ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T041 Stavba jaderně energetických zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh vícestupňového kondenzátoru a přínos jeho aplikace v cyklu jaderné elektrárny

Autor: **Bc. Aleksandr IVANIN**

Vedoucí práce: **Prof. Ing. Jiří LINHART, CSc.**

Konzultant: **Ing. Jindřich LOUTHAN**

Akademický rok 2017/18

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: **2017/2018**

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení:	**Bc. Aleksandr IVANIN**
Osobní číslo:	**S15N0082P**
Studijní program:	**N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor:	**Stavba jaderně energetických zařízení**
Název tématu:	**Návrh vícestupňového kondenzátoru a přínos jeho aplikace v cyklu jaderné elektrárny**
Zadávající katedra:	**Katedra energetických strojů a zařízení**

Zásady pro vypracování:

Proveďte tepelný a základní konstrukční návrh vícestupňového vodou chlazeného kondenzátoru včetně základního hydraulického výpočtu. Porovnejte řešení vícestupňového kondenzátoru řazeného v sérii oproti paralelně řazeným jednostupňovým kondenzátorům na trase chladicí vody. Porovnání obou řešení proveďte jak z pohledu dopadu do tepelné účinnosti cyklu, tak z pohledu dopadu do konstrukce kondenzátorů.

Cílem práce je:

1. Popis významu kondenzátorů v tepelném cyklu jaderné elektrárny.
2. Výpočet a návrh vodou chlazeného kondenzátoru ve vybraném tepelném cyklu pro zadané parametry.
3. Porovnání jednostupňových a vícestupňových kondenzátorů v tepelném cyklu jaderných elektráren.
4. Detailní tepelný a hydraulický návrh vícestupňového kondenzátoru.

Rozsah grafických prací:	**náčrtek A3**
Rozsah kvalifikační práce:	**50 - 70 stran**
Forma zpracování diplomové práce:	**tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- **Bečvář J.: Jaderné elektrárny, SNTL Praha, 1978**
- **Škopek J., Milčák P.: Tepelné turbíny a turbokompresory, Plzeň, Západočeská univerzita, 2010, 244 str., ISBN 978-80-7043-862-6**
- **Pavelek M. a kol.: Termomechanika, Brno, CERM, 2003, ISBN 80-214-2409-5**
- **Wu Chin: Thermodynamic cycle, Marcel Dekker, Inc., 2004, ISBN 0-8247-4298-2**
- **Bečvář J.: Tepelné turbíny, SNTL Praha, 1968**
- **Ščeglajev A. V.: Parní turbíny, SNTL Praha, 1983**
- **Cengel Y., Boles M.: Thermodynamics: An Engineering Approach, New York: McGraw-Hill Education, 2015, ISBN 978-0073398174**

Vedoucí diplomové práce:	**Prof. Ing. Jiří Linhart, CSc.**
	Katedra energetických strojů a zařízení
Konzultant diplomové práce:	**Ing. Jindřich Louthan**
	Doosan Škoda Power
Datum zadání diplomové práce:	**30. října 2017**
Termín odevzdání diplomové práce:	**21. května 2018**

Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan

L.S.

Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 20. října 2017

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.
Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

V Plzni dne: ……. . . . . .
podpis autora

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Jindřichu Louthanovi, konzultantovi mé práce, za jeho vstřícný přístup, cenné připomínky a odborné rady, kterými přispěl k vypracování této práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	**Příjmení** Ivanin	**Jméno** Aleksandr	
STUDIJNÍ OBOR	2302T041 „Stavba jaderně energetických zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	**Příjmení (včetně titulů)** Prof. Ing. Linhart, CSc.	**Jméno** Jiří	
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	**DIPLOMOVÁ**	**~~BAKALÁŘSKÁ~~**	**Nehodící se škrtněte**
NÁZEV PRÁCE	Návrh vícestupňového kondenzátoru a přínos jeho aplikace v cyklu jaderné elektrárny		

FAKULTA	FST		**KATEDRA**	KKE		**ROK ODEVZD.**	2018

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	57		**TEXTOVÁ ČÁST**	47		**GRAFICKÁ ČÁST**	10

STRUČNÝ POPIS (MAX. 10 ŘÁDKŮ) **ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY**	Diplomová práce obsahuje popis vodou chlazených kondenzátorů jakožto součásti Rankin-Clausiův oběhu. V práci jsou uvedeny teoretické předpoklady přínosů vícestupňových kondenzátorů. Praktická část diplomové práce je zaměřená na tepelný a hydraulický výpočet kondenzátorů JE Dukovany a JE Temelín. V závěrečné části práce je popsán návrh zapojení kondenzátorů JE Temelín do třítlakového provedení. Součásti práce je náčrt kondenzátoru a soustavy kondenzátorů.
KLÍČOVÁ SLOVA **ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE**	kondenzátor, vícestupňový, tepelný výpočet, JE Dukovany, JE Temelín

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	**Surname** Ivanin	**Name** Aleksandr	
FIELD OF STUDY	2302T041 " Nuclear Power Equipment Design"		
SUPERVISOR	**Surname (Inclusive of Degrees)** Prof. Ing. Linhart, CSc.	**Name** Jiří	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	**DIPLOMA**	**~~BACHELOR~~**	**Delete when not applicable**
TITLE OF THE WORK	Design of multistage Condenser and advantages of its application in Nuclear Power Station cycle		

FACULTY	Mechanical Engineering		**DEPARTMENT**	Power System Engineering		**SUBMITTED IN**	2018

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	57		**TEXT PART**	47		**GRAPHICAL PART**	10

BRIEF DESCRIPTION **TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS**	This diploma thesis dissert on overview of condensers as a part of Rankine cycle. In the thesis theoretical assumptions of multistage condensers are mentioned. Practical part of the thesis focuses on heat transfer and hydraulic calculation of Dukovany Nuclear Power Station and Temelin Nuclear Power Station condensers. In the final part of the thesis the connection of the condenser of Temelín NPP to a three-stage version is described. The thesis includes a sketch of a condenser and a condensers system.
KEY WORDS	Condenser, multistage, heat transfer, thermal calculation, Dukovany NPP, Temelin NPP

Obsah

Použité fyzikální veličiny a jednotky 8
Použité zkratky 10
Úvod 11
Kapitola 1 12
1.1 Cyklus Clausius-Rankinův 12
1.2 Kondenzace 14
1.3 Konstrukce kondenzátorů 18
1.3.1 Obecné zásady konstrukce kondenzátorů 18
1.3.2 Teplosměnné trubky 19
1.4 Parní turbínové zařízení jaderných elektráren 21
1.5 Turbíny pro jaderné elektrárny 23
1.6 Sekundární okruh JE Temelín 25
1.7 Přínos vícetlakové kondenzace 27
1.7.1 Koncepce vícetlakové kondenzace 27
1.7.2 Koncepční návrh dvoutlakového kondenzátoru 29
Kapitola 2 32
2.1 Tepelný výpočet kondenzátoru JE Dukovany 32
2.2 Hydraulický výpočet kondenzátoru JE Dukovany 37
2.3 Tepelný a hydraulický výpočet kondenzátoru JE Temelín 41
2.4 Optimalizace tepelné bilance a hydraulického odporu třítlakového kondenzátoru 42
2.5 Principiální schéma zapojení třítlakového kondenzátoru 43
2.6 Konstrukční návrh kondenzátoru 45
Závěr 47
Seznam použitých zdrojů 48
Seznam obrazků 49
Seznam tabulek 50
PŘÍLOHA č. 1 51
PŘÍLOHA č. 2 533

Použité fyzikální veličiny a jednotky

p_1	[MPa]	admisní (vstupní) tlak páry
p_k	[kPa]	kondenzační tlak
i_1	[kJ/kg]	admisní (vstupní) entalpie páry
i_2	[kJ/kg]	výstupní entalpie páry skutečná
i_2'	[kJ/kg]	výstupní entalpie páry teoretická
i_{10}	[kJ/kg]	entalpie topné páry v prvním odběru do NTO1
i_k	[kJ/kg]	entalpie sytého kondenzátu
s_2	[kJ/kg.K]	entropie na konci expanze
t_{v1}	[°C]	vstupní teplota chladicí vody
t_{v2}	[°C]	výstupní teplota chladicí vody
t_k	[°C]	kondenzační teplota
t_{10}	[°C]	teplota sytosti v NTO1
Δt_v	[°C]	rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou chladicí vody, ohřátí chladicí vody
Δt_1	[°C]	rozdíl mezi kondenzační teplotou a vstupní teplotou chladicí vody
Δt_2	[°C]	rozdíl mezi kondenzační teplotou a výstupní teplotou chladicí vody, koncový teplotní rozdíl
Δt_k	[°C]	rozdíl mezi kondenzační teplotou v jednotlakovém kondenzátoru a průměrnou kondenzační teplotou ve vícetlakovém kondenzátoru
$\Delta t_{stř}^{ln}$	[°C]	střední logaritmický teplotní spád
ρ	[kg/m^3]	hustota chladicí vody
c_{pv}	[kJ/kg.K]	měrná tepelná kapacita chladicí vody při konstantním tlaku
c_{pk}	[kJ/kg.K]	měrná tepelná kapacita kondezátu při konsntantním tlaku
w	[m/s]	rychlost proudění vody
w_{TRUBKY}	[m/s]	rychlost proudění chladicí vody v trubkách
w_{HRDLO}	[m/s]	rychlost proudění chladicí vody hrdlem
$\dot{m}_v$	[kg/s]	průtok chladicí vody
$\dot{m}_p$	[kg/s]	průtok páry
$\dot{Q}$	[kW]	předávaný tepelný výkon v kondenzátoru
P_{gen}	[MW]	výkon na svorkách generátoru
η_{tdi}	[-]	termodynamická účinnost turbíny
η_{mech}	[-]	mechanická účinnost

η_{gen}	[-]	účinnost generátoru
n	[ks]	počet kondenzátorů
n_{tr}	[ks]	celkový počet teplosměnných trubek v jednom kondenzátoru
d_1	[mm]	vnitřní průměr teplosměnné trubky
d_2	[mm]	vnější průměr teplosměnné trubky
tl	[mm]	tloušťka teplosměnné trubky
S	[mm^2]	plocha vnitřního průřezu teplosměnné trubky
L_{tr}	[mm]	aktivní délka teplosměnné trubky
k	[W/m^2.K]	součinitele prostupu tepla
c_c	[-]	součinitel čistoty trubek
c_m	[-]	korekční součinitel na materiál a tloušťku stěny trubky
c_t	[-]	korekční součinitel na vstupní teplotu chladicí vody
ΔP	[kW]	přírůstek výkonu
Δp	[kPa]	tlaková ztráta
Δp_t	[kPa]	tlaková ztráta v trubkách
Δp_h	[kPa]	tlaková ztráta v hrdlech
n_{TAH}	[ks]	počet tahů teplosměnných trubek v kondenzátoru
ξ_{tr}	[-]	ztrátový součinitel tření v trubce
$\xi_{vs/vý}$	[-]	součinitel místních odporů - vstup a výstup do/z trubky
ξ_{vlas}	[-]	součinitel místních odporů - obrat ve vlásence 180°
ξ_{kom}	[-]	součinitel místních odporů - obrat ve vratné komoře
ξ_{hrdlo}	[-]	součinitel místních odporů - vstup a výstup do/z hrdle
λ_{tr}	[-]	součinitel tření
l_{tr}	[mm]	délka trubek v jednom tahu
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
K	[m]	drsnost povrchu trubek
ν	[m^2/s]	kinematická viskozita vody
Δh	[m]	dopravní výška čerpadla
$\eta_č$	[-]	účinnost čerpadla
g	[m/s^2]	gravitační zrychlení

Použité zkratky

HCČ	Hlavní cirkulační čerpadlo
HPK	Hlavní parní kolektor
JE	Jaderná elektrárna
KČ	Kondenzátní čerpadlo
NČ	Napájecí čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
NTD	Nízkotlaký díl turbíny
NTO	Nízkotlaký ohřívák
PG	Parogenerátor
PSK	Přepouštěcí stanice do kondenzátoru
RBMK	Reaktor bolšoj mošnosti kanaľnyj
SPP	Saparator přihřívák
TNR	Tlaková nádoba reaktoru
TBN	Turbonapaječka
VVER	Vodo-vodní energetický reaktor
VTD	Vysokotlaký díl turbíny
VTO	Vysokotlaký ohřívák
BWR	Boiling Water Reactor
FBR	Fast Breeder Reactor
GCR	Gas-cooled reactor
IAEA	International Atomic Energy Agency
LWGR	Light Water Graphite Reactor
PHWR	Pressurised Heavy Water Reactor
PWR	Pressurized Water Reactor

Úvod

Největší podíl ve výrobě elektrické energie v celosvětovém měřítku mají elektrárny s parními turbínami, u kterých i malý nárůst tepelné účinnosti může přinést velké úspory ve spotřebě paliva. Z toho důvodu je snaha zlepšit tepelnou účinnost cyklu, se kterým pracuje většina elektráren.

Hlavní myšlenka, na které jsou založené veškeré změny ve prospěch zvýšení tepelné účinnosti tepelného cyklu, spočívá v následujícím: "Zvětšení střední teploty, při které se teplo přivádí pracovní látce v kotli, nebo snížení střední teploty, při které se teplo odvádí od pracovní látky v kondenzátoru". Jinými slovy, střední teplota tekutiny musí být co nejvyšší během přivádění tepla do cyklu a co nejmenší během odvádění tepla z cyklu.

Daná práce se zaměřuje hlavně na druhou část tvrzení výše. Od začátku implementace uzavřeného tepelného oběhu s parní turbínou se kladl největší důraz na vylepšení účinnosti zdroje tepla, tj. na zvýšení střední teploty přívodu tepla. V průběhu vývoje technologií se stejná pozornost věnovala ve stejné míře i kondenzaci s ohledem na snížení střední teploty odvodu tepla.

Na účinnost kondenzace má vliv způsob odvádění tepla z kondenzátoru, jeho konstrukce včetně použitých materiálů a jak se ukázalo i způsob zapojení kondenzátorů, pokud se jedná o turbíny s větším počtem kondenzátorů než jeden.

Pokročilý rozvoj technologií vyžaduje neustálé zvyšování spotřeby elektrické energie, což vede na zvyšování výkonu turbín instalovaných na elektrárnách. Dosahování vyšších výkonů turbín znamená vyšší vstupní parametry páry a průtok protékající turbínou. Pro efektivní zpracování většího průtoku páry u parních turbín se během vývoje přešlo k rozdělení turbíny do několika těles. Moderní turbíny vyšších výkonů se skládají ze dvou nebo třech i více těles pro zpracování páry. Turbíny zvlášť v jaderných elektrárnách mají více NT dílů, přičemž ke každému NT dílu přísluší kondenzátor.

Technologie výroby tepelné a následně i elektrické energie pomoci řízené řetězové reakce je jednou z možnosti zabezpečení státu elektrickou energií. Na území České republiky je 20% celkové spotřeby elektrické energie vyráběno na dvou jaderných elektrárnách.

Cílem dané práce je zjistit, jaké přínosy může přinést implementace vícetlakové kondenzace na jaderných elektrárnách ČR. Za pomoci tepelného a základního hydraulického výpočtu posoudit, co vícetlaková kondenzace přináší v reálných podmínkách na základě reálných vstupních parametrů sekundárních okruhů JE Dukovany a JE Temelín. Dalším cílem je provést tepelný a hydraulický návrh vícetlakového kondenzátoru JE Temelín včetně možného konstrukčního řešení při vícetlakové koncepci.

Kapitola 1

V první kapitole jsou popsány teoretické aspekty Rankin-Clausiůva cyklu jako základního tepelného oběhu na tepelných elektrárnách. Dále následuje popis hlavních funkcí kondenzátoru a jeho význam v Clausius-Rankinovu oběhu. Kondenzátory je možné rozdělit podle uspořádání vodní strany, podle umístění vůči turbíně a podle konstrukčního provedení jeho pláště. Kondenzátory se skládají z jednotlivých konstrukčních celků. Jejich význam a provedení ovlivňují náležité splnění funkcí kondenzátoru.

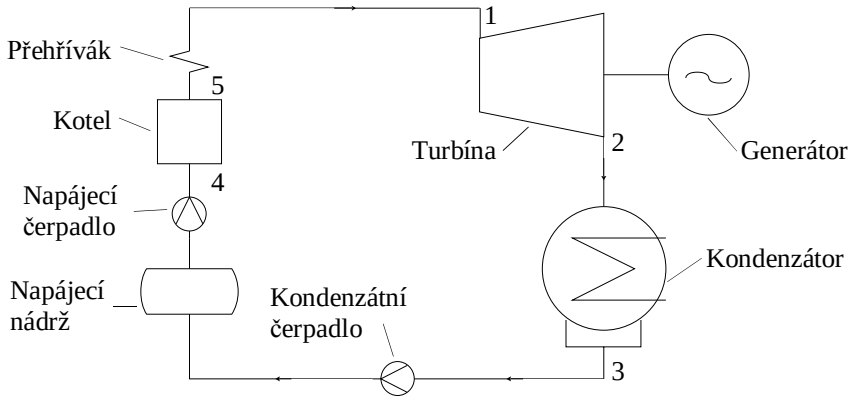
Druhá část první kapitoly se věnuje aplikaci Clausius-Rankinova cyklu na jaderných elektrárnách. Zapojení parního oběhu na jaderných elektrárnách se liší v závislosti na instalovaném typu jaderného reaktoru. Turbíny jako součást tepelného oběhu jaderné elektrárny mají určité zvláštnosti oproti turbínám v klasických elektrárnách spalujících uhlí, zemní plyn atd. Jako příklad aplikace cyklu na jaderné elektrárně s reaktorem typu VVER (PWR podle mezinárodní klasifikace), je popsán sekundární oběh jaderné elektrárny Temelín podle původního projektu.

V závěrečné části kapitoly je popsáno teoretické opodstatnění výhod použití vícetlakové kondenzace. Na základě uvedených vzorců bude proveden výpočet vícetlakového kondenzátoru v kapitole 2 jako ověření teoretického výkladu skutečnými hodnotami.

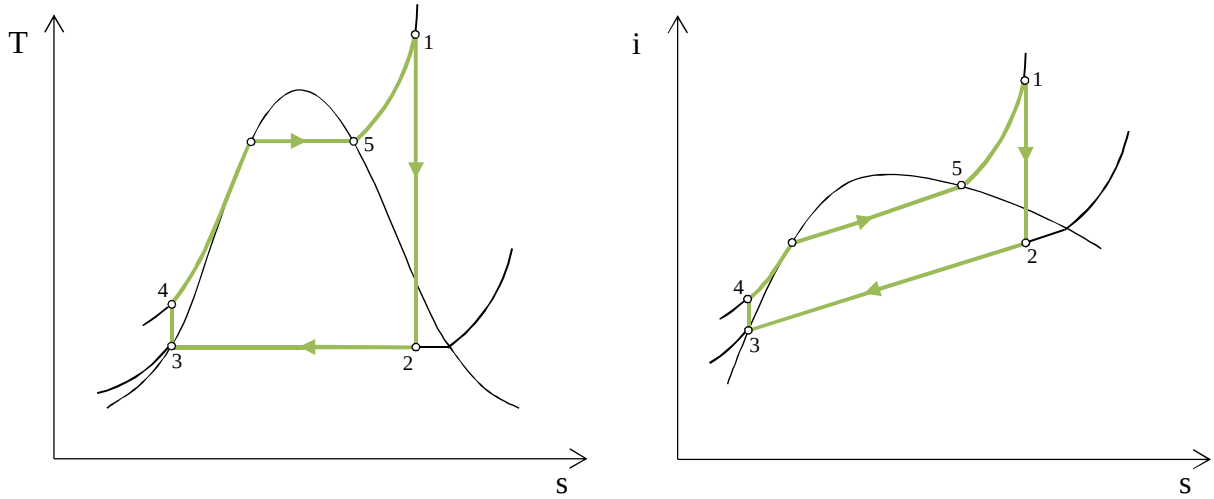
1.1 Cyklus Clausius-Rankinův

Clausius-Rankinův cyklus je jedním z uzavřených tepelných oběhů, kde se pracovní médium vypařuje a kondenzuje. Daný výklad se opírá na [3] a [11]. Nejvíce rozšířeným médiem pro daný cyklus je voda resp. vodní pára v důsledku jejích vhodných charakteristik jako jsou nižší cena, dostupnost, vysoká měrná tepelná kapacita a vysoké skupenské/výparné teplo. cyklus s vodou a vodní párou používá na úhelných a jaderných elektrárnách. Elektrárny se liší pouze používaným palivem, ale jsou shodné z pohledu základních fyzikálních principů. Proto se dá použít shodný princip při jejich posuzování a při určování tepelné účinnosti.

