂</i>	Oxid uhličitý
<i>SMR</i>	Small modular reactor
<i>SMART</i>	System-integrated modular advanced reactor
<i>KAERI</i>	Korejský institut pro výzkum atomové energie
<i>EDF</i>	Électricité de France