

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství  
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

**BAKALÁŘSKÁ PRÁCE**

Stanovení koncepce parního oběhu

Autor: **Aleksandr IVANIN**  
Vedoucí práce: **Ing. Václav VALENTA, CSc.**

Akademický rok 2014/2015

## **Prohlášení o autorství**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou/diplomovou práci vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské/diplomové práce.

V Plzni dne: .....

.....

podpis autora

## **Poděkování**

Na tomto místě bych rád poděkoval Ing. Václavu Valentovi, CSc. za poskytnutou odbornou pomoc a cenné rady při vytváření této práce.

# ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ (BAKALÁŘSKÉ) PRÁCE

<b>AUTOR</b>	Příjmení Ivanin	Jméno Aleksandr	
<b>STUDIJNÍ OBOR</b>	B2301 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
<b>VEDOUcí PRÁCE</b>	Příjmení (včetně titulů) Ing. Valenta, CSc.	Jméno Václav	
<b>PRACOVIŠTĚ</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>DRUH PRÁCE</b>	<b>DIPLOMOVÁ</b>	<b>BAKALÁŘSKÁ</b>	Nehodící se škrtněte
<b>NÁZEV PRÁCE</b>	Stanovení koncepce parního oběhu		

<b>FAKULTA</b>	strojní	<b>KATEDRA</b>	KKE	<b>ROK ODEVZD.</b>	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

## POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

<b>CELKEM</b>	43	<b>TEXTOVÁ ČÁST</b>	35	<b>GRAFICKÁ ČÁST</b>	5
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p style="text-align: center;"><b>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</b></p> <p><b>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</b></p>	<p>Bakalářská práce popisuje vlastnosti MSR systémů, jejich hlavní přednosti a možnosti použití. V práci je provedená rešerše typu parogenerátora. Práce popisuje vlastnosti solí, které mohou být použité jako chladivo. Na základě výpočtu parního oběhu byl zvolen vstupní tlak do turbíny. Byl proveden výpočet parního oběhu, při kterém byly zahrnuté ztráty a přidané komponenty pro zvýšení účinnosti.</p>
<p style="text-align: center;"><b>KLÍČOVÁ SLOVA</b></p> <p style="text-align: center;"><b>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</b></p>	<p>parní generátor, roztavená sůl, MSR systém, jaderný reaktor, účinnost</p>

## SUMMARY OF DIPLOMA (BACHELOR) SHEET

<b>AUTHOR</b>	Surname Ivanin	Name Aleksandr	
<b>FIELD OF STUDY</b>	B2301 “ Design of Power Machines and Equipment“		
<b>SUPERVISOR</b>	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Valenta,CSc.	Name Václav	
<b>INSTITUTION</b>	ZČU - FST - KKE		
<b>TYPE OF WORK</b>	<b>DIPLOMA</b>	<b>BACHELOR</b>	Delete when not applicable
<b>TITLE OF THE WORK</b>	The determination of the steam/water cycle		

<b>FACULTY</b>	Mechanical Engineering	<b>DEPARTMENT</b>	Machine Design	<b>SUBMITTED IN</b>	2015
----------------	------------------------	-------------------	----------------	---------------------	------

### NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

<b>TOTALLY</b>	43	<b>TEXT PART</b>	35	<b>GRAPHICAL PART</b>	5
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

<b>BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS</b>	<p>This thesis deals with the topic of the properties of MSR systems, their main priorities, and forms of use. The thesis contains an analysis of a steam generator. This thesis describe the properties of salts, which can also be used as coolants. The inlet pressure of the turbine was determined according to the calculation of the steam cycle. There is also an analysis of the steam cycle, in which losses were considered and components for raising the efficiency were added.</p>
<b>KEY WORDS</b>	steam generator, molten salt, MSR, nuclear reactor, efficiency