Clausius-Rankinův cyklus je parovodní uzavřený tepelný oběh, který se vyznačuje tvorbou (varem) a přehříváním vodní páry v kotli a po expanzi v turbíně úplnou kondenzací v kondenzátoru. Tento cyklus je nejrozšířenější. Základní schéma zapojení jednotlivých zařízení v Clausius-Rankinovo cyklu je na Obr.1.1. Na Obr.1.2 je znázorněn tepelný oběh bez uvažování ztrát v turbíně a v napájecím čerpadle v T-s a i-s diagramu odpovídající zapojení zařízení na Obr.1.1.



Obr.1.1 Zjednodušené schéma zařízení



Obr.1.2 Ideální Rankin-Clausiův oběh v T-s a i-s diagramu

Daný oběh obsahuje následující posloupnost procesů:

1-2 Isoentropická expanze v turbíně,

2-3 Isobarické odvedení tepla v kondenzátoru,

3-4 Isoentropická komprese v čerpadle,

4-1 Isobarický převod tepla v kotli (kde můžeme vidět proces 5-1 – isobarické přehřátí v přehříváku kotle).

Přehřátá pára vstupuje do turbíny o stavu 1, kde isoentropicky expanduje a transformuje kinetickou a tepelnou energii v mechanickou energii otáčením rotoru, který je na spojce s elektrickým generátorem. Tlak a teplota páry klesají na hodnoty odpovídající stavu 2, kde mokrá pára vstupuje do kondenzátoru. V kondenzátoru pára kondenzuje za konstantního tlaku až do stavu nasycené kapaliny a předává teplo chladicímu médiu.

Nasycená kapalina o stavu 3 vstupuje do čerpadla, kde se izoentropicky stlačuje na pracovní tlak kotle do stavu 4. Během izoentropické komprese roste i teplota vody a zároveň nepatrně klesá její měrný objem. Na diagramech vzdálenost mezi body 3 a 4 je nadsazená ve prospěch názornosti. Pokud předpokládáme, že voda je nestlačitelná, teplota by se během komprese neměnila.

Voda vstupuje do kotle jako stlačená kapalina o stavu 4. Pod pojmem kotel se rozumí výměník tepla, kde se pracovnímu médiu přivádí teplo za konstantního tlaku spalováním plynu, úhli nebo rozpadem jaderného paliva bezprostředně v reaktoru nebo vloženým mezivýměníkem tzv. parogenerátorem. V kotli se vyčleňuje část zvaná přehřívák, kde se sytá pára přehřívá z nasycené páry o stavu 5 do přehřáté páry o stavu 1. Dále přehřátá pára znovu vstupuje do turbíny, čímž se uzavírá celý oběh.

Jak vyplývá z teorie termodynamiky, oblast pod křivkou v diagramu T-s vyznačuje přenos tepla do vnitřních vratných dějů. Na diagramu oblast pod křivkou 4-1 představuje přivedené teplo vodě v kotli a oblast pod křivkou 2-3 představuje odvedené teplo v kondenzátoru. Tak oblast nacházející uvnitř těchto dvou křivek (tzn. rozdíl mezi přivedeným a odvedeným teplem) představuje produkovanou absolutní práci oběhu.

1.2 Kondenzace

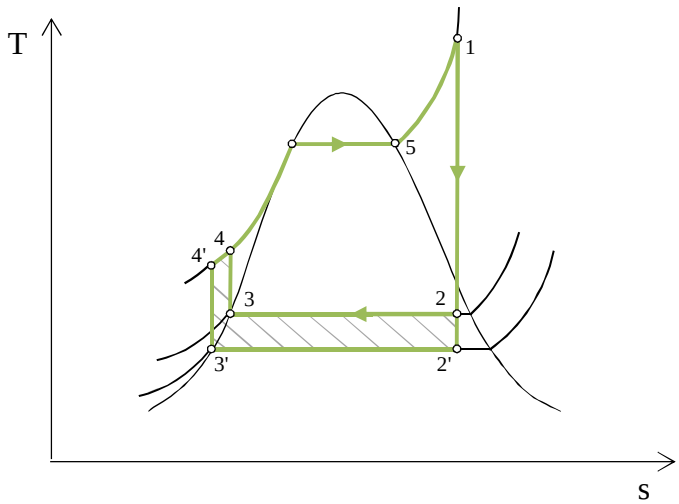
Realizovatelnost Clausius-Rankinova cyklu je podmíněna kondenzací páry na výstupu z turbíny. Zařízení, ve kterém dochází ke kondenzaci páry se nazívá kondenzátor. Podle [7] funkce kondenzátoru v rámci Clausius-Rankinova cyklu jsou následující:

- Uzavření tepelného cyklu.

Z praktického hlediska není možná realizace elektrárenského provozu, při kterém výfuk páry z posledního stupně turbíny bude vyveden do atmosféry. V takovém případě by pára neboli kvalitní demineralizovaná voda, musela být kontinuálně nahrazována. Výroba kvalitní demi-vody je velmi nákladná.. Významný negativní dopad při výfuku páry z turbíny do atmosféry je vyšší koncový tlak expanze, který znamená nižší entalpický spád na turbíně, což vede k nižší tepelné účinnosti cyklu a nižšímu dosaženému výkonu turbíny.

- Vytvoření požadovaného vakua (snížení kondenzačního tlaku).

Snížení kondenzačního tlaku vede ke snížení teploty, při které je odváděno teplo ze studeného konce cyklu. Vliv poklesu kondenzačního tlaku v Clausis-Rankinovu cyklu je znázorněn v T-s diagramu na Obr.1.3.



Obr.1.3 Vliv snížení kondenzačního tlaku v T-s diagramu

Podrobný výklad změny kondenzační teploty je uveden v [3]. Z důvodu názornosti jsou vstupní parametry páry do turbíny neměněné. Vyšrafovaná plocha na diagramu vyznačuje zvětšení absolutní práce v důsledku snížení kondenzačního tlaku z p_2 na p_2'. Zvětšení přivedeného tepla se vyznačuje plochou pod křivkou 4'-4, ale takové zvětšení čerpací práce je malé. Souhrn všech vlivů od snížení kondenzačního tlaku ve výsledku přináší zvýšení tepelné účinnosti celého cyklu.

Snížení kondenzačního tlaku s sebou přináší i negativní účinky. Podstatným problémem je zvýšení vlhkosti páry v posledních stupních turbíny. Přítomnost většího množství vlhkosti v turbíně je krajně nežádoucí, protože se snižuje účinnost turbíny a navíc narůstá riziko eroze lopatek.

- Odvod tepla z kondenzující páry.

Pára vystupující z turbíny při teoreticky konstantním tlaku a teplotě předává zbytek svého výparného tepla chladicímu médiu (chladicí vodě) a pára se mění na sytou kapalinu – dochází ke změně skupenství tj. ke kondenzaci.

Teplo z kondenzující páry do chladicího média může být odvedeno dvěma způsoby. První způsob spočívá v tom, že kondenzace páry se dosahuje přímým vstřikováním chladicí vody do proudu páry. U běžných elekrárenských provozů se takový způsob nepoužívá. Druhý způsob odvedení tepla (kondenzace páry) je realizován za pomocí teplosměnných trubek, kde chladicí médium a pára jsou od sebe odděleny – tzv. povrchová kondenzace. Dle druhu chladicí média se povrchová kondenzace rozděluje na:

- chlazení vzduchem, kde chladicí vzduch proudí vně teplosměnných trubek a pára kondenzuje uvnitř trubek
- chlazení vodou, kde chladicí voda proudí uvnitř teplosměnných trubek a pára kondenzuje na vnější straně trubek.

- Sběr odvodnění z turbíny a kaskády z NTO.

Kondenzát topné páry z nízkotlakých regeneračních výměníků (NTO) je odváděn pomocí tlakového spádu z vyšších NTO do nižších NTO až do kondenzátoru.

- Zajištění kondenzace páry z přepouštěcích stanic.

Během najíždění, odstavování nebo havárie turbíny se u turbín používá zařízení zvané přepouštěcí redukční stanice do kondenzátoru, která slouží pro zavádění přebytečné páry přímo do kondenzátoru.

- Zajištění akumulace kondenzátu.

Z důvodu regulace kondenzátních čerpadel a zajištění nátokové výšky kondenzátních čerpadel je kondenzátor opatřen sběračem kondenzátu. Zpravidla je sběrač součástí pláště kondenzátoru, ale v některých případech má sběrač provedení v podobě separátní nádoby.

- Zajištění vakuového odplynění demi-vody.

U velkých soustrojí se vyskytuje požadavek na odplynění kondenzátu popř. i přídavné demineralizované vody ve sběrači kondenzátu.

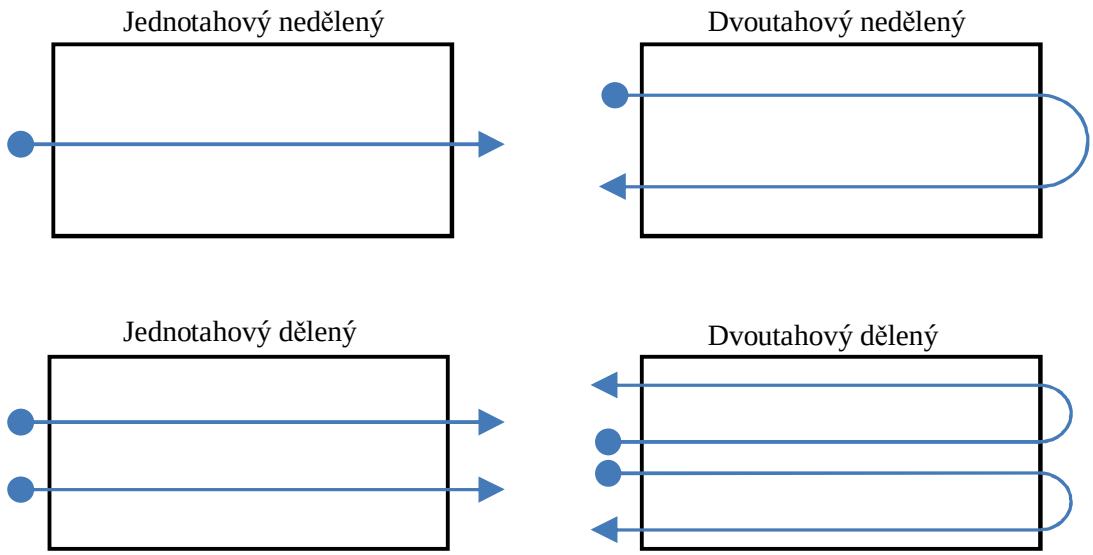
Udržení vakua v kondenzátoru je možné díky stálému odsávání nekondenzovatelných plynů během provozu, které vnikají do kondenzátoru netěsnostmi na NT dílu turbíny, na kondenzátoru, na potrubí, na armaturách apod. Nekondenzovatelné plyny obsažené v páře, která přichází z kotle (nebo parogenerátoru) tvoří zanedbatelnou složku v celkovém průtoku vzduchu do vakuového prostoru.

Přítomnost vzduchu v kondenzátoru vede ke značnému snížení součinitele přestupu tepla, z důvodu hromadění vzduchu kolem teplosměnných trubek a vytvoření obalové vrstvy kolem nich. Molekuly páry mohou pronikat skrz takovou vrstvu pouze difúzí. Přítomnost vzduchu zároveň způsobuje pokles parciálního tlaku páry, což přispívá k vyššímu podchlazení kondenzátu ve sběrači kondenzátu.

Zařízení pro odsávání nekondenzovatelných plynů z kondenzátoru se nazývají vývěvy. Při dostatečné odsávací schopnosti vývěvy je tlak v kondenzátoru určen tepelnou bilancí. Při vzniku větší netěsnosti na vakuovém prostoru se bude tlak v kondenzátoru narůstat až do okamžiku, kdy se dosáhne rovnováhy průtoku vzduchu vnikajícího do kondenzátoru a kapacitou vývěvy (omezení tlaku v kondenzátoru sací schopností vývěvy dle její charakteristiky). Zkouška ztráty vakua se provádí vypnutím vývěv.

Jak bylo uvedeno dříve, kondenzátory se dělí na směšovací a povrchové. Rozdělení kondenzátoru podle typu je uvedeno v [7]. Povrchové kondenzátory mohou být chlazeny vodou nebo vzduchem. Chlazení vodou má své výhody oproti chlazení vzduchem. Kondenzátor chlazený vodou má podstatně menší rozměry, během provozu negeneruje hluk, který vzniká prací ventilátorů u vzduchem chlazených kondenzátorů. Výhodou vodou chlazených kondenzátorů je nižší cena ve srovnání se vzduchem chlazenými kondenzátory. Za nevýhodu můžeme uvést nutnost zdroje chladicí vody, nutnost stavby chladicího okruhu, který zahrnuje potrubí, stavby chladicích věží, zapojení a provoz čerpadel, a v případě umístění elektrárny v lokalitě s hlubokými mrazy je nutno počítat se zavedením uzavřeného okruhu s nemrznoucím chladicím médiem.

Uspořádání chladicích trubek uvnitř kondenzátoru může mít různé provedení. Kondenzátory se dělí dle počtu tahů chladicí vody na jednotahový/dvoutahový/vícetahový, dělený/nedělený. Možné kombinace provedení vodní strany kondenzátoru jsou naznačené na Obr.1.4. Počet tahů na vodní straně kondenzátoru je dán prostorovým omezením v dispozici strojovny, omezením vznikajícím rozdílnými součiniteli teplotní roztažnosti materiálů pláště kondenzátoru a teplosměnných trubek a také dostupností dlouhých teplosměnných trubek požadovaného materiálu.



Obr.1.4 Typy uspořádání vodní strany kondenzátoru

Kondenzátory se dělí podle umístění vůči výstupu z turbíny:

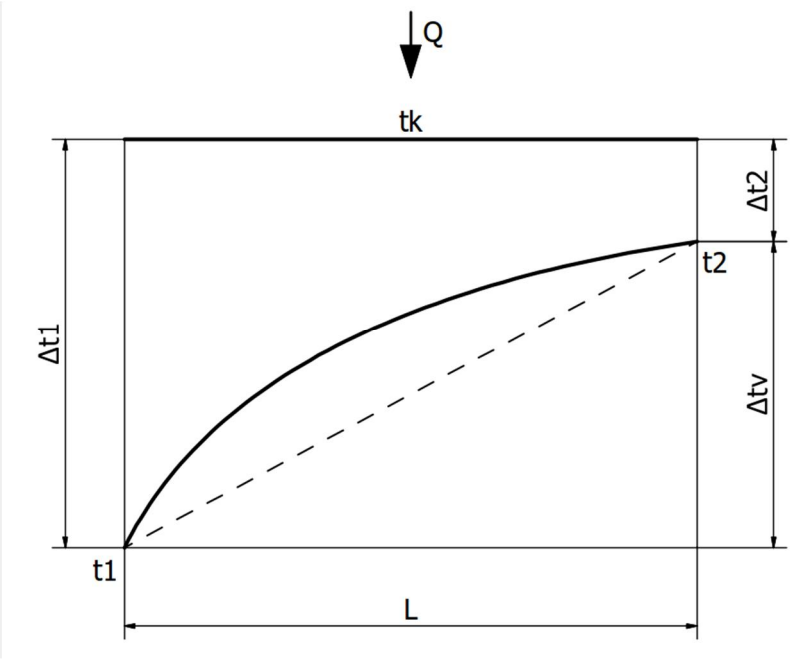
- radiální výstup páry z turbíny;
- axiální výstup páry z turbíny;
- boční výstup páry z turbíny.

Výběr umístění kondenzátoru vůči turbíně je ovlivněn hlavně rozměry a prostorovým řešením strojovny. Každý typ uspořádání má své klady a zápory. Při volbě radiálního výstupu z turbíny (kondenzátor je umístěn pod turbínou) neexistuje omezení na velikost kondenzátoru (kromě šířky mezi sloupy turbínové stolice), ale takové uspořádání přináší vyšší výstupní ztráty z turbíny a vyšší stavbu strojovny.

U axiálního umístění kondenzátoru lze za výhody označit nižší výstupní ztráty z turbíny a nižší stavbu strojovny. Naproti tomu takové umístění má omezení na maximální realizovatelný průměr výstupu z turbíny, komplikovanější řešení vlivu teplotních dilatací mezi turbínou a kondenzátorem, zvětšení půdorysné plochy strojovny (možností je řešení, kdy je kondenzátor umístěn mimo strojovnu).

Boční umístění kondenzátoru lze použít se stejnými výhodami jako axiální umístění kondenzátoru. Avšak výstupní ztráty z turbíny jsou obdobné jako v případě radiálního umístění kondenzátoru. Zároveň boční umístění kondenzátoru zvětšuje půdorysnou plochu strojovny a je nutné hledat řešení kompenzací vlivů teplotních dilatací mezi turbínou a kondenzátorem.

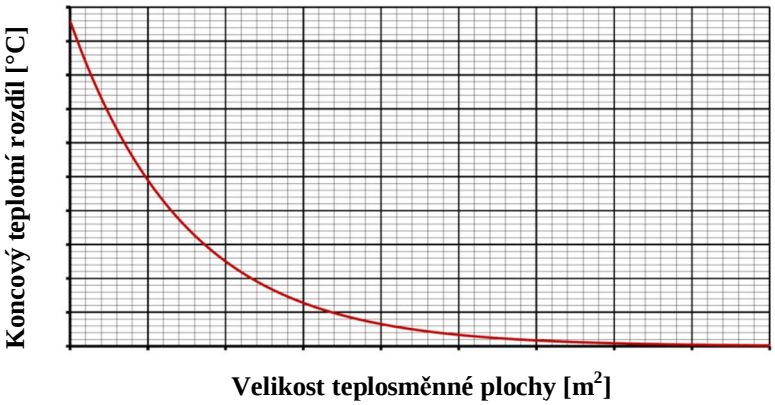
Průběh teplot v kondenzátoru je znázorněná na Obr.1.5. Kondenzátor je výměník tepla, kde na jedné straně se ochlazuje a kondenzuje pára a na druhé straně se ohřívá chladici voda a odebírá teplo páře. Termodynamická podstata průbehu teplot ve výměnících tepla je popsaná v [8]. Rozdíl průběhu teplot v kondenzátoru od průběhu teplot v klasickém výměníku tepla je v tom, že teplota kondenzace páry je během celého procesu výměny tepla je konstanstí. V klasickém výměníku se teploty na obou stranách mění (jedno médium přidává teplo jinému médiu). Ve skutečnésti kondenzační taplota a příslušný jí kondenzační tlak není konstantní, protože během proudění páry mezi teplosměnnými trubkami jsou přítomné tlakové ztráty. Takové ztráta jsou malé a při tepelném výpočtu kondenzátoru se zanedbávají.



Obr.1.5 Průběh teplot v kondenzátoru

Chladicí vody vstupuje do kondenzátoru o teplotě t_{v1}, která je daná parametry chladicího okruhu a chladicího čerpadla. Kondenzační teplota se volí jako střední teplota venkovního prostředí a může být upřesněná na základě kontrolního výpočtu. Největší diskuze se podlehá volba koncového rozdílu teplot Δt_2 – je rozdíl mezi kondenzační teplotou t_k a výstupní teplotou chladicí vody t_{v2}, kde vzniká problém hledání technicko-ekonomického optima. S jedné strany menší koncový rozdíl má pozitivní dopad na účinnost tepelného cyklu, na druho stranu snižování koncového rozdílu vede ke zvyšování počátečních investičních nákladů. Jak je vídět na Obr.1.6, při přibližování hodnoty koncového rozdílu k nule rapidně roste teplosměnná plocha. Koncový teplotní rozdíl slouží jako měřítko zanesení kondenzátoru, protože se zvětšuje s rostoucím zanesením teplosměnné plochy.

Na diagramu průběhu teplot se také vyznačují ohřátí chladicí vody Δt_v – je rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou chladicí vody, a rozdíl mezi vstupní teplotou chladicí vody a kondenzační tepotou Δt_1.



Obr.1.6 Diagram závislosti koncového teplotního rozdílu na teplosměnné ploše [7]

Průběh ohřátí chladicí vody není lineární, jak je naznačeno čárkovanou čárou, ale exponenciální (plná čára). Proto střední teplota chladicí vody se počítá jako střední logaritmický teplotní spád $\Delta t_{stř}^{ln}$.

1.3 Konstrukce kondenzátorů

Podkapitola obsahuje popis obecných konstrukčních zásad při návrhu kondenzátorů a obecných zásad provedení teplosměnných trubek. Daný popis je shrnutím informace uvedené v [2] a [7].

1.3.1 Obecné zásady konstrukce kondenzátorů

Vnější obálku kondenzátoru tvoří plášť, který je svařen z ocelových plechů a uzavírá parní prostor. Plášť kondenzátorů turbín menšího výkonu (méně než cca 80 MW) má obvykle válcový tvar, u turbín větších výkonů má kondenzátor krabicový (hranatý) tvar. Plášť kondenzátoru je za provozu namáhán atmosférickým tlakem z vnější strany a proto má vnitřní vestavby, které vyztužují plášť proti zborcení. Hranatý tvar kondenzátoru je méně výhodný z hlediska pevnosti, ale má určité funkční výhody (především z pohledu proudění páry v plášti) a umožňuje efektivní využití prostoru pod turbínou.

Výstupní hrdlo turbíny může být spojeno s parním hrdlem kondenzátoru přírubovým šroubovým spojením (dnes již málo obvyklé), přivařením. Pod výstupním hrdlem z turbíny je umístěná nástavba, která tvoří propojení výstupu turbíny a pláštěm kondenzátoru. Nástavba kondenzátoru může být opatřena kompenzačním elementem, pokud je kondenzátor pevně uložen na základu. Kompenzátor na nástavbě kondenzátoru není nutný v případě, když je kondenzátor uložen na pružinách. Pružiny se používají pro zachycení tíhy kondenzátoru a poloviny tíhy jeho vodní náplně a dovolují roztahování pláště ve svislém směru vlivem teplotních dilatací. Důležité je, aby byla zajištěna síla táhnoucí turbínu směrem dolů a to ve všech provozních stavech. Do nástavby mohou být zavedena vyústění bypassu nebo sprchy pro zavedení demi-vody. V některých případech je možné umístit do nástavby kondenzátoru nízkotlaký ohřívák.

Parní prostor kondenzátoru je od vodního prostoru (vodní komory) oddělen trubkovými dny neboli trubkovnicemi. Trubkovnice představuje plech o tloušťce 40-50 mm, ve kterém jsou vyvrtány otvory pro upevnění teplosměnných trubek. Trubky jsou upevněné v

trubkovnici buď zaválcováním nebo zaválcováním a zavařením. Kvalitní spojení trubky a trubkovnice je velice důležité pro zajištění těsnosti mezi vodní a parní stranou kondenzátoru. V důsledku toho, že tlak na vodní straně kondenzátoru je vyšší, než tlak na parní straně, po vzniku netěsnosti spoje by se chladicí voda dostala do parního prostoru, čímž by došlo ke kontaminaci čistého kondenzátu. S ohledem na lepší zajištění těsnosti spoje mezi trubkou a trubkovnicí se někdy zavařují. V případě použití titanových teplosměnných trubek je zavaření do trubkovnice vyžadováno z důvodu materiálových vlastností titanu, které nejsou zcela vhodné pro zaválcování.

Vodní komory zajišťují rovnoměrnou distribuci chladicí vody do všech teplosměnných trubek kondenzátoru. Vratná vodní komora obrací chladicí vodu z jednoho trubkového tahu do druhého, pokud je kondenzátor vícetahový. Vodní komora může být spojená s trubkovnicí buď přírubovým spojem se šrouby nebo přivařením přímo k trubkovnici, což zaručuje spolehlivější zajištění těsnosti. Na funkci vodní komory mají vliv její tvar a umístění přívodních a výstupních hrdel chladicí vody. Podle konstrukčního provedení se vodní komory dělí na klenuté, válcové popř. hranaté. Jejich tvar se navazuje na konstrukční provedení pláště kondenzátoru: klenuté vodní komory jsou používány u velkých kondenzátorů s hranatým pláštěm, válcové – u kondenzátorů s válcovým pláštěm. V dřívějších dobách se používaly hranaté vodní komory. Jak se ukázalo v praxi, klenuté vodní komory přispívají k lepší distribuci vody a kuliček kontinuálního čištění.

Pod spodní částí parního prostoru je umístěn sběrač kondenzátu, který slouží k akumulaci kondenzátu. Sběrač kondenzátu přispívá k zajištění nátokové výšky kondenzátních čerpadel a k jejich regulaci. Zpravidla sběrač je součástí pláště kondenzátoru, ale jsou řešení, kde je sběrač realizován jako separátní nádoba. Každý uzavřený prostor kondenzátoru musí být opatřen průlezem, který je nezbytně nutný pro zajištění přístupu personálu do vnitřního prostoru jak během montáže, tak i během odstávek, kdy se provádějí údržba a inspekce stroje. Vybavení průlezy se vztahuje k vodnímu a parnímu prostory.

1.3.2 Teplosměnné trubky

Teplosměnné trubky tvoří teplosměnnou plochu, na které dochází k hlavnímu sdílení tepla. Chadicí voda proudí uvnitř trubek, pára kondenzuje na vnější straně trubek. Teplosměnné trubky kondenzátorů mívají vnější průměr nejčastěji v rozsahu 20-28 mm a tloušťka stěny trubek závisí na jejich materiálu. Vhodný materiál pro teplosměnné trubky má následující vlastnosti: dobrá tepelná vodivost, korozivzdosrnost, tvárnost pro zaválcování. Na moderních kondenzátorech se používají teplosměnné trubky z následujících materiálů:

- nerezová ocel (tloušťka stěny 0,5 – 1,0 mm);
- titan (tloušťka stěny 0,5 – 0,7 mm, někteří výrobci již použili tloušťku stěny trubek 0,4 mm);
- mosaz (tloušťka stěny 1,0 mm, v moderních kondenzátorech se používají již zřídka);
- Cu-Ni 90-10 (tloušťka stěny 0,7 až 1,0 mm).

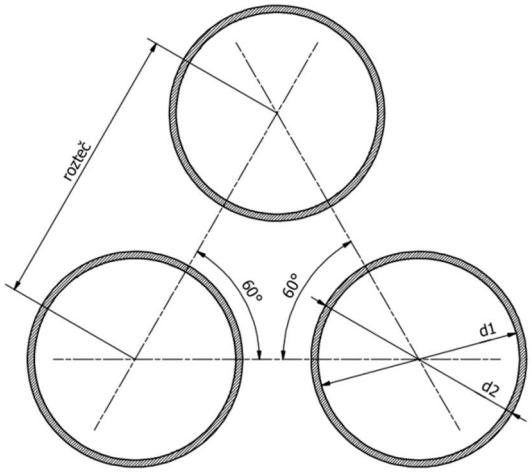
Rychlost proudění chladicí vody v teplosměnných trubkách se volí zpravidla vyšší než 1,5 m/s, neboť při nižších rychlostech proudění chladicí vody by se trubky rychle zanášely.Z důvodu čištění teplosměnných trubek se aplikují trubky přímé, tj. nikoliv vlásenkové (U-trubky).

Rozdělení teplosměnných trubek v kondenzátoru musí umožnit rovnoměrný přístup páry do všech částí kondenzátoru zaroveň zajistit minimální tlakovou ztrátu. Při vhodném

uspořádání trubek nesmí dojít ke vzniku tzv. vzdušných pytlů, ve kterých by se shromažďovaly nekondenzovatelné plyny. Proto je dobré dodržovat následující zásady při tvorbě trubkových svazku:

- proudění páry přes přiměřený počet trubkových řad,
- malé změny směru při proudění páry do trubkového svazku,

Nejčastější schéma rozmístění trubek je do síti vytvářené rovnostrannými trojúhelníky s délkou strany neboli roztečí trubek rovnající se vnějšímu průměru trubky plus 6-7 mm. Teplosměnné trubky v trubkovnici tvoři svazek, který umožňuje vhodnou distribuci páry s co nejnižšími tlakovými ztrátami. Vysoké tlakové stráty vedou k vyššímu protitlaku pro turbínu. Kompaktní trubkový svazek vede k menším rozměrům parního pláště kondenzátoru. Trubkový svazek by měl generovat co nejnižší podchlazení kondenzátu. Vysoké podchlazení kondenzátu vede k vyšší kondentraci kyslíku v kondenzátu a k vyššímu dohřevu v prvním stupni regenerace, což ovlivňuje průtok páry odpovídajícím odběrem a tím i výkon turbíny.



Obr.1.7 Trubkový svazek

Stékající kondenzátz jedné trubky na druhou snižuje součinitel přestupu tepla ve spodních trubkových řadách trubkového svazku (blána kondezátu má na spodních trubkách větší tloušťku). Tento jev lze částečně omezit použitím svodných plechů mezi trubkami, které omezují stékání kondenzátu na níže položené řady trubek, avšak zároveň svodné plechy by neměly zabraňovat přístupu páry a odvodu nekondenzovatelných plynů k chladiči. Existují kondenzátory, ve kterých siť je natočená o určitý úhel ψ, a stékající voda z horní trubky omývá pouze čtvrtinu obvodu spodní trubky, čím se zabraňuje vzniku blany.

U všech moderních trubkových svazků se uvnitř hlavního teplosměnného svazku nachází chladič parovzdušné směsi, hlavními účely aplikace chladiče jsou:

- jednoznačně ohraničená zóna, kterou prochází parovzdušná směs s vyšší koncentrací vzduchu;
- dodatečné vykondenzování páry z odváděné parovzdušné směsi, čimž se sníží zatížení vývěv a ztráty demi-vody z cyklu.

Minimální rozteč trubek se určuje se zřetelem na dostatečně dimenzovaný můstek mezi otvory a na dobrou jakost zavalcování. Těsnost zaválcovaných trubke v trubkovnicích je podstatná. Při vzniku netěsnosti chladicí voda s vysokým obsahem minarálních solí znehodnocuje drahou demi-vodu a zanáší teplosměnné trubky výměníků na trase včetně kotlu. Hydraulická těsnost je daná kvalitou zaválcovaného spoje a správnou technologii výroby teplosměnných trubek a trubkovnice. Důležité je dodržování určitého poměru mezi hodnotami tvrdosti u trubek a trubkovnice. Správný poměr hodnot tvrdosti zajišťuje, že při zaválcování v trubce vzniká plastická deformace a v trubkovnice vzniká pružná deformace. Další podmínkou zaručení kvality spoje je dodržení čistoty vnějšího povrchu trubky a otvoru

trubkovnice. Zároveň i jakost povrchu, jako například malé stopy obráběcího nástroje, mohou značně snížit kvalitu spoje.

Pro zvýšení těsnosti zaválcováného spoje se často používá těsnicí nátěry trubkovnici na bázi živičných tmelů, latexů nebo epoxidových pryskyřic, nanášených po zaválcování trubek. Pro zajištění spoje se někdy používá zavaření trubek do trubkovnice. Výběr způsobu zatěsnění je ovlivněn hlavně materiály trubek a trubkovnice. Například titanové trubky zavaření vyžadují.

Během provozu se teplosměnné trubky mohou poškodit rozkmitáním v důsledku vzniku rezonance. Budicí silou pro rezonance je pulzující proud chladicí vody, vibrace turbíny, ale podstatnější jsou dynamické účinky proudicí páry. Únavový lom trubek u trubkovnice je nejčastějším případem porušení celistvosti teplosměnných trubek. Někdy dochází ke vzájemnému otírání trubek a následné proděravění. Pro zamezení kmitání trubek často instalují podpěrné stěny uvnitř kondenzátoru, které zároveň vyztužují plášť kondenzátoru proti vnějšímu přetlaku. Podle praktické zkušenosti při vdálenosti cca 60-65 násobků vnějšího průměru trubky mezi podpěrnými stěnami nedochází ke vzniku rezonance.

1.4 Parní turbínové zařízení jaderných elektráren

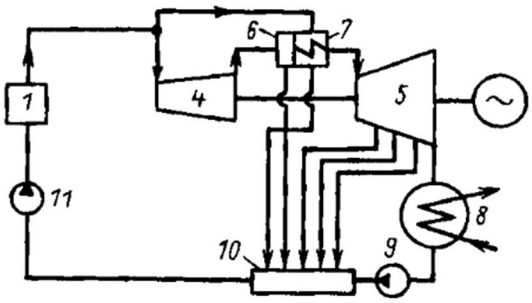
V současné jaderné energetice se používá několik typů jaderných reaktorů. Typy jaderných reaktorů se liší použitým palivem, chladicím médiem a způsobem moderace. Přehled základních typů jaderných reaktorů, které se používají na jaderných elektrárnách (JE) podle Mezinárodní agentury pro atomovou energetiku [14] je uveden v Tab.1.1. Podrobnější informace o reaktorech podle [12] jsou uvedeny v příloze č.1 tab. 2.

Tab.1.1 Přehled jaderných reaktorů ve světě podle aktuální statistiky IAEA [14]

	Reaktory v provozu		Reaktory ve výstavbě	
Typ reaktoru	Počet	Výkon [GWe]	Počet	Výkon [GWe]
Pressurized Water Reactor (PWR)/ Tlakovodní reaktor	294	277	46	49
Boiling Water Reactor (BWR)/ Varný reaktor	75	73	4	5
Pressurised Heavy Water Reactor (PHWR)/ Těžkovodní reaktor Candu	49	25	4	2,5
Light Water Graphite Reactor (LWGR)/ Grafitový reaktor s tlakovými kanály	15	10		
Gas-cooled reactor (GCR)/ Plynem chlazený reaktor	14	8		
Fast Breeder Reactor (FBR)/ Rychlý množivý reaktor	3	1,4	1	0,2
Celkem	**450**	**394**	**55**	**57**

Podmínky provozu každého z typů reaktorů určují výběr parametrů pro práci turbosoustrojí. Realizace chladicího oběhu na JE podle [10] lze rozdělit podle počtů vložených okruhů. Informace o základách jednotlivých typu reaktorů je čerpaná z [1] a [12].

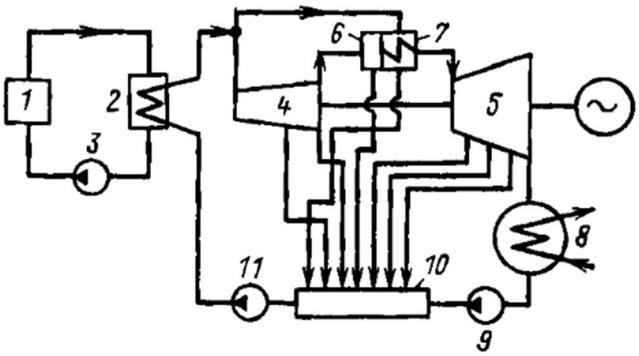
1. Jednookruhové zapojení. Je typickým pro reaktory typu LWGR (RBMK) a BWR. V obou případech je chladicím médiem lehká voda. Rozdílem je, že v reaktorech typu LWGR (RBMK) se používá grafit jako moderátor a var vody se uskutečňuje uvnitř jednotlivých kanálů. Reaktory typu BWR jsou moderované obyčejnou vodou a var probíhá v tlakové nádobě reaktoru (TNR). Reaktory těchto typů produkují sytou páru, která z reaktoru vystupuje přímo do turbíny.



Obr.1.8 Zjednodušené schéma zařízení JE s jednookruhovým zapojením [10]

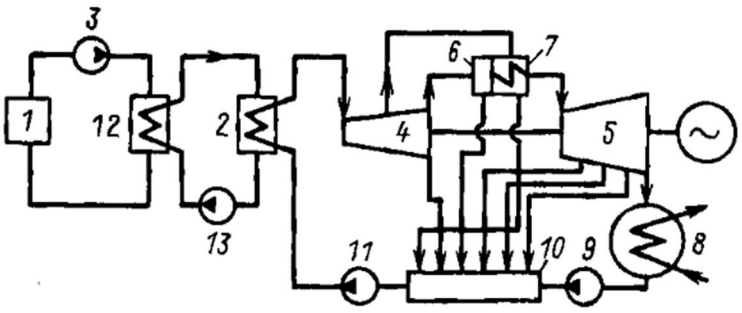
Popis obr. 1.8 – 1.10:
1 – Reaktor
2 – Parogenerátor (PG)
3 – Hlavní cirkulační čerpadlo (HCČ)
4 – Vysokotlaký díl turbíny (VT)
5 – Nízkotlaký díl turbíny (NTD)
6 – Separátor
7 – Přihřívač
8 – Kondenzátor
9 – Kondenzátní čerpadlo (KČ)
10 – Regenerační výměníky
11 – Napájecí čerpadlo (NČ)
12 – Mezivýměník tepla
13 – Cirkulační čerpadlo

2. Dvouokruhové zapojení mají reaktory typu PWR (VVER), které jsou nejrozšířenějším typem reaktorů ve světě. Po dobu mnohých desetiletí reaktory PWR prokázali svou spolehlivost v provozu. Daná technologie se rozvíjí v dnešní době i na dále a je o ní stále zájem. Kvůli bezpečnosti není přípustný var uvnitř TNR, proto voda cirkulující v primárním okruhu předává své teplo do sekundárního okruhu přes parogenerátor, kde se vyvíjí neradioaktivní pára.



Obr.1.9 Zjednodušené schéma zařízení JE se dvouokruhovým zapojením [10]

3. Třiokruhové zapojení. V primárním okruhu reaktoru typu FBR (BNR) cirkuluje tekutý sodík, který při interakci s vodou vyvolává velké množství energii a tepla. Proto je vložen meziokruh, ve kterém cirkuluje sůl na bázi sodíku, ale oproti čistému sodíku nereaguje s vodou ani se vzduchem a obsahuje prvky, které absorbují neutrony a tím se radioaktivita nepřenáší do terciálního okruhu.



Obr.1.10 Zjednodušené schéma zařízení JE se tříokruhovým zapojením [10]

1.5 Turbíny pro jaderné elektrárny

Turbíny pro jaderné elektrárny s vodním chlazením jsou ve většině případů konstruované pro práci se sytou párou. Konstrukce turbín na sytou páru se liší od turbín pracujících s přehřátou párou o vyšších vstupních parametrech. Několik odlišností turbíny na sytou páru oproti turbínám ve fosilních elektrárnách jsou popsané v [10] a shrnuté zde:

1. Malý entalpický spád. Při porovnání entalpického spádu turbíny na sytou páru s vnější separací a přihříváním při vstupním tlaku 6 MPa a turbíny se vstupními parametry páry o tlaku 23,5 MPa a teplotě 540 °C zjistíme, že rozdíl činí takřka 60% v neprospěch turbíny na sytou páru. Turbíny na sytou páru se konstruují s VT a NT díly, přičemž se v NTD vyrábí 50 až 60% celkového výkonu turbíny. Tak se na vývoj NT dílů klade důraz, kdy je snaha snížit ztráty, které ovlivňují termodynamickou účinnost stroje. Dále jsou řešena zlepšení spojená s konstrukčním řešením NT dílů, jako jsou ztráty ve výstupním hrdle, ztráty škrcením v regulačních orgánech, v převáděcím potrubí a v separátoru-přihříváku. Turbíny na sytou páru se projektují se značnou výstupní plochou posledních stupňů, což vede na zvětšení počtu proudů páry v NT dílu a na větší počet samotných NT dílů. Turbíny v jaderných elektrárnách mohou obsahovat dva, tři ve výjimečných případech až čtyři NT tělesa. Pro zvětšení průtočné plochy posledních stupňů NT dílů a snížení počtu NT dílů se většina turbín na sytou páru o vyšších výkonech konstruuje jako pomaloběžné (tj. s otáčkami nižšími než 3000 ot./min).

2. Vysoké hmotnostní průtoky páry. V důsledku snížených vstupních parametrů, menšího entalpického spádu a horší účinnosti turbíny na sytou páru je nutné pro zachování výkonu uvažovat vyšší hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny. Oproti klasickým turbínám je hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny na sytou páru 4 až 6 krát vyšší a přibližně 2 krát vyšší na výstupu z turbíny. Stroje o výkonu 500 až 800 MW mají rozdělení proudu na vstupu do prvního stupně, což vyžaduje dvouproudové provedení VT tělesa turbíny. Dvouproudová tělesa mají vyšší počet stupňů a větší axiální rozměry, ale se na druhou stranu jsou vyrovnány axiální síly působící na rotor turbíny.