## Obsah

Přehled použitých zkratk a symbolů .....	7
1 Úvod .....	9
2 MSR systémy .....	10
2.1 Základní kocepce MSR systémů .....	10
2.2 Přehled některých postavených MSR systémů.....	10
3 Parní generátory .....	12
3.1 Parní generátory pro MSR systémy .....	12
3.1.1 Parní generátory systému MSBR 1000 .....	12
3.1.2 Parní generátory systému MSR-Burner .....	14
3.1.3 Parní generátory pro DEMO 50.....	15
3.2 Typy parních generátorů a jejich omezení .....	16
3.3 Koncepce parního oběhu.....	17
4 Vlastnosti solí.....	19
4.2 Základní požadavky k soli pro MSR systém.....	19
4.2 Hlavní přednosy fluoridových solí a možnosti použití.....	20
4.3 Vlastnosti soli $8\text{NaF}-92\text{NaBF}_4$ .....	20
5 Základy pro výpočet .....	22
5.1 Postup při návrhu výměníku tepla .....	22
5.2 Základy pro výpočet součinitelu přestupu tepla a kritické tepelné zatížení.....	22
6 Výpočty.....	25
6.1 Porovnání účinnosti pro různé tlaky páry .....	25
6.2 Vliv tlaku páry na turbínu 50 MW.....	30
6.3 Návrh pracovního režimu terciálního oběhu .....	32
7 Závěr .....	40
Seznam použitých zdrojů.....	41
Seznam obrázků .....	42
Seznam tabulek .....	43
Seznam příloh.....	43

## Přehled použitých zkratk a symbolů

a	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	součinitel teplotové vodivosti
$a_t$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrná technická práce
Ar	[-]	Archimedovo kritérium
$c_p$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
d	[m]	tloušťka
g	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$	gravitační zrychlení
h	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrná entalpie
h'	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrná entalpie syté kapaliny
h''	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrná entalpie syté páry
$\dot{m}$	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$	hmotnostní průtok
Nu	[-]	Nusseltovo kritérium
p	[Pa]	tlak
P	[W]	výkon
Pr	[-]	Prandlovo kritérium
q	$[\text{W} \cdot \text{s}^{-1}]$	měrné teplo
r	[]	individuální plynová konstanta
s	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	měrná entropie
t	[K]	teplota
S	$[\text{m}^2]$	plocha
v	$[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$	měrný objem
V	$[\text{m}^3]$	objem
$\dot{V}$	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$	objemový průtok
x	[-]	suchost
$\alpha$	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel přestupu tepla
$\eta$	[%]	účinnost
$\lambda$	$[\text{J} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	součinitel tepelné vodivosti
$\mu$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$	dynamická viskozita
$\nu$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	kinematická viskozita
$\rho$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota
$\rho'$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota syté kapaliny
$\rho''$	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$	hustota syté páry
$\sigma$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$	výparné teplo

ARE	Aircraft Reactor Experiment
Č	čerpadlo
G	generátor
JE	jaderná elektrárna
K	kondensator
MSBR	Molten Salt Breeder Reactor
MSR	Molten Salt Reactor
MSRE	Molten Salt Reactor Experiment
MV	mezivýměník tepla
NTO	výměník pro nízkotlakou část turbíny
O	odplyňovák
OPG	obrácený parní generátor
PG	parní generátor
RE	regenerace
TG	turbogenerátor
T-R	transmutor-reaktor
VTO	výměník pro vysokotlakou část turbíny

## 1 Úvod

V současných jaderných reaktorech je palivo využito jen částečně. Použité jaderné palivo obsahuje spektrum radioaktivních izotopů s dlouhým poločasem rozpadu, z nichž některé jsou štěpitelné a toxické. Použité palivo je v současné době ukládáno do kontejnerů v meziskladech a uvažuje se o jeho dalším využití nebo trvalém hlubinném uložení. Přitom má toto palivo stále ještě vysoký energetický obsah. Je snaha co nejvíc zužítkovat energii obsaženou v palivu a co nejvíce snížit jeho aktivitu a toxicitu (obsah a složení některých štěpných produktů). Zdá se, že jednou z možných cest je použití paliva „vyhořelého“ v klasických jaderných elektrárnách v transmutorech pracujících s palivem „rozpuštěným“ ve vhodné roztavené nosné soli. Uvažovaný systém je nazývaný MSR systémem, tj. systémem s reaktorem s roztavenou solí (Molten Salt Reactor System).