Větší délka lopatek prvních stupňů turbíny vyžaduje jejich zkroucení. Značné ohybové napětí lopatek regulačního stupně komplikuje použití parciálního ostřiku, proto se uplatňuje skupinová regulace turbíny. Ohybové napětí regulačního stupně lze snížit použitím dvouproudového VT tělesa. Při uvažování velkého hmotnostního průtoku v NT dílu a značného vlivu entalpického spádu na účinnost turbíny je ve většině případů jediným řešením přechod na snížené otáčky stroje.

Je nutné se zabývat řešením pro snížení obsahu vlhkosti v páře. Práce všech nebo většiny stupňů turbíny s mokrou párou vyžaduje snížení vlhkosti páry během expanze páry v turbíně. Toho lze dosáhnout několika způsoby:

- vnější separací a přihříváním;
- metodami vnitřní separace.

Při výpočtu a projektování stupňů a lopatkové mříže je nutno brát v potaz zvláštnosti proudění mokré páry. Je třeba podotknout, že vlhkost páry je v nízkotlakých stupních rychloběžných turbín na sytou páru zhruba shodná jako u turbín o vyšších vstupních parametrech, ale u turbín v jaderných elektrárnách je vysoká vlhkost již ve stupních VT dílu.

3. Speciální řešení pro snížení dopadů eroze na lopatky a jiné elementy turbíny. Turbíny pracující v mokré páře jsou vystavené různým druhům eroze:

- rázová eroze, kdy na různé části turbíny (nejenom na oběžné lopatky) působí kapky vody, které mají velkou rychlost. Razové erozi jsou vystavené povrchy těles, rozváděcích kol na obvodů stupňů;
- štěrbinová eroze se vyskytuje v malých mezerách a ve styčných plochách;
- eroze vymíláním se může vyskytovat v separátoru a v částech turbíny, na které působí vodní paprsky. Do tohoto druhu eroze spadá i eroze v labyrintových ucpávkách.

Ochrana proti různým druhům eroze se provádí nejenom snížením obsahu vlhkosti v páře, ale i snížením počtu dutin v tělese, rozváděcích kolech, kde se vlhkost může shromažďovat. Zároveň se provádí odvodnění v místech, kde se voda/vlhkost může hromadit. Dalším opatřením je použití korozivzdorných materiálů nebo speciálních vrstev (povlakování, nástřiky) pro části turbíny, které jsou zasaženy erozí.

Nutno podotknout, že většina částí turbíny na sytou páru je vyrobena ze stejných materiálů, z jakých jsou vyráběny části turbíny na přehřátou páru. Nicméně poměr nerezavějící chromované oceli v turbínách na sytou páru je vyšší. Problémem je, že havarijní odstavení turbíny na jaderné elektrárně je spojeno s nepříjemnými následky, které vykazují obsáhlejší dopad, než kdyby se výpadek udál na klasické tepelné elektrárně. Hlavními důvody jsou, že odstávka reaktoru jako hlavního zdroje tepla je dlouhotrvající proces a vyrobené teplo je nutno odvádět mimo turbínu (delší trvání bypassového provozu, tj. provozu přes redukční stanici v obtoku turbíny). Oprava turbíny na jaderné elektrárně zabírá více času (vzhledem k rozměrům s počtu dílů turbíny). Dále je třeba počítat s tím, že náklady na dodávanou elektřinu jsou závislé na investicích, které jsou na JE zpravidla mnohem vyšší, než je na tepelné elektrárně. Neplánovaná odstávka bloku JE vede ke zvýšení ceny výroby elektřiny v celém elektrárenském systému, neboť bloky JE jsou zpravidla provozovány o vyšších výkonech.

4. Vymezení proti přeběhnutí turbíny. Kvůli velkému objemu a velikosti potrubí mezi jednotlivými díly turbíny může nastat její přeběhnutí bezprostředně po přerušení dodávky ostré páry při výpadku (při havarijním odstavení). U turbíny na sytou páru k tomu přispívá vypařování zkondenzované vody na povrchu rotoru, nepohyblivých částech turbíny, v SPP atd. Na základě výpočtů a experimentů se ukázalo, že při výpadku ze zatížení mohou otáčky turbíny stoupnout o 15-20 %. Jedním z řešení ochrany proti přeběhnutí může být instalace armatury na trase mezi SPP a NT dílem.

5. Zvláštní požadavky na konstrukci turbíny pracující v jednookruhovém schématu. Jak už bylo zmíněno výše do turbíny pracující s reaktorem v jednookruhovém systému vstupuje radioaktivní pára, což přináší zvláštní požadavky na konstrukci a provozní podmínky turbíny.

Zvláštnosti se v první řadě týkají požadavků ochrany životního prostředí proti úniku radioaktivních látek. V souvislosti s tím plášť turbíny a celý prostor kolem stroje jsou hermeticky uzavřené, vedení potrubí parovodu je na nižší úrovni, než je prostor pro obsluhu. Zvláštní opatření se provádějí proti úniku páry z turbíny. Velká pozornost je věnována utěsnění všech přírubových spojů. V místech, kde je to možné se přírubové spoje parovodu, vstupů, přepouštěcích potrubí nahrazují svarovými spoji.

Ventily a koncové ucpávky turbín pracujících s radioaktivní párou musejí být také hermetické, proto je na nich instalován speciální systém přívodu a odvodu páry. Do ucpávek se přivádí neradioaktivní pára o vyšším tlaku ze speciálního parogenerátoru (výparníku).

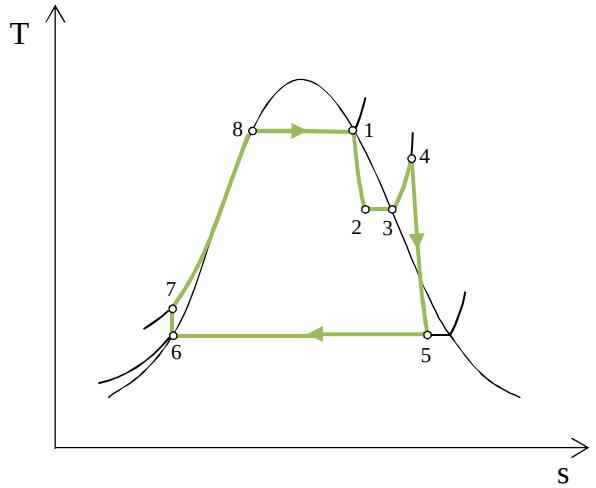
1.6 Sekundární okruh JE Temelín

Předchozí oddíly dané práce se věnují hlavně teoretickým aspektům parního cyklu a jeho zvláštnostem v případě použití na jaderných elektrárnách. Dále bude popsán skutečný parní oběh na JE Temelín. Následující popis je zakožen na ználostech podle [5], [6].

Na jaderné elektrárně Temelín jsou instalovány dva bloky s reaktory typu VVER 1000 V-320 vyvíjeném v Sovětském svazu (podle mezinárodní klasifikace – PWR). Každý blok po modernizaci vyrábí cca 1055 MW elektrického výkonu oproti původně projektovanému výkonu 1000 MW.

Na Obr.1.11 je znázorněn tepelný cyklus jaderné elektrárny s tlakovodním reaktorem a na Obr.1.12 je znázorněno schéma pára-voda sekundárního okruhu reaktoru typu VVER1000 a uvedené hodnoty odpovídají provozním hodnotám před modernizací.

Zařízení sloužící k předání tepla do sekundárního okruhu se nazývá parogenerátor (PG), ze kterého vystupuje ostrá pára o teplotě 278°C a tlaku 6,25 MPa a přes hlavní parní kolektor (HPK) vstupuje do dvouproudového vysokotlakého dílu turbíny při teplotě 276°C a tlaku 6 MPa, kde probíhá expanze odpovídající úseku 1-2 na obr.1.8. Vstup do VT dílu je opatřen rychlozávěrnými a regulačními ventily. VT díl má 4 neregulované odběry. Pára na konci expanze dosahuje suchosti 87%, teploty 168,5°C a tlaku 0,76 MPa, a dále vstupuje do separátoru-přihříváku (SPP), kde se odseparuje vlhkost (úsek 2-3) a pára se přehřeje (úsek 3-4). Přehřátá pára o teplotě 250,9°C a tlaku 0,73 MPa vstupuje do třech dvouproudých nízkotlakých dílů, kde probíhá expanze (4-5). Na konci expanze činí suchost páry cca 90%. Vstupy NT dílů jsou opatřené dvojicí rychlozávěrné a záchytné klapky.



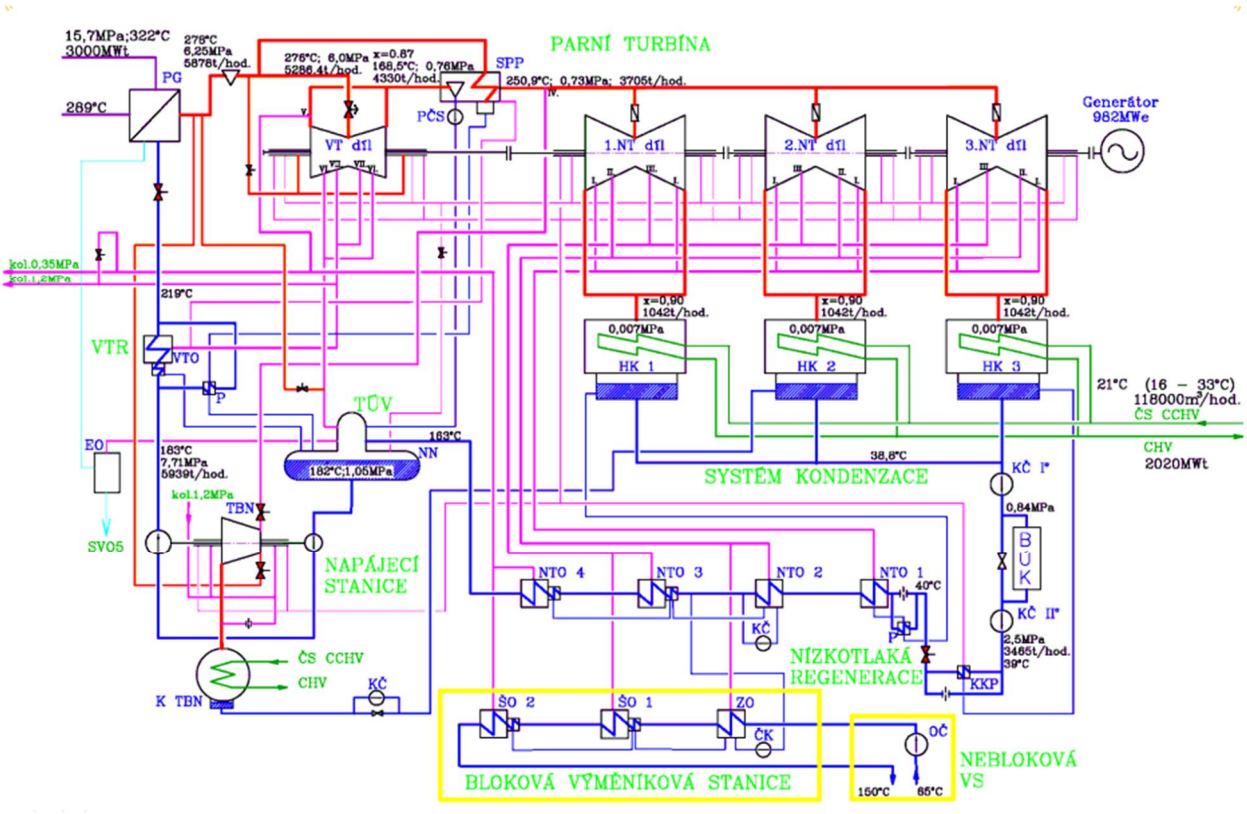
Obr.1.11 Tepelný oběh jaderné elektrárny s tlakovodním reaktorem v T-s diagramu

Pára vystupující z NT dílů kondenzuje v kondenzátorech (5-6) při tlaku 0,007 MPa. Do kondenzátorů je zaveden terciální chladicí okruh. Chladicí voda je přiváděná chladicím čerpadlem a ohřátá chladicí voda se odvádí do chladicích věží. Kondenzát se shromažďuje ve sběračích kondenzátu, které jsou součástí kondenzátorů a dopravuje se pomocí kondenzátních čerpadel do nízkotlaké regenerace. Hlavní kondenzát má ve výtlaku kondenzátních čerpadel parametry cca 40°C a 2,5MPa. V nízkotlakých ohřívácích (NTO) 1 až 4 se hlavní kondenzát postupně ohřívá párou z neregulovaných odběrů NT dílů. NTO3 a NTO4 jsou opatřené podchlazovači topného kondenzátu.

Z nízkotlaké regenerace je hlavní kondenzát veden do napájecí nádrže (NN), kde je hlavní kondenzát ohříván z teploty 163°C na 182°C, a kde probíhá technická úprava hlavního kondenzátu, která spočívá v odplynění kondenzátu. Do NN jsou zároveň zavedené topné kondenzáty z SPP a VTO. Za určitých podmínek může být do NN přivedena ostrá pára (např. během procesu najíždění). Z napájecí nádrže vystupuje voda o teplotě 182°C a tlaku 1,05 MPa.

Kondenzát je dále hnán napájecími čerpadly, která jsou poháněna turbonapáječkami (TBN). TBN jsou napájeny částečně párou vystupující z PG a částečně párou vystupující z SPP.

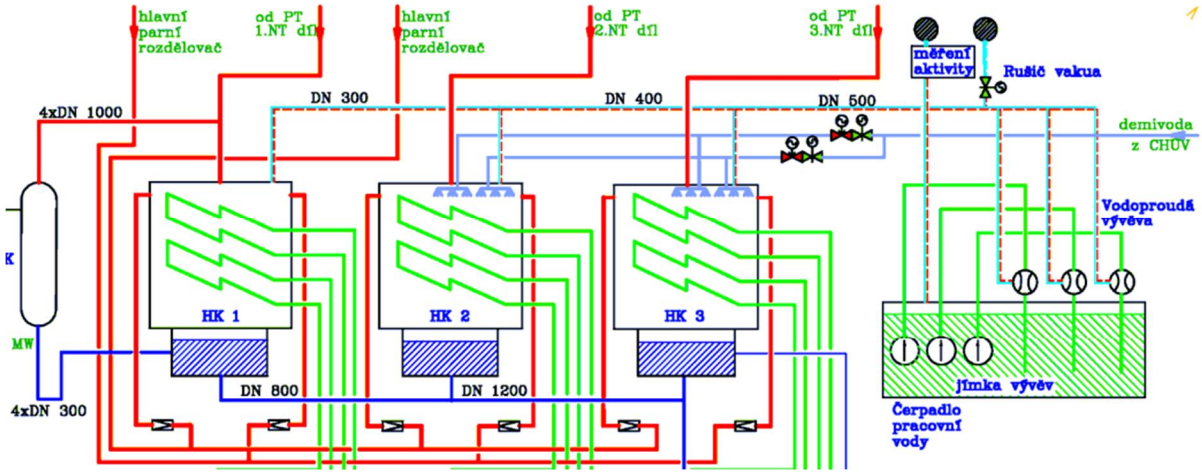
Napájecí voda o parametrech 183°C a 7,71 MPa je z napájecího čerpadla vedena do vysokotlakého regeneračního ohříváku (VTO), kde se ohřívá párou z neregulovaného odběru VT dílu. Ohřátá napájecí voda o teplotě 219°C pak vstupuje do PG a tím se uzavírá celý cyklus.



Obr.1.12 Schéma pára-voda sekundárního okruhu reaktoru VVER1000 [6]

Na takové obecné schéma jako je na Obr.1.12, není vídět všechna propojení kondnezátorů. Na Obr.1.13 je znázorněno podrobnější schéma propojení kondenzátorů s jinými systémy. Je vídět, že do kondenzátorů přes škrticí orgány může vstupovat ostrá pára z

hlavního parního kolektoru (HPK). Takový systém se nazývá přepouštěcí stanice do kondenzátoru (PSK). Systém PSK je aktivní, kdy například dojde k vypnutí generátorového vypínače iniciováné působením ochran vývodového transformátoru a náhlému odlehčení generátoru. V takovém případě zareagují ochranné systémy reaktoru. Během zregulování všech systému na abnormální režim, dojde ke kratkodobému zvýšení tlaku v HPK a vzniklý přebytek páry se odvádí do kondenzátorů pomoci PSK.



Obr.1.13 Schéma zapojení kondenzátorů reaktoru VVER1000 [5]

Na Obr.1.13 je znázorněn systém vodoproudých vývěv pro odsávání nekondenzovatelných plynů. V sekundárním okruhu elektrárny cirkulující voda/pára není radioaktivní i přesto je to nutno kontrolovat, aby nedošlo ke kontaminaci venkovního prostředí. Jediné definované místo styku protředí sekundárního okruhu a venkovního protředí je evakuační systém turbíny. Proto se s výhodou na vývěvách umísťují detektory radioaktivních látek. Také do dvou kondenzátorů jsou zavedené sprchy pro doplnění demi-vody.

1.7 Přínos vícetlakové kondenzace

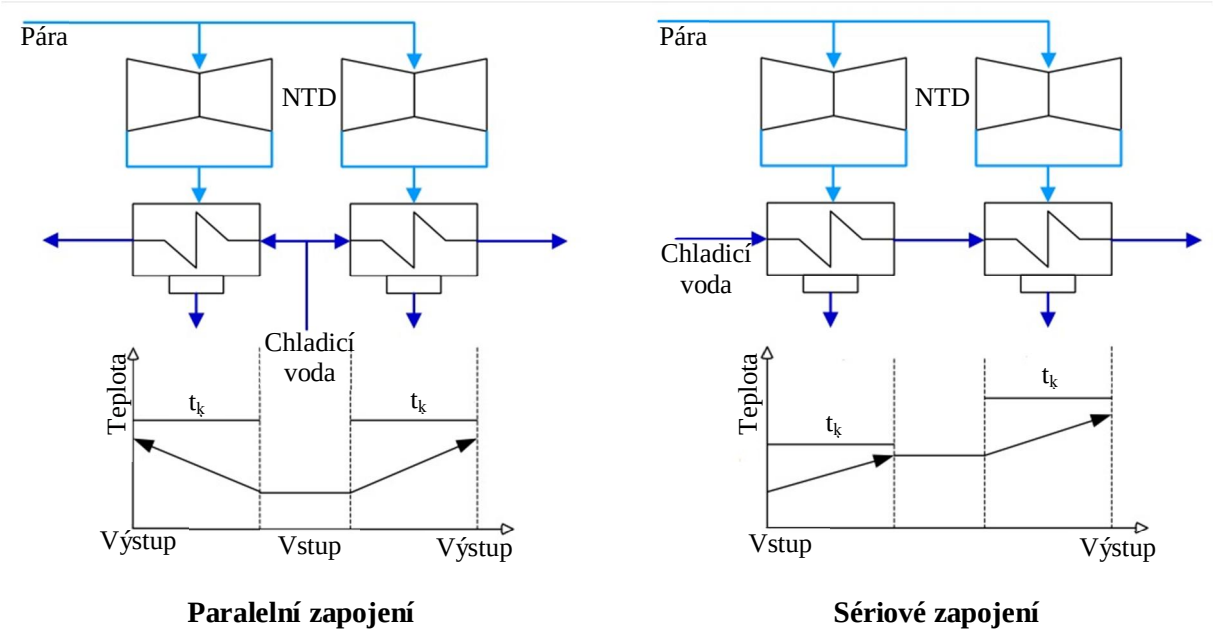
Během vývoje technologie výroby turbín došlo ke značnému zvětšení jednotkových výkonů, což vedlo ke zvyšování hmotnostních průtoků páry a tím i zvýšení objemových průtoků páry v nízkotlakých stupních turbíny. Efektivnější zpracování velkých objemových průtoků páry si vynucuje použití více než jednoho NT dílu. Pro vylepšení účinnosti tepelného cyklu by kondenzátory měly být zkonstruované na zpracování velkých objemových průtoků páry.

Použití vícetlakových kondenzátorů je jednou z možností zvýšení tepelné účinnosti cyklu. Turbíny na jaderných elektrárnách jsou ideálními kandidáty pro využití přínosů vícetlakových kondenzátorů. Základy vícetlakové kondenzace jsou popsané v [4] a [9].

1.7.1 Koncepce vícetlakové kondenzace

Na Obr.1.14 je znázorněno paralelní a sériové zapojení kondenzátoru na okruhu chladicí vody. Pára vstupuje do dvouproudých NT dílů, což je nejběžnější provedení NT dílů turbín na jaderných elektrárnách. Každý NT díl má svůj kondenzátor. Hlavním rozdílem je způsob zapojení chladicí vody. V prvním případě s paralelním zapojením chladicí voda vstupuje do každého kondenzátoru poloviční průtok vody. Ve druhém případě sériového zapojení

vstupuje veškerá chladicí voda do prvního kondenzátoru a vystupuje přímo do druhého kondenzátoru. Celkový objemový průtok chladicí vody tedy protéká každým kondenzátorem.



Paralelní zapojení **Sériové zapojení**

Obr.1.14 Paralelní a sériové zapojení kondenzátorů [4]

Průběh teplot na vodní a parní straně paralelního a sériového zapojení je naznačen v dolní části obr.1.8. Aby bylo možné porovnat oba způsoby zapojení chladicí vody, okrajové podmínky budou uvažovány shodné. Pro kondenzátory jsou dány stejné velikost teplosměnné plochy S, průtok chladicí vody $\dot{m}_v$ a vstupní teplota chladicí vody t_{v1}. Pára vstupuje do kondenzátorů o shodném průtoku. Na základě těchto hodnot lze spočítat ohřátí chladicí vody Δt_v a teplotu kondenzace t_k, která udává kondenzační tlak p_k. Při paralelním zapojení se v každém kondenzátoru nastaví teoreticky konstantní kondenzační tlak a stejné ohřátí chladicí vody.

V případě sériového zapojení celkový průtok chladicí vody vstupuje do prvního kondenzátoru v sérii o teplotě t_{v1} a vystupuje o teplotě t_{v2}, nastaví se kondenzační tlak p_k. Do druhého kondenzátoru vstupuje chladicí voda o teplotě t_{v2} a nastaví se vyšší kondenzační tlak p_k. Výpočtově se ukazuje, že střední kondenzační tlak všech kondenzátorů řazených v sérii je nižší, než kondenzační tlak při paralelním zapojení. Na základě této úvahy je řešena úloha v této práci o vícetlakové kondenzaci.

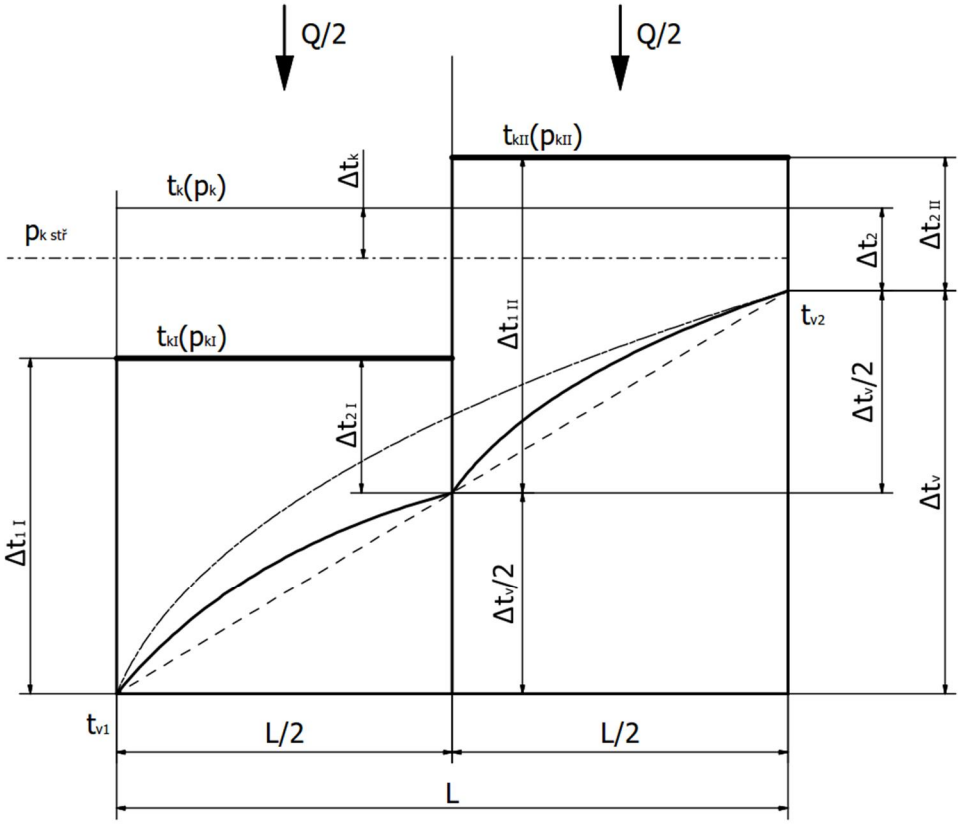
Rozdíl mezi kondenzační teplotou v jednotlakovém kondenzátoru a průměrnou kondenzační teplotou ve vícetlakovém kondenzátoru Δt_k se podle [9] vyjadřuje vztahem (1.1). Přičemž je nutno upozornit, že ve vztahu jsou teplotní poměry v kondenzátoru vyjádřené středním aritmetickým spádem. Proto je možné vztah použít pouze pro počáteční odhad snížení kondenzační teploty.

$$\Delta t_k = \Delta t_1 - \frac{\Delta t_v}{n}\left(\frac{n-1}{2}\right) - \frac{\Delta t_v}{n}\left[\frac{\left(\frac{1}{1-R}\right)^{\frac{1}{n}}}{\left(\frac{1}{1-R}\right)^{\frac{1}{n}} - 1}\right], \tag{1.1}$$

kde

n – počet kondenzátorů;

$$R = \frac{\Delta t_v}{\Delta t_1}.$$



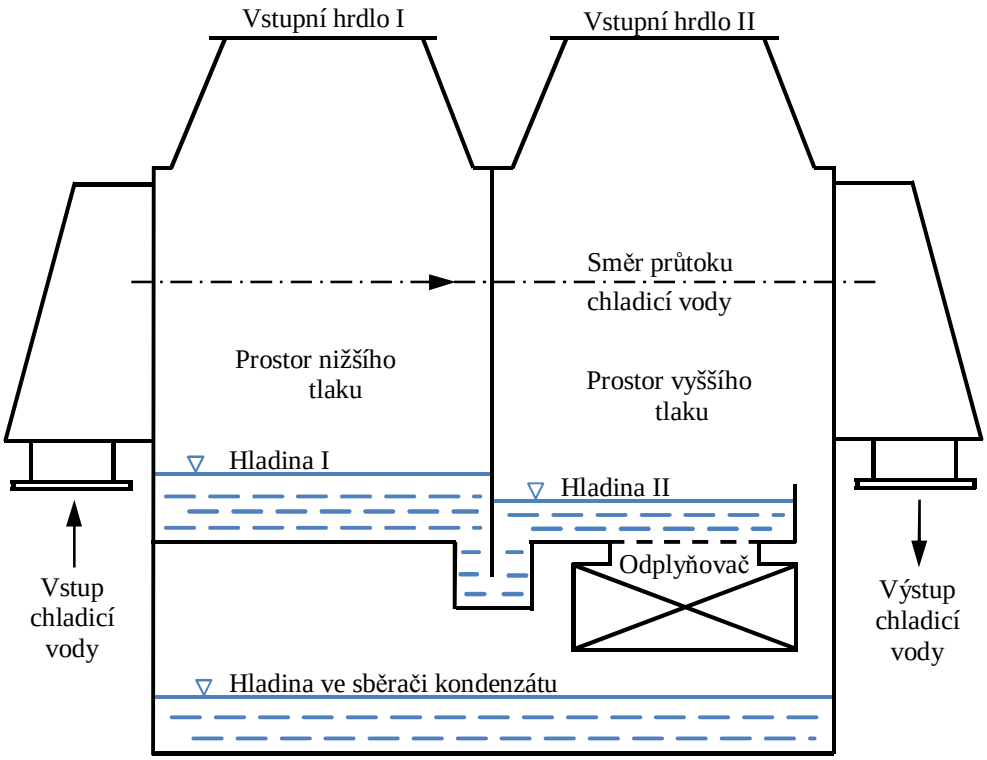
Obr.1.15 Průběh teplot dvoutlakového kondenzátoru

Na Obr.1.15 je znázorně průběh teplot dvoutlakového kondenzátoru ve srovnání s průběhem teplot jednotlakového kondenzátoru. Na daném obrázeku je představen původní kondenzátor, který je na parní straně rozdělen na dvě samostatné části zabudováním dělicí přapážky. V každé části kondenzátoru se nastaví odlišná kondenzační teplota, která odpovídá příslušný teplotním poměrům. První části kondenzátoru pritéká celkové množství chladicí vody, ale k dispozici jenom poloviční délka teplosměnných trubek, proto dojde k odvedení poloviny celkového množství tepla. Ve druhe části se také odvede poloviční množství tepla na poloviční délce teplosměnných trubek. Teplota chladicí vody na výstupu z druhé části kondenzátoru je totožná s výstupní teplotou chladicí vody u jednotlakového kondenzátoru.

Nicméně vícetlakový kondenzátor má negativní vliv na termodynamickou účinnost turbíny. Obecně NT díly se navrhují na stejný protitlak, který zabezpečuje jednotlakový kondenzátor. V případě vícetlakového kondenzátoru se protitlak u každého NT dílu bude lišit od návrhového, čímž se ovlivní účinnost hlavně posledních stupňů NT dílů turbíny.

1.7.2 Koncepční návrh dvoutlakového kondenzátoru

Jedno z možných provedení zapojení dvoutlakového kondenzátoru je znázorněno na Obr.1.16 a jeho podrobnější popis je uveden v [9]. V dané koncepci jsou teplosměnné trubky rovnoběžně s osou turbíny, tzv. podélné provedení, a kondenzátor je jednotahový. Pro vícetlakový kondenzátor je takové uspořádání přirozenější, ale teoreticky každá část kondenzátoru může tvořit samostatný příčný kondenzátor, který zároveň může být vícetahový.



Obr.1.16 Návrh schéma zapojení dvoutlakového kondenzátoru

Vstupní hrdla (nástavby) každého kondenzátoru jsou napojené na příslušná výstupní hrdla NT dílů. Každý stupeň kondenzátoru má vlastní falešné dno, kde se shromažďuje kondenzát. Prostory s kondenzátem jsou propojené přes sifony, přes které kondenzát může volně přetékat z jednotlivých stupňů kondenzátorů. V důsledku nastavení různého tlaku v kondenzátorech se budou hladiny kondenzátu v každém stupni kondenzátoru lišit o vodní sloupec daný rozdílem tlaků v jednotlivých stupních kondenzátoru. Kondenzát přetékající z prostoru nižšího tlaku má nižší teplotu. Kondenzát z vyššího stupně se ohřeje na teplotu odpovídající vyššímu tlaku. Kondenzát je ze sběrače odváděn kondenzátním čerpadlem. Kondenzát dále vstupuje do prvního nízkotlakového regeneračního ohříváku (NTO), kde se ohřívá párou z posledního odběru turbíny. Jelikož je odběr páry neregulovaný a teplota vystupujícího kondenzátu z NTO se nemění, pro ohřev stejného množství kondenzátu se spotřebuje menší množství odebrané páry. Uspořené množství páry proteče turbínou a odevzdá práci na poledních stupních turbíny. Podle [9] je přírůstek výkonu díky úspoře páry v posledním odběru významnější než přírůstek výkonu vlivem snížení střední kondenzační teploty, což bude prověřeno v 2. kapitole použitím vzorce (1.2):

$$\Delta P = \eta_{td} \cdot \eta_{gen} \cdot \frac{(t_{kn} - t_k) \cdot c_v}{i_{10} - c_v \cdot t_{10}} \cdot \sum_{i=1}^{n} \frac{G}{n} \cdot (i_{10} - i_{ki}) \ [W] \,, \tag{1.2}$$

kde

η_{td} – termodynamická účinnost turbíny v úseku mezi odběrrem pro první regenerační ohřívák a kondenzátorem;

η_{gen} – účinnost generátoru;

t_k – kondenzační teplota v jednotlakovém kondenzátoru;

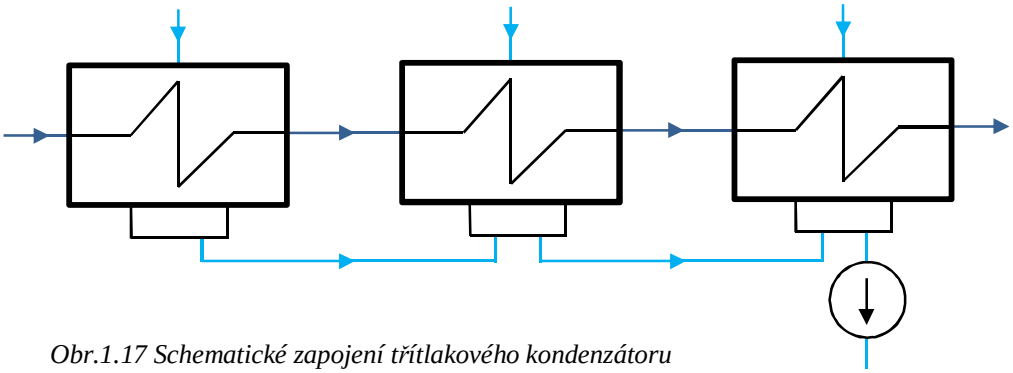
t_{kn} – kondenzační teplota v n-té části n-tlakového kondenzátoru;

i_{10} – entalpie páry v prvním regeneračním odběru turbíny;

t_{10} – kondenzační teplota odběrové páry v prvním regeneračním ohříváku;

i_{ki} – entalpie páry vstupující do i-té části n-tlakového kondenzátoru.

Na Obr.1.17 je znázorněno schematické zapojení třítlakového kondenzátoru podle koncepce uvedené výše. Takto by bylo možné změnit koncepci zapojení kondenzátorů na JE Temelín.



Obr.1.17 Schematické zapojení třítlakového kondenzátoru

Kapitola 2

V následující kapitole bude proveden tepelný výpočet kondenzátorů JE Dukovany (JEDU) a JE Temelín (JETE). Všechny zadané (vstupní) hodnoty parametrů páry-vody jsou blízké k reálným provozním parametrům. Hlavním úkolem v obou případech bude provést kontrolní výpočet kondenzátoru. Návrhový (základní) výpočet, cílem kterého je určení velikosti kondenzátoru dle tlaku v kondenzátoru, spočívá v tom, že dovolené ohřátí chladicí vody Δt_v a koncový rozdíl teplot Δt_2 se stanovují volbou. Výsledkem kontrolního výpočtu bude stanovení výstupní teploty chladicí vody t_{v2}, teploty kondenzace t_k pro již navržený kondenzátor za nenávrhových podmínek.

V případě JEDU má turbína dvoutlakový kondenzátor. JETE naproti tomu má klasické, tj. paralelní, provedení zapojení kondenzátoru na okruhu chladicí vody. Výsledkem daného výpočtu by mělo být porovnání variant provedení s jednotlakovým a vícetlakovým kondenzátorem každé elektrárny zvlášť a vyhodnocení přínosů a nevýhod na základě stanovení přírůstků výkonu.

V závěrečné části kapitoly bude popsán návrh možné koncepci modernizace stávajícího jednotlakového kondenzátoru JE Temelín na vícetlakový kondenzátor, a námět možných variant uplatnění vícetlakového kondenzátoru na budoucích blokách této elektrárny.

2.1 Tepelný výpočet kondenzátoru JE Dukovany

Zadané hodnoty pro JE Dukovany jsou následující:

Admisní (vstupní) tlak páry:	p_1 =	4,3263	[MPa]
Admisní (vstupní) entalpie páry:	i_1 =	2790,9	[kJ/kg]
Teplota věžového chlazení na vstupu do kondenzátoru:	t_{v1} =	20,0	[°C]
Průtok chladicí vody (celkový pro TG):	$\dot{m}_v$ =	9722	[kg/s]
Výkon na svorkách generátoru:	P_{gen} =	249,4	[MW]
Termodynamická účinnost turbíny:	η_{tdi} =	0,87	[-]
Mechanická účinnost:	η_{mech} =	0,99	[-]
Účinnost generátoru:	η_{gen} =	0,99	[-]
Průtok páry do jednoho kondenzátoru:	$\dot{m}_p$ =	110,76	[kg/s]
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru:	i_2 =	2291,9	[kJ/kg]

Aktuální provedení kondenzátoru:
1x dvoutlakový

Počet tahů trubek chladicí vody:			1	
Celkový počet teplosměnných trubek v jednom kondenzátoru:		n_{tr} =	15858	[ks]
Rozměr teplosměnných trubek:	86% Vnější průměr	d_2 =	22	[mm]
	86% Tloušťka	tl =	0,5	[mm]
	14% Vnější průměr	d_2 =	22	[mm]
	14% Tloušťka	tl =	0,7	[mm]
Aktivní délka teplosměnných trubek:		L_{tr} =	8320	[mm]
Materiál teplosměnných trubek:		titan		
Součinitel čistoty trubek:		c_c =	0,9	[-]
Korekční součinitel:		c_m =	0,915	[-]

V této podkapitole bude proveden ukázkový kontrolní tepelný výpočet jednotlakového kondenzátoru na JE Dukovany. Výpočet vícetlakového kondenzátoru je obdobný s tou výjimkou, že u vícetlakového kondenzátoru je výpočet nutno provést pro každý stupeň kondenzátoru zvlášť.

Je nutno podotknout, že obecný tepelný výpočet není lineární, ale vyžaduje aplikaci iterativní metody. Některé hodnoty na začátku výpočtu by měly být odhadnuté a následně upraveny několika kroky iterace. Celý výpočet je proveden za pomoci programu MS Excel, ve kterém byly použité standardní nástroje. Při výpočtu byl použit postup, který je popsan v [7], a termodydnamické a obecné vztahy uvedené v [8].

Za prvé spočteme součinitel prostupu tepla, který je v praxi možné vypočítat třemi způsoby:

1. Empirickým vztahem dle doporučení Heat Exchange Institute (HEI Standard [13]);
2. Empirickými vztahy dle VTI-CKTI;
3. Analytickým fyzikálním přístupem.

Při návrhu vodou chlazených kondenzátorů je užíván přístup dle HEI Standards jakožto celosvětově uznávaný soubor doporučení. Metoda, uvedená v HEI Standards je v případě návrhu kondenzátoru nejrozšířenější. Vztah pro výpočet součinitele prostupu tepla dle HEI Standard je následující:

$$k = 2854 \cdot (1 - 2{,}33 \cdot d_2) \cdot c_m \cdot c_t \cdot c_c \cdot \sqrt{w}\,, \tag{2.1}$$

kde:
d_2 – je vnější průměr teplosměnné trubky (rozsah platnosti 19 až 51 mm);
c_m – je korekce na materiál a tloušťku stěny trubky (rozsah platnosti 0,5 až 2,8 mm), viz Tab.1 Příloha 1;
c_t – je korekce na vstupní teplotu chladicí vody (rozsah platnosti 0 až 49°C);
c_c – je součinitel čistoty trubek (při použití kontinuálního čištění trubek se obvykle volí 0,9 až 0,95);
w – střední rychlost proudění vody v teplosměnných trubkách (rozsah platnosti 0,9 až 3,7 m/s).
Vztah pro výpočet c_t:

$$c_t = 1{,}051 \cdot 10^{-2} \cdot t_{v1} - 1{,}506 \cdot 10^{-3} \left[\sqrt{(21{,}5 - t_{v1})^2}\right]^{1{,}39} + 0{,}7765\,. \tag{2.2}$$

Rychlost proudění vody v trubkách spočteme ze vztahu pro výpočet hmotnostního průtoku (2.3):

$$\dot{m}_v = S \cdot w \cdot \rho \cdot n_{tr}\,, \tag{2.3}$$

kde
S – je plocha vnitřního průřezu trubky,
ρ – je hustota vody.
Plocha vnitřního průřezu jedné trubky se rovná:

$$S = \frac{\pi \cdot {d_1}^2}{4}\,, \tag{2.4}$$

kde
d_1 – je vnitřní průměr trubky.
Dosadíme (2.4) do (2.3) a vyjádříme w:

$$w = \frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\pi \cdot {d_1}^2 \cdot \rho \cdot n_{tr}}\,. \tag{2.5}$$

Kondenzátor JE Dukovany je složen ze trubek různých tlouštěk, proto je nutno brát v potaz procentuální podíl ω trubek o různých tloušťkách, jak je naznačeno ve vzorci (2.6), kde jsou indexy I a II označené parametry trubek 1. a 2. typu:

$$d_1 = \omega^I \cdot (d_2^I - 2 \cdot tl^I) + \omega^{II} \cdot (d_2^{II} - 2 \cdot tl^{II}) \tag{2.6}$$

Dosadíme do (2.6) a známé hodnoty:

$$d_1 = 0{,}86 \cdot (0{,}022 - 2 \cdot 0{,}0005) + 0{,}14 \cdot (0{,}022 - 2 \cdot 0{,}0007)\ ,$$

$$d_1 = 0{,}0209\ [m]$$

Hustota chladicí vody se počítá jako funkce tlaku (volíme 3 bar(a)) a středního aritmetického průměru teploty chladicí vody $\rho(p, t_{str})$. Výstupní teplota chladicí vody není známá, proto při první iteraci předpokládáme, že $\rho = 1000\ [kg/m^3]$. Výsledná hodnota hustoty chladicí vody po iteraci se rovná $\rho = 996{,}919\ [kg/m^3]$.

Dosadíme do (2.5) a vypočteme w:

$$w = \frac{4 \cdot 9722}{\pi \cdot 0{,}0209^2 \cdot 996{,}919 \cdot 15858}\ ,$$

$$w = 1{,}785\ [m/s].$$

Dosadíme do (2.1) a (2.2) známé hodnoty:

$$c_t = 1{,}051 \cdot 10^{-2} \cdot 20 - 1{,}506 \cdot 10^{-3} \left[\sqrt{(21{,}5 - 20)^2}\right]^{1{,}39} + 0{,}7765\ ;$$

$$c_t = 0{,}984\ [-]\ .$$

$$k = 2854 \cdot (1 - 2{,}33 \cdot 0{,}022) \cdot 0{,}915 \cdot 0{,}984 \cdot 0{,}9 \cdot \sqrt{1{,}78}\ ;$$

$$k = 3042{,}116\ [\mathrm{W}/m^2K]\ .$$

Dále je nutno sestavit tepelnou bilanční rovnici popisující děj v kondenzátoru. Jak už bylo zmíněno v předchozí kapitole, chladicí voda v kondenzátoru odebírá teplo přes teplosměnnou plochu kondenzující páře. Tepelná bilance v kondenzátoru má následující tvar:

$$\dot{Q} = \dot{m}_p \cdot (i_2 - i_k) = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) = k \cdot S \cdot \Delta t_{stř}^{ln}\ , \tag{2.7}$$

kde:

$\Delta t_{stř}^{ln}$ – je střední logaritmický teplotní spád, vztah pro výpočet:

$$\Delta t_{stř}^{ln} = \frac{t_{v2} - t_{v1}}{ln \frac{t_k - t_{v1}}{t_k - t_{v2}}}\ ; \tag{2.8}$$

c_{pv} – měrná tepelná kapacita chladicí vody při konsntantním tlaku;
c_{pk} – měrná tepelná kapacita kondezátu při konsntantním tlaku;
S – teplosměnná plocha, vztah pro výpočet:

$$S = L_{tr} \cdot n_{tr} \cdot \pi \cdot d_2\ . \tag{2.9}$$

Dosadíme do (2.9) příslušné hodnoty a vypočteme teplosměnnou plochu S:

$$S = 2 \cdot 8{,}32 \cdot 15858 \cdot \pi \cdot 0{,}022\ ;$$

$$S = 18237{,}877\ [\mathrm{m}^2]\ .$$

První část rovnice tepelné bilance vyjadřuje teplo odebrané páře, druhá část bilanční rovnice – teplo předané chladicí vodě, třetí část bilanční rovnice – teplo předané přes chladicí plochu kondenzátoru. V rámci dané práce budou zavedena některá zjednodušení. Jedno ze zjednodušení se týká vyjádření entalpie sytého kondenzátu:

$$i_k = c_{pk} \cdot t_k \,. \tag{2.10}$$

Hodnota c_{pv} je závislá na t_{v2}, a hodnota c_{pk} je závislá na t_k. Při první iteraci hodnoty c_{pv} a c_{pk} se rovnají: $c_{pv} = 4{,}186$ [kJ/kgK], $c_{pk} = 4{,}186$ [kJ/kgK]. Výsledné hodnoty jsou – $c_{pv} = 4{,}181$ [kJ/kgK], $c_{pk} = 4{,}179$ [kJ/kgK].

Pokud do (2.7) dosadíme (2.8) a (2.10), hodnoty t_k a t_{v2} budou neznámé, proto pomocí matematických úprav je třeba eliminovat jednu veličinu a najit vztah pro druhou veličinu, ve kterém zůstanou pouze známé hodnoty. Výsledný odvozený vztah pro výpočet t_{v2} je následující:

$$t_{v2} = \frac{\dot{m}_p \cdot \left(i_2 + \frac{c_{pk} \cdot t_{v1}}{e^X - 1}\right) + \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot t_{v1}}{\dot{m}_v \cdot c_{pv} + \dot{m}_p \cdot c_{pk} \cdot \frac{e^X}{e^X - 1}} \,, \tag{2.11}$$

kde

$$X = \frac{S \cdot k}{\dot{m}_v \cdot c_{pv}} \,. \tag{2.12}$$

Vztah pro výpočet t_k bude mít tvar:

$$t_k = \frac{e^X}{e^X - 1} \cdot t_{v2} - \frac{t_{v1}}{e^X - 1} \,. \tag{2.13}$$

Do (2.12), (2.11) a (2.13) dosadíme známé hodnoty a spočteme t_{v2} a t_k:

$$X = \frac{18237{,}9 \cdot 3042{,}1}{9722 \cdot 4181} \,;$$

$$X = 1{,}365 \,;$$

$$t_{v2} = \frac{2 \cdot 110{,}76 \cdot \left(2291{,}9 + \frac{4179 \cdot 20}{e^{1{,}365} - 1}\right) + 9722 \cdot 4181 \cdot 20}{9722 \cdot 4181 + 2 \cdot 110{,}76 \cdot 4179 \cdot \frac{e^{1{,}365}}{e^{1{,}365} - 1}} \,;$$

$$t_{v2} = 31{,}678 \text{ [°C]} \,;$$

$$t_k = \frac{e^{1{,}365}}{e^{1{,}365} - 1} \cdot 31{,}678 - \frac{20}{e^{1{,}365} - 1} \,;$$

$$t_k = 35{,}683 \text{ [°C]} \,.$$

Vypočteme ohřátí chladicí vody Δt_v podle vztahu (2.15):

$$\Delta t_v = t_{v2} - t_{v1} \,; \tag{2.14}$$

$$\Delta t_v = 31{,}678 - 20 \,;$$

$$\Delta t_v = 11{,}678 \text{ [°C]} \,.$$

Hodnotu tlaku sytosti v kondenzátoru p_k a entalpie sytého kondenzátu najdeme v termodynamických tabulkách vlastností vody a vodní páry:

$$p_k(t_k = 35{,}683°\mathrm{C}) = 5{,}84\ [\mathrm{kPa}]\ ;$$

$$i_k(t_k = 35{,}683°\mathrm{C}; x = 0) = 149{,}5\ [\mathrm{kJ/kg}]\ .$$

Vztah pro výpočet předávaného tepelného výkonu v kondenzátoru obsahuje 1. část bilanční rovnice (2.7):

$$\dot{Q} = 2 \cdot 110{,}76 \cdot (2291{,}9 - 149{,}5)\ ;$$

$$\dot{Q} = 474584{,}2\ [\mathrm{kW}]\ .$$

Koncový teplotní rozdíl Δt_2 se vypočte podle vztahu:

$$\Delta t_2 = t_k - t_{v2}\ ; \tag{2.15}$$

$$\Delta t_2 = 35{,}683 - 31{,}678\ ;$$

$$\Delta t_2 = 4{,}006\ [°\mathrm{C}]\ .$$

Konečné výsledky tepelného výpočtů jsou uvedené v Tab.2.1.

Tab.2.1 Výsledné hodnoty tepelného výpočtu kondenzátorů JE Dukovany

Parametry	Jednotlakové provedení	Dvoutlakové provedení	
		1. kondenzátor	2. kondenzátor
t_{v2} [°C]	31,678	25,88	31,7
t_k [°C]	35,683	31,893	37,23
Δt_v [°C]	11,678	5,88	5,82
p_k [kPa]	5,8	4,7	6,4
i_k [kJ/kg]	149,5	133,66	155,97
$\dot{Q}$ [kW]	474584,2	239046,7	236576
Δt_2 [°C]	4	6	5,5
$p_{k\ stř}$ [kPa]		5,5	
$t_{k\ stř}$ [°C]		34,733	

Tepelný výpočet potvrzuje, že střední kondenzační tlak a střední kondenzační teplota ve vícetlakovém kondenzátoru jsou nižší než u jednotlakového kondenzátoru. Dalším krokem je zjistit, jaký přírůstek výkonu obnáší dané snížení kondenzačního tlaku.

Kondenzační tlak ovlivňuje entalpii páry vystupující z turbíny, neboť dojde ke změně délky expanze páry v turbíně. Pokud sečteme prodloužení/zkrácení expanzní čáry turbíny s vícetlakovou kondenzací vztažené k expanzi v turbíně s jednotlakovou kondenzací, dostaneme změnu výkonu turbíny danou změnou délky expanze.

Pro zjištění změny expanze je nutno spočítat entalpie na výstupu z každého NT dílu turbíny. Prvním krokem zjistíme entropii na konci expanze turbíny při jednotlakovém provedení kondenzátoru, která je funkci kondenzačního tlaku a entalpii na výstupu z turbíny:

$$s_2(p_k = 5{,}8\ \mathrm{kPa}, i_2 = 2291{,}9\ \mathrm{kJ/kg}) = 7{,}452\ [\mathrm{kj/kg \cdot K}]\ .$$

Za předpokladu izoentropické expanze, najdeme teoretickou hodnotu entalpie i_2' na výstupu z 1. NT dílu jako funkci kondenzačního tlaku a entropii:

$$i_2'(p_k = 4{,}7\ \mathrm{kPa}, s_2 = 7{,}452\ \mathrm{kJ/kg \cdot K}) = 2265{,}509\ [\mathrm{kj/kg}]\ .$$

Skutečnou entalpii i_2 na výstupu z 1. NT dílu najdeme pomoci defenice termodynamické účinnosti podle vzorce (2.16). V daném případě i_1 je entalpie na výstupu z NT dílu při jednotlakovém provedení kondenzátoru.

$$\eta_{tdi} = \frac{i_1 - i_2'}{i_1 - i_2}. \tag{2.16}$$

Vyjadříme z (2.16) i_2 a dosadíme známé hodnoty:

$$i_2 = i_1 - \eta_{tdi} \cdot (i_1 - i_2') ;$$

$$i_2 = 2291{,}9 - 0{,}89 \cdot (2291{,}9 - 2265{,}509) ;$$

$$i_2 = 2268{,}94 \text{ [kj/kg]} .$$

Definice výkonu na svorkách generátoru je:

$$\Delta P = \eta_{mech} \cdot \eta_{gen} \cdot \dot{m}_p \cdot \Delta i; \tag{2.17}$$

$$\Delta P = 0{,}99 \cdot 0{,}99 \cdot 110{,}76 \cdot (2291{,}9 - 2268{,}94) ;$$

$$\Delta P = 2492{,}5 \, [kW] .$$

Stejným způsobem se spočte přírůstek výkonu u 2. NT dílu, který se rovná:

$$\Delta P = -1012{,}176 \, [kW] .$$

Po sečtení obou přírůstků dostaneme celkovou změnu výkonu:

$$\Delta P_{KT} = 1480{,}302 \, [kW]$$

Pro ohřev hlavního kondenzátu v NTO1 se spotřebuje menší množství páry z odběru v případě, že hlavní kondenzát vstupuje do NTO1 o vyšší teplotě. Použitím vzorce (1.2) zjistíme přírůstek výkonu turbíny změnou množství páry protékající mezi posledním neregulovaným odběrem a výstupem z NT dílu turbíny. Vzorec (1.2) obsahuje uvnitř zlomek, který je získán na základě tepelné bilance NTO, a popisuje, jaké procento z celkového průtoku páry proteče navíc. Potřebné vstupní hodnoty jsou součástí zadání:

Entalpie topné páry v prvním odběru do NTO1:	i_{10} =	2455,1	[kJ/kg]
Teplota sytosti v NTO1:	t_{10} =	55,36	[°C]

Dosadíme do (1.2) známé hodnoty a spočteme přírůstek výkonu:

$$\Delta P = 0{,}87 \cdot 0{,}99 \cdot \frac{155{,}97 - 149{,}5}{2455{,}1 - 231{,}75} \cdot 110{,}76 \cdot [(2455{,}1 - 2268{,}94) + (2455{,}1 - 2301{,}2)] \, [kW] ;$$

$$\Delta P_{MP} = 107{,}35 \, [kW] .$$

2.2 Hydraulický výpočet kondenzátoru JE Dukovany

Hlavním cílem základního hydraulického výpočtu je stanovení tlakových ztrát na vodní straně kondenzátorů. Tlakové ztráty mají přímý vliv na příkon chladicích čerpadel. Výsledkem výpočtu bude přírůstek/úbytek příkonu chladicích čerpadel vlivem pokrytí tlakových ztrát kondenzátorů.

Celkové tlakové ztráty Δp se skládají ze strát v trubkách Δp_t a ztrát v hrdlech Δp_h, které se počítají podle vztahů (2.18) a (2.19):

$$\Delta p_t = \left[n_{TAH} \cdot \left(\xi_{tr} + \xi_{vs/vý} + \xi_{vlas}\right) + (n_{TAH} - 1) \cdot \xi_{kom}\right] \cdot \frac{\rho \cdot w_{TRUBKY}^2}{2}; \tag{2.18}$$

$$\Delta p_h = \xi_{hrdlo} \cdot \frac{\rho \cdot w_{HRDLO}^2}{2}, \tag{2.19}$$

kde

n_{TAH} – je počet tahů;

ξ_{tr} – je ztrátový součinitel tření v trubce;

$\xi_{vs/vý}$ – je součinitel místních odporů - vstup a výstup do/z trubky = 1,5 [-];

ξ_{vlas} – je součinitel místních odporů - obrat ve vlásence 180° = 0 [-];

ξ_{kom} – je součinitel místních odporů - obrat ve vratné komoře = 2,5 [-];

ξ_{hrdlo} – je součinitel místních odporů - vstup a výstup do/z hrdle = 1,5 [-].

$$\xi_{tr} = \lambda_{tr} \cdot \frac{l_{tr}}{d_1}, \tag{2.20}$$

kde

λ_{tr} – je součinitel tření;

l_{tr} – je délka trubek v jednom tahu;

Zásadní je určení součinitele tření v teplosměnných trubkách. Obecný přístup výpočtu součinitele tření vyžaduje stanovení charakteru proudění. Pro inženýrský přístup je postačující univerzální vztah (2.21) pro výpočet součinitele tření v hydraulicky drsných trubkách platný pro laminární i turbulentní oblast proudění.

$$\lambda_{tr} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{K}{d_1} + \frac{68}{Re}\right)^{0{,}25}, \tag{2.21}$$

kde

K – je drsnost povrchu trubek;

Re – je Reynoldsovo číslo.

$$Re = \frac{w \cdot d_1}{\nu}. \tag{2.22}$$

Kinematická viskozita vody ν je funkci tlaku a střední teploty chladicí vody:

$$t_{stř} = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2}; \tag{2.23}$$

$$t_{str} = \frac{20 + 31{,}678}{2};$$

$$t_{str} = 25{,}839\ [°C];$$

$$\nu(3\ bar;\ 25{,}839\ °C) = 8{,}76 \cdot 10^{-7} [m^2/s].$$

Spočteme Re podle vztahu (2.22)

$$Re = \frac{1{,}785 \cdot 0{,}0209}{8{,}76 \cdot 10^{-7}};$$

$$Re = 42677\ [-].$$

Drsnost K pro titanové trubky je 0,000005 m. Dosadíme do (2.21) známé hodnoty:

$$\lambda_{tr} = 0{,}11 \cdot \left(\frac{0{,}000005}{0{,}0209} + \frac{68}{42677}\right)^{0{,}25} ;$$

$$\lambda_{tr} = 0{,}02276\ [-] .$$

Aktivní délku trubek je nutno zvětšit o dvě tloušťky trubkovnice, neboť teplosměnné trubky jsou v trubkovnicích uchyceny na obou stranách trubkového svazku. U kondenzátorů JE Dukovany je tloušťka trubkovnice 40 mm. Spočteme ztrátový součinitel tření podle (2.20):

$$\xi_{tr} = 0{,}02276 \cdot \frac{8{,}32 + 2 \cdot 0{,}04}{0{,}0209} ;$$

$$\xi_{tr} = 9{,}127\ [-] .$$

Turbína JE Dukovany má dva dvoutahové kondenzátory. Dosadíme do (2.18) známé hodnoty a spočteme tlakové ztráty v trubkách:

$$\Delta p_t = [2 \cdot (9{,}127 + 1{,}5 + 0) + (2 - 1) \cdot 2{,}5] \cdot \frac{996{,}92 \cdot 1{,}785^2}{2} ;$$

$$\Delta p_t = 37{,}728\ [kPa] .$$

Průměr hrdla je DN1800. Podle normy se vnější průměr hrdla rovná $D_2 = 1829\ [mm]$ a tloušťka – $tl = 11\ [mm]$. Vnitřní průměr hrdla tedy činí:

$$D_1 = 1{,}829 - 2 \cdot 0{,}011 ;$$

$$D_1 = 1{,}807\ [m] .$$

Celkový průtok chladicí vody se dělí mezi dva kondenzátory rovnoměrně. Vypočteme rychlost proudění vody v hrdle vodní komory kondenzátoru:

$$w_{HRDLO} = \frac{4 \cdot \left(\frac{9722}{2}\right)}{\pi \cdot 1{,}807^2 \cdot 996{,}92} ;$$

$$w_{HRDLO} = 1{,}901\ [m/s] .$$

Do vztahu (2.19) dosadíme známé hodnoty a spočteme tlakové ztráry v hrdlech:

$$\Delta p_h = 1{,}5 \cdot \frac{996{,}92 \cdot 1{,}901^2}{2} ;$$

$$\Delta p_h = 2{,}703\ [kPa] .$$

Sečteme tlakové ztráty v trubkách a hrdlech a dostanem celkové tlakové ztráty:

$$\Delta p = \Delta p_t + \Delta p_h ;$$

$$\Delta p = 37{,}728 + 2{,}703 ;$$

$$\Delta p = 40{,}431 [kPa] .$$

Výsledky hydraulického výpočtu jsou v Tab.2.2. Z výsledků hydraulického výpočtu je vidět, že tlakové ztráty při dvoutlakovém provedení kondenzátoru se nepatrně liší od tlakových ztrát jednotlakového provedení. Je to dáno tím, že při jednotlakovém provedení kondenzátoru každé těleso je dvoutahové, tj. celkové množství chladicí vody se dělí rovnoměrně mezi dvě tělesa kondenzátoru a protéká v jednom tělese polovičním množstvím trubek jedním směrem a polovičním množstvím trubek druhým směrem. Z hlediska hydraulického odporu je to

takřka totéž, kdyby celkové množství chladicí vody protékalo jedním kondenzátorem, což se odehrává u dvoutlakového provedení.

Tab.2.2 Výsledné hodnoty hydraulického výpočtu kondenzátoru JE Dukovany

Parametry	Jednotlakové provedení	Dvoutlakové provedení	
		1. kondenzátor	2. kondenzátor
$\Delta p\ [kPa]$	40,431	19,799	19,395
$\Delta p_{celk}\ [kPa]$		39,147	

Pro porovnání dvou provedení je nutno přepočítat příkon čerpadla pomocí vztahu (2.24):

$$P_{Č} = \frac{\dot{m}_v \cdot g \cdot h}{\eta_č}\,. \tag{2.24}$$

Rozdíl příkonů čerpadel chladicí vody spočteme podle (2.25):

$$\Delta P_{Č} = \frac{\dot{m}_v \cdot g \cdot \Delta h}{\eta_č}\,, \tag{2.25}$$

kde

Δh – je dopravní výšku čerpadla;

$\eta_č$ – je účinnost čerpadla.

Úpravou vztahu pro tlakovou ztrátu (2.26) dostaneme vztah pro dopravní výšku čerpadla (2.27):

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta h\,; \tag{2.26}$$

$$\Delta h = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}\,. \tag{2.27}$$

Dosadíme (2.27) do (2.25) a spočteme přírůstek výkonu daný změnou tlakové ztráty:

$$\Delta P_{Č} = \frac{\dot{m}_v \cdot \Delta p}{\eta_č \cdot \rho}\,;$$

$$\Delta P_{Č} = \frac{9722 \cdot (40{,}431 - 39{,}174)}{0{,}75 \cdot 998{,}16}\,;$$

$$\Delta P_{Č} = 16{,}319\ [kW]\,.$$

Sečteme všechny přírůstky a dostaneme celkovou změnu elektrického výkonu bloku:

$$\Delta P_{CELK} = \Delta P_{KT} + \Delta P_{MP} + \Delta P_{Č}\,;$$

$$\Delta P_{CELK} = 1603{,}972\ [kW]\,.$$

2.3 Tepelný a hydraulický výpočet kondenzátoru JE Temelín

Zadané hodnoty pro JE Temelín jsou následující:

Admisní (vstupní) tlak páry:	p_a =	5,472	[MPa]
Admisní (vstupní) entalpie páry:	i_1 =	2779	[kJ/kg]
Teplota věžového chlazení na vstupu do kondenzátoru:	t_{v1} =	18,5	[°C]
Průtok chladicí vody (celkový pro TG):	$\dot{m}_v$ =	31 650	[kg/s]
Výkon na svorkách generátoru:	P_{gen} =	1085	[MW]
Termodynamická účinnost turbíny:	η_{tdi} =	0,86	[-]
Mechanická účinnost:	η_m =	0,99	[-]
Účinnost generátoru:	η_g =	0,99	[-]
Průtok páry do jednoho kondenzátoru:	$\dot{m}_p$ =	292,58	[kg/s]
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru:	i_2 =	2322,1	[kJ/kg]

Aktuální provedení kondenzátoru:

3x jednotlakový

Počet tahů trubek chladicí vody:			2	
Celkový počet teplosměnných trubek v jednom kondenzátoru:		n_{tr} =	31900	[ks]
Rozměr teplosměnných trubek:	Vnější průměr	d_2 =	20	[mm]
	Tloušťka	tl =	0,7	[mm]
Aktivní délka teplosměnných trubek:		L_{tr} =	11914	[mm]
Materiál teplosměnných trubek:		titan		
Součinitel čistoty trubek:		c_c =	0,9	[-]
Korekční součinitel		c_m =	0,915	[-]
Entalpie topné páry v prvním odběru do NTO1		i_{10} =	2477,4	[kJ/kg]
Teplota sytosti v NTO1		t_{10} =	70,6	[°C]

Výsledné hodnoty výpočtu soustavy kondenzátorů jsou uvedené v Tab.2.3. V daném výpočtu byli použity stejné základní předpoklady. Výpočet byl proveden pro jednotlakové a třítlakové provedení kondenzátoru. Z uvedených výsledků je vidět, že u třítlakového kondenzátoru je přírůstek výkonu daný změnou kondenzačního tlaku (15%) mnohem větší, než je u dvoutlakového kondenzátoru (6%). Ale naproti tomu značně narostly tlakové ztráty na vodní straně kondenzátoru. U dvoutlakového kondenzátoru byl rozdíl tlakových ztrát při různých provedeních minimální. Třítlakový kondenzátor má tříkrát větší tlakové ztráty oproti jednotlakovému provedení, což značné zvyšuje příkon chladicích čerpadl a tím snižuje celkový zisk elektrického výkonu bloku.

V další podkapitole bude provedena optimalizační úloha, která má za cíle prozkoumat možnosti, při kterých by třítlakové provedení kondenzátoru JE vedlo na co nejvyšší přírůstek elektrického výkonu bloku.

Tab.2.3 Výsledné hodnoty tepelného a hydraulického výpočtů kondenzátoru JE Temelín

Parametry	Jednotlakové provedení	Třítlakové provedení		
		1. kondenzátor	2. kondenzátor	3. kondenzátor
t_{v2} [°C]	32,9	23,38	28,2	33
t_k [°C]	35,65	27,75	32,55	37,3
Δt_v [°C]	14,4	4,88	4,83	4,79
p_k [kPa]	5,8	3,7	4,9	6,4
i_k [kJ/kg]	149,37	116,35	136,4	156,3
$\dot{Q}$ [kW]	1907095	645357	639492	633677
Δt_2 [°C]	2,737	4,38	4,34	4,3
$p_{k\ stř}$ [kPa]		5		
$t_{k\ stř}$ [°C]		32,9		
Δp [kPa]	105,7	110,7	108,9	107,3
ΔP_{KT} [kW]	16345,5			
ΔP_{MP} [kW]	474,7			
$\Delta P_{Č}$ [kW]	-9352,3			
ΔP_C [kW]	7467,9			

2.4 Optimalizace tepelné bilance a hydraulického odporu třítlakového kondenzátoru

Před návrhem změn v konstrukci kondenzátorů je nutno počítat s celkovými náklady na přestavbu. Může se jednat buď pouze o změnu zapojení kondenzátorů z pohledu chladicí vody, nebo o výměnu či podstatnou úpravu všech kondenzátorů, což je de facto možné pouze během zásadní rekonstrukce strojovny.

V dané podkapitole bude prošetřeno několik variant možných změn v konstrukci kondenzátoru. Výsledky výpočtu možných variant jsou uvedené v Tab. 2.4. V každé variantě se předpokládá, že zapojení kondenzátorů bude změněno na třítlakové provedení. Ve variantách 2 a 3 se navíc předpokládá, že bude provedena výměna teplosměnných trubek. Varianta 2: vnější průměr se zachová, ale tloušťka se mění na 0,5 mm. Varianta 3: vnější průměr trubky se mění na 22 mm a tloušťka na 0,5 mm.

Zmenšení tloušťky stěny teplosměnné trubky přináší snížení rychlosti proudění chladicí vody, což nepatrně snižuje koeficient přestupu tepla na straně vody a též přispívá ke snížení tlakových ztrát na vodní straně kondenzátoru. Zvětšení vnějšího průměru teplosměnných trubek vede ke zvětšení teplosměnné plochy a též ke snížení rychlosti proudění chladicí vody. Zvýšení celkového elektrického přírůstku výkonu ve variantách 2 a 3 ukazuje, že dané dílčí změny v konstrukci kondenzátorů mohou přinášet podstatný zisk v elektrickém výkonu bloku.

Ve variantách 4 a 5 se předpokládá, že navíc budou vyměněny i trubkovnice kondenzátorů, přičemž index zatrubkování se zachová, neboť se předpokládá zachování rozměrů trubkovnic z důvodu zachování zástavbových rozměrů kondenzátorů. Index

zatrubkování trubkovnice je podíl příčné plochy všech teplosměnných trubek k celkové ploše trubkovnice.

Ve variantě 4 je změněna rozteč trubek na 27 mm, počet trubek se změní na 34 308 kusů a rozměry trubek zůstanou stejné jako ve variantě 3. Taková změna přináší větší teplosměnnou plochu a nižší tlakové ztráty na vodní straně kondenzátorů. Výsledný přírůstek elektrického výkonu bloku je významě vyšší oproti variantě 3 zhruba o 35%.

Varianta 5 obsahuje následující změny: rozteč trubek 32 mm, počet trubek 24 424 kusů, vnější průměr 25 mm, tloušťka stěny trubek 0,5 mm. Hlavním přínosem takové kombinace je podstatné snížení tlakových ztrát a celkový přírůstek elektrického výkonu je nejvyšší mezi všemi vyšetřovanými variantami (78% oproti variantě 1).

Tab. 2.4 Výsledky výpočtu možných variant změny konstrukce kondenzátorů

Parametry	Varianta 1 (původní)	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4	Varianta 5
ro [mm]	28	28	28	27	32
n_{tr} [ks]	31900	31900	31900	34308	24424
d_2 [mm]	20	20	22	22	25
tl [mm]	0,7	0,5	0,5	0,5	0,5
ΔP_{KT} [kW]	16345,5	15671,4	12020	15365	14949,6
ΔP_{MP} [kW]	474,7	508,6	1052,5	523,7	544,6
$\Delta P_{Č}$ [kW]	-9352,3	-8157,6	-3919	-3353,9	-2195,4
ΔP_{C} [kW]	7467,9	8022,4	9153,5	12534,8	13298,8

Další teoretický přínos by mohl být dosažen prodloužením délky teplosměnných trubek, což v této práce nebylo prováděno, neboť zástavbové rozměry pro kondenzátor byly ve všech směrech zachovány.

2.5 Principiální schéma zapojení třítlakového kondenzátoru

Podkapitola obsahuje návrh přestavby zapojení kondenzátorů do třítlakového provedení. V současném stavu na JE Temelín jsou kondenzátory umístěné příčně vůči ose turbíny. Hrdla chladicí vody na kondenzátorech se nachazí na jedné straně. Do každého kondenzátoru vstupuje chladicí voda dvěma hrdly ze společné trasy, a vystupuje ohřátá chladicí voda také dvěma hrdly do společné trasy.

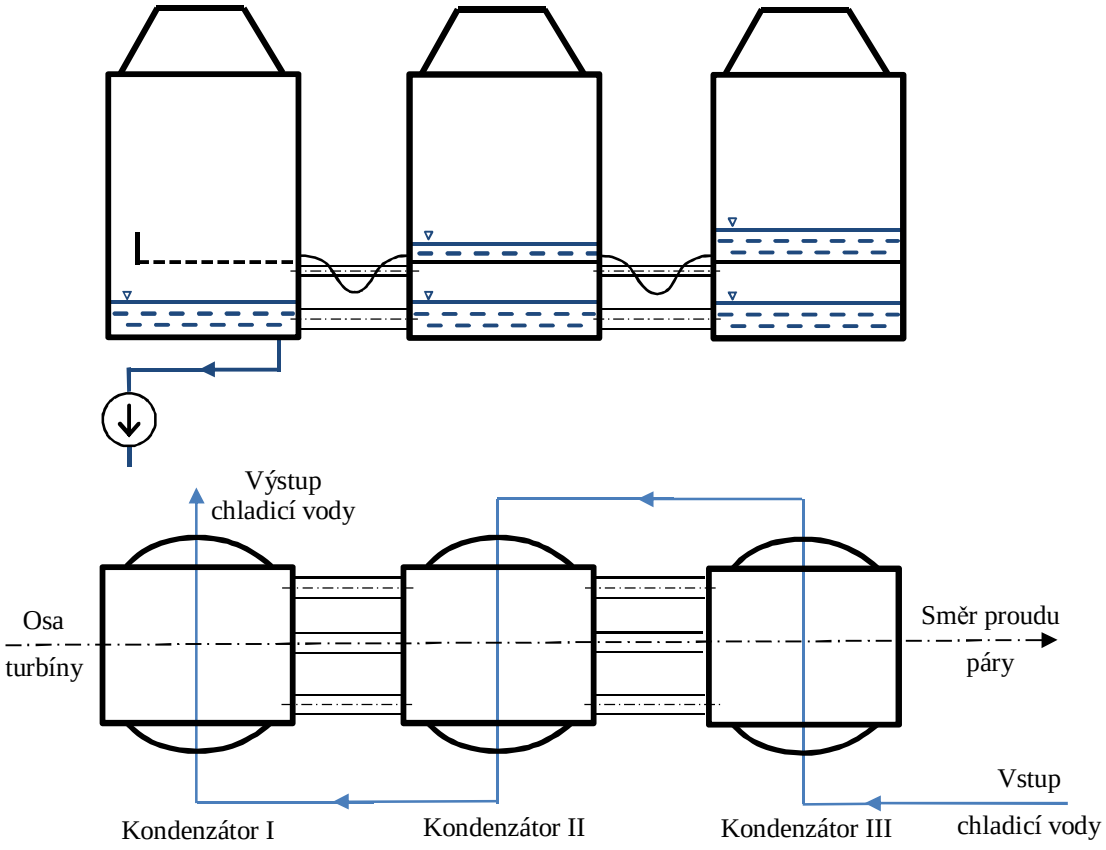
Koncepce, která je popsaná v podkapitole 1.7.2 je idealizovaným teoretickým příkladem toho, jakým způsobem by mohla být realizována vícetlaková kondenzace, v daném případě dvoutlakové, uspořádání kondenzátorů. Naproti tomu je reálné umístění kondenzátorů na JE, které je nutno respektovat a na kterém bude založen následující návrh.

Principiální schéma zapojení je znázorněno na Obr.2.1. Každý kondenzátor je tvořen samostatným tělesem. Natočení kondenzátorů z pohledu toku chladicí vody zůstane zachováno. Hrdla chladicí vody na jedné straně, která jsou situována směrem dolu, budou nahrazena dvěma hrdly z každé strany kondenzátoru, která směřují dolu z vodní komory kondenzátoru.

Chladicí voda vstupuje do kondenzátoru III, který je nejbližším ke generátoru, protéká kondenzátorem II a vystupuje z kondenzátoru I tak, jak je vídět na obrázku. V kondenzátoru III se nastaví nejnížší kondenzační tlak a nejvyšší hladina kondenzátu, vůči ostatním kondenzátorům řazeným z pohledu chladicí vody v sérii. Takové zapojení chladicí vody přibnáší klesající výkon jednotlivých NT turbíny směrem od generátoru.

Každé těleso kondenzátoru je vybaveno falešným dnem. Kondenzát ze zkondenzováné páry se shromažďuje na falešném dně a přetéká mezi kondenzátory trubekami ve tvaru U, což je de facto sifon oddělující jednotlivé parní prostory jednotlivých stupňů kondenzátorů. Takový tvar trubky umožňuje protékání kondenzátu z kondenzátoru III do kondenzátoru I bez návaznosti na to, jaký se nastaví tlak v příslušném stupni kondenzátoru. Falešné dno kondenzátoru I je perforováné a je odstoupeno od stěny, aby se nezkondenzováná pára mohla dostat pod falešné dno a ohřát stekající kondenzát. Sběrače kondenzátu jednotlivých stupňů kondenzátorů I II a III jsou propojená přímými trubkami, aby se kondenzát nesbíral pouze v kondenzátoru I.

Při různých provozních stavech turbíny hladina kondenzátu může značně klesat jak dolu tak i nahoru. Z tohoto důvodu jsou sběrače všech stupňů kondenzátorů propojeny potrubím kondezátu a vyrovnávacím potrubím umístěným tak, aby bylo vždy nad hladinou.



Obr.2.1 Návrh zapojení vícetlakového kondenzátoru JE Temelín

Pod falešným dnem se u všech kondenzátorů nastaví tlak příslušný kondenzačnímu tlaku kondenzátoru I. Zapojení kondenzačního čerpadla je teoreticky možné do jakéhokoliv tělesa. V daném schématu je kondenzační čerpadlo zapojeno do kondenzátoru I na opačnou stranu, než kde přichází se nezkondenzováná pára pod falešné dno.

K dané koncepci je žadoucí navrhnout rozměrové parametry a počet propojovacích trubek. Budeme vycházet ze předpokladu, že rychlost proudění kondenzátu v U-trubkách nesmí přesahovat 0,8 m/s. Zvolíme světlost U-trubek DN400 a na základě vztahu pro rychlost proudění vody v trubkách spočteme minimální počet trubek, aby rychlost nepřekročila požadovanou. Předpokladáme, že veškerá pára zkondenzuje, proto průtok páry do jednoho kondenzátoru počítáme jako průtok kondenzátu.

Podle normy vnější průměr trubky světlosti DN400 a jmenovitého tlaku PN6 se rovná 406,4 mm a tloušťka 7,1 mm, tehdy vnitřní průměr se rovná:

$$D_1 = 0{,}4064 - 2 \cdot 0{,}0071\ ;$$

$$D_1 = 0{,}3922\ [m]\ ;$$

Ze vztahu (2.5) vyjadříme počet trubek n_{tr}:

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\pi \cdot {D_1}^2 \cdot \rho \cdot w}.$$

Hustota kondenzátu se najde podle kondenzačního tlaku:

$$\rho(p = 3{,}7\ kPa) = 996{,}919\ [kg/m^3]$$

$$n_{tr} = \frac{4 \cdot 292{,}58}{\pi \cdot 0{,}3922^2 \cdot 996{,}26 \cdot 0{,}8}\ ;$$

$$n_{tr} = 3\ [ks].$$

Na základě výpočtu lze usoudit, že pro spolehlivý provoz mezi kondenzátory III a II je postačující 3x U-trubky o světlosti DN400, 3x propojovací trubky a 3x vyrovnávací trubky o stejné světlosti. Počet trubek by měl zdvojnásobit v místě propojení kondenzátoru II a I, protože v kondenzátoru II bude kondenzovat pára a přitékat kondenzát z kondenzátoru III.

2.6 Konstrukční návrh kondenzátoru

Konstrukční návrh je zobrazen na výkresech AIv 300 101 a AIv 300 102 v Příloze č.2. Výkres AIv 300 101 obsahuje náčrt kondenzátoru, vnější rozměry pláště, nastavby a sběrače kterého jsou shodne se stávajícími rozměry kondenzátorů na JE Temelín. Hlavním rozdílem kondenzátoru na výkrese od stávajícího jsou vodní komory, které mají klenutý tvar. Čtyři vodní komory jsou umístěné na obojich koncích kondenzátory, každá obsahuje jedno hrdlo, které směřuje dolu, a jeden průlez. Na výkrese AIv 300 102 je znázorněná soustava kondenzátoru. Jejich vzdálenost mezi sebou je zachovaná oproti stávajícímu umístění.

Při návrhu je nutno spočítat světlost trubek pro hrdla, vztah pro kterou se vyjadří ze vztahu pro rychlost proudění (2.5):

$${D_1}^2 = \frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\pi \cdot \rho \cdot w \cdot n_{tr}}\ ;$$

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_v}{\pi \cdot \rho \cdot w \cdot n_{tr}}};.$$

Maximální rychlost hrdlem předpokladáme 2,5 m/s, počet hrdel, kterými protéká chladicíc vody, se rovná 2:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 31650}{\pi \cdot 996{,}95 \cdot 2{,}5 \cdot 2}} \; ;$$

$$D_1 = 2{,}84328 \; [m] \; .$$

Nejbližší vyšší průměr odpovídá jmenovité světlosti DN3000.

Závěr

V dané práce byli popsané teoretické aspekty termodynamického oběhu elektrárny, hlavní funkce kondenzace jako součásti uzavřeného cyklu, klasifikace kondenzátorů, konstrukční zásady vnějších a vnitřních části kondenzátorů. V kapitole 1 byli také popsané základní typy jaderných reaktorů v elektrárenském provozu, jejich rozdělení podle počtu vložených chladicích okruhu. Dále následuje popis zvláštnosti turbosoustrojí pro jaderné elektrárny. Jako příklad aplikace tepelného oběhu na JE, byl popsan sekundární okruh reaktoru VVER1000, který je instalován na JE Temelín. V závěrečné části kapitoly 1 byla popsáná koncepce vícetlakové kondenzace a jeji možné řešení na příkladě dvoutlakového kondenzátoru.

V kapitole 2 byl proveden tepelný a hydraulický výpočet kondenzátoru JE Dukovany a JE Temelín podle zadaných hodnot. Tepelný výpočet byl proveden v podobě kontrolního výpočtu. Výsledky tepelných výpočtů potverzují, že při vícetlakové kondenzace (dvoutlakové v případě JE Dukovany a třítlakové v případě JE Temelín) je snížení kondenzačního tlaku oproti jednotlakové kondenzace, přičemž takové snížení je vyraznější s růstem počtu nastavených tlakových hladin. Přínos od snížení kondenzačního tlaku je vztažen na přírůstek elektrického výkonu bloku. Hydraulický výpočet ukazuje, že tlakové ztráty kondenzátoru ve dvoutlakovém provedení jsou málo odlišné od tlakových ztrát kondenzátoru v jednotlakovém provedení. Na druhou stranu tlakové ztráty kondenzátoru ve třítlakovém provedení jsou podstatně větší, než u kondenzátoru v jednotlakovém provedení. Větší tlakové ztráty způsobují snížení elektrického výkonu bloku v důsledku většího příkonu chladicích čerpadel.

Další část kapitoly 2 se zabývá optimalizaci, při které by konečný přírůstek elektrického výkonu bloku byl nejvyšší. Byly zvolené několik směrnic, podle kterých by se mohlo změnit vnitřní uspořádání kondenzátoru, hlavním způsobem rozměry a množství teplosměnných trubek. Podle výsledků se ukázalo, že menší množství trubek s větším vnějším průměrem a větší roztečí mezi trubkami (při zachování indexu zatrubkování) by mohlo mít nejvyšší přínos na výsledném elektrickém výkonu bloku.

Je nutno zmínit o tom, že ve výsledků nebyly zahrnuté ztráty v účinnosti posleních stupnů turbíny způsobené změnou kondenzačního tlaku. Na základě konzultace s vedoucím vývojového oddělení DSPW, turbíny instalované na JE Temelín jsou velice náchylné na jakoukoliv změnu protitlkau. Podle interních výpočtových zdrojů se ukázalo, že takové ztráty budou velice významné a při jejich uvažování se celkový výkon mění málo nebo se do konce i změnšuje.

V kapitole 2 je popsáná principiální schéma zapojení třítlakového kondenzátoru, který by měl tří samostatné tělesa. Takový návrh popisuje teoretické schéma zapojení, při které by se v každém tělese nastavil odlišný kondenzační tlak a systém kondenzace by zároveň splňoval všechne požadovyné funkce.

Přiložené výkresy dané práce představují náčrt kondenzátoru JE Tepmelín, který by pracoval ve třítlakovém systému a náčrt soustavy takových kondenzátrů.

Na závěr lze usoudit, že všechne cíle práce byly dosažené. Výsledky dané práce jsou přínosné z hlediska posouzení o následujících směrech modernizace tepelných oběhů na jaderných elektrárnách. Souhrn všech výsledků říká, že při současném stavu dispozice strojovny a parametrů turbíny není možné aplikovat uvedené návrhy při následující modernizace ETE. Na základě všech výsledků výpočtu a návrhů lze dospět k závěru, že koncepce vícetlakové kondenzace na ETE by mohla být uplatněná pouze při stavbě dalších bloků elektrárny.

Seznam použitých zdrojů

[1] BEČVÁŘ, J., *Jaderné elektrárny*. Praha: SNTL, 1978.

[2] BEČVÁŘ, J., *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL, 1968.

[3] CENGEL, Y. and BOLES, M., *Thermodynamics: An Engineering Approach*. New York: McGraw-Hill Education, 2015.

[4] CZIESLA, F., BEWERUNGE, J., and SENZEL, A., *Lunen - State-of-theArt Ultra Supercritical Steam Power Plant Under Construction*. Cologne: POWER-GEN Europe, 2009.

[5] HEZOUČKÝ, F., *Sekundární okruhy jaderné elektrárny (přednášky)*. Plzeň: ZČU, 2016.

[6] HEZOUČKÝ, F. and ŠTECH, S., *Základy teorie normálních a abnormálních provozních režimů energetických bloků s tlakovodními reaktory*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2015.

[7] KUČERA, J. and LOUTHAN, J., *Parní turbíny a kondenzátory (přednášky)*. Plzeň: ZČU, 2017.

[8] PAVELEK, M. and kol., *Termomechanika*. Brno: CERM, 2003.

[9] ROTH, Z., *Dvoutlakové a vícetlakové kondenzátory pro turbosoustrojí velkých výkonů*. Praha: Energetika, časopis federálního ministerstva paliv a energetiky, 1975.

[10] ŠČEGLAJEV, A. V., *Parní turbíny*. Praha: SNTL, 1983.

[11] ŠKOPEK, J. and MILČÁK, P., *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Plzeň: ZČU, 2010.

[12] ZDEBOR, J., *Primární okruh jaderné elektrárny (přednášky)*. Plzeň: ZČU, 2016.

[13] *HEI – Standards for Steam Surface Condensers 11th Edition*. Cleveland Ohio, 2012.

[14] International Atomic Energy Agency (IAEA). [Online]. https://www.iaea.org/PRIS/WorldStatistics/OperationalReactorsByType.aspx

Seznam obrazků

Obr.1.1 Zjednodušené schéma zařízení 12
Obr.1.2 Ideální Rankin-Clausiův oběh v T-s a i-s diagramu 13
Obr.1.3 Vliv snížení kondenzačního tlaku v T-s diagramu 14
Obr.1.4 Typy uspořádání vodní strany kondenzátoru 16
Obr.1.5 Průběh teplot v kondenzátoru 17
Obr.1.6 Diagram závislosti koncového teplotního rozdílu na teplosměnné ploše [7] 18
Obr.1.7 Trubkový svazek 20
Obr.1.8 Zjednodušené schéma zařízení JE s jednookruhovým zapojením [10] 22
Obr.1.9 Zjednodušené schéma zařízení JE se dvouokruhovým zapojením [10] 22
Obr.1.10 Zjednodušené schéma zařízení JE se tříokruhovým zapojením [10] 23
Obr.1.11 Tepelný oběh jaderné elektrárny s tlakovodním reaktorem v T-s diagramu 25
Obr.1.12 Schéma pára-voda sekundárního okruhu reaktoru VVER1000 [6] 26
Obr.1.13 Schéma zapojení kondenzátorů reaktoru VVER1000 [5] 27
Obr.1.14 Paralelní a sériové zapojení kondenzátorů [4] 28
Obr.1.15 Průběh teplot dvoutlakového kondenzátoru 29
Obr.1.16 Návrh schéma zapojení dvoutlakového kondenzátoru 30
Obr.1.17 Schematické zapojení třítlakového kondenzátoru 31
Obr.2.1 Návrh zapojení vícetlakového kondenzátoru JE Temelín 44

Seznam tabulek

Tab.1.1 Přehled jaderných reaktorů ve světě podle aktuální statistiky IAEA [14].....21

Tab.2.1 Výsledné hodnoty tepelného výpočtu kondenzátorů JE Dukovany 36

Tab.2.2 Výsledné hodnoty hydraulického výpočtu kondenzátoru JE Dukovany 40

Tab.2.3 Výsledné hodnoty tepelného a hydraulického výpočtů kondenzátoru JE Temelín.....42

Tab.2.4 Výsledky výpočtu možných variant změny konstrukce kondenzátorů 43

PŘÍLOHA č. 1

Dodatečná infromace

Součinitel c_m vyjadřující vliv materiálu trubky a tloušťky její stěny na součinitel prostupu tepla dle HEI Standards – 11th Edition									
Materiál trubek	**Tloušťka stěny trubky [mm]**								
	0,508	**0,559**	**0,635**	**0,711**	**0,889**	**1,245**	**1,651**	**2,108**	**2,769**
Aluminium Brass	1,027	1,025	1,021	1,018	1,010	0,993	0,974	0,952	0,921
Aluminium Bronze	1,021	1,018	1,014	1,009	0,999	0,979	0,956	0,930	0,892
90-10 Cu-Ni	1,000	0,995	0,987	0,980	0,963	0,930	0,893	0,854	0,800
70-30 Cu-Ni	0,974	0,967	0,957	0,946	0,922	0,876	0,828	0,777	0,710
Carbon Steel	1,002	0,998	0,990	0,983	0,967	0,936	0,901	0,863	0,810
Stainless Steel Type 304	0,910	0,897	0,879	0,862	0,823	0,754	0,685	0,619	0,539
Stainless Steel Type 316/317	0,904	0,891	0,872	0,854	0,815	0,744	0,674	0,607	0,527
Titanium	0,951	0,942	0,928	0,915	0,885	0,830	0,772	0,714	0,640
Sea-Cure (S44660)	0,932	0,922	0,906	0,891	0,857	0,795	0,732	0,669	0,591

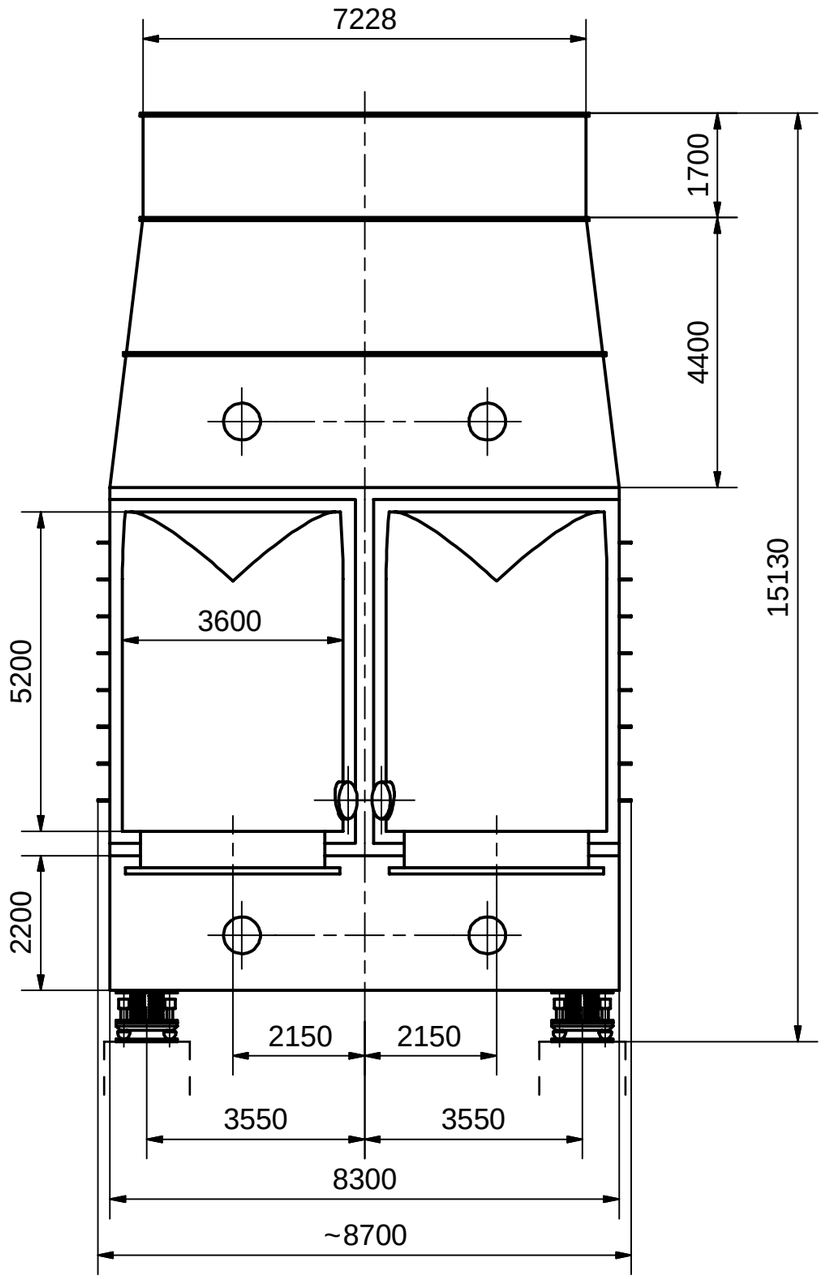
Tab.1 Součinitel c_m dle HEI Standards - 11th Edition [13]

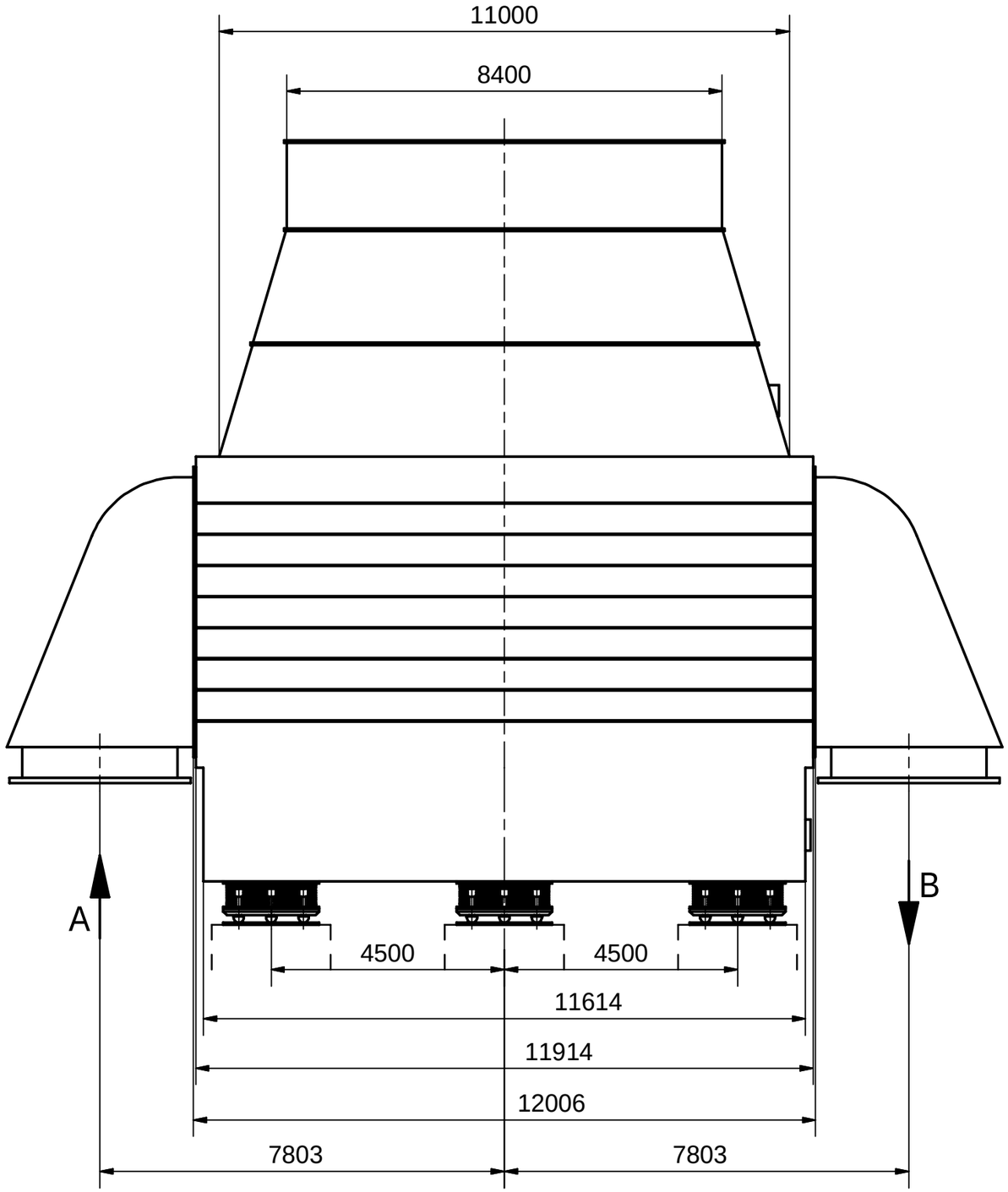
Typ reaktoru	Staty představitele	Palivo	Chladivo	Moderator
Pressurized Water Reactor (PWR)	USA, Francie, Japonsko, Rusko, Čina	obohacený UO_2	H_2O	H_2O
Boiling Water Reactor (BWR)	USA, Japonsko, Švedsko	obohacený UO_2	H_2O	H_2O
Pressurised Heavy Water Reactor (PHWR)	Kanada, Indie	přirozený UO_2	D_2O	D_2O
Light Water Graphite Reactor (LWGR)	Rusko	obohacený UO_2	H_2O	C
Gas-cooled reactor (GCR)	Velká Británie	přirozený U, obohacený UO_2	CO_2	C
Fast Breeder Reactor (FBR)	Rusko	PuO_2 a UO_2	tekutý Na	není

Tab.2 Základní typy jaderných reaktorů [12]

PŘÍLOHA č. 2

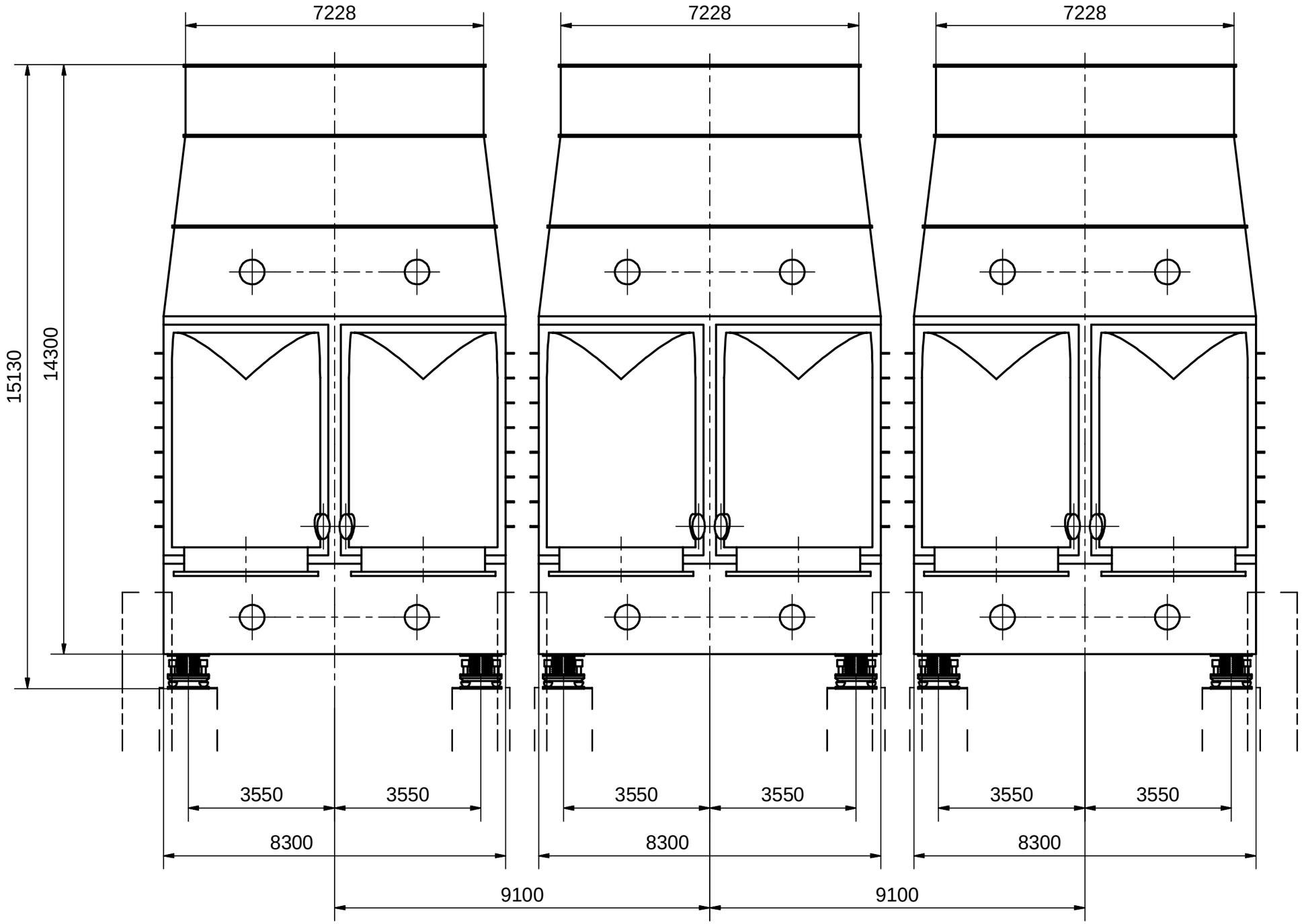
Výkresy, náčrty





PŘÍPOJKY KONDENZÁTORU		
A	Vstup chladicí vody	2 x DN3000
B	Výstup chladicí vody	2 x DN3000

Měřítko 1:100	Hmotnost (kg)	Promítání	Formát A3
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Ivanin A.	Název Kondenzátor	
	Datum 10.5.2018		
	Schválil	Číslo dokumentu AIv 300 101	
KKE KATEDRA ENERGETICKÝCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ	Datum		
	Druh dokumentu Výkres sestavy	List 1	Listu 1



Měřítko 1:100	Hmotnost (kg)	Promítání		Formát A3
FAKULTA STROJNÍ ZÁPADOČESKÉ UNIVERZITY V PLZNI	Kreslil Ivanin A.		Název Soustava kondenzátor	
	Datum 10.5.2018			
	Schválil		Číslo dokumentu AIv 300 102	
KKE KATEDRA ENERGETICKÝCH STROJŮ A ZAŘÍZENÍ	Datum			
	Druh dokumentu Výkres sestavy		List 1	Listu 1