V první části práce je přehled do různých MSR, které byli v provozu, jejich charakteristiky včetně použitých solí. Dále následuje popis parogenerátoru, jejich typy, základní požadavky pro využití na MSR. S několika vyzkoušených v provozu parogenerátorů zvolíme jeden, který nejvíce vyhovuje pro výzkumnou jednotku MSR 50 MW při použití soli NaF-NaBF<sub>4</sub>. Následně bude popsáno o vlastnostech solí a jejich přednostech při použití v MSR. Budou předvedeny základní výpočty pro parogenerátory.

V druhé části bude proveden výpočet základního Rankin-Clausiusova oběhu a porovnání vstupního průtočného množství páry pro různé vstupní tlaky. Na základě výsledků bude zvolena jedna z možných hodnot vstupního tlaku a proveden návrh terciálního oběhu demonstrační jednotky MSR.

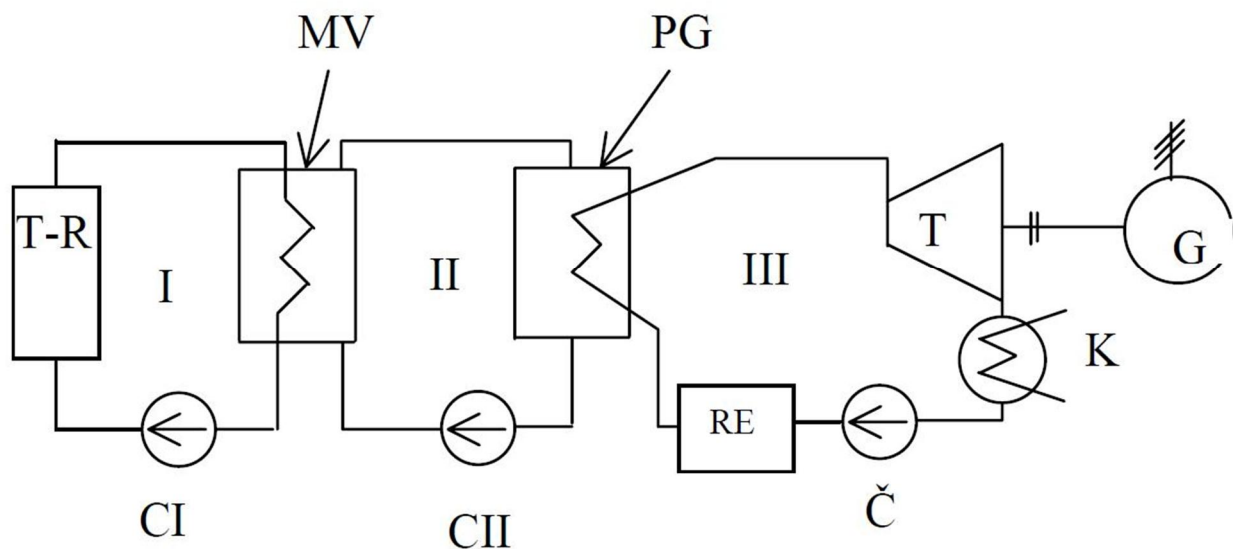


## 2 MSR systémy

### 2.1 Základní koncepce MSR systémů

Základním přínosem zamýšlených MSR systémů je, že mohou pracovat s palivem použitým v klasických JE a tím pomoci v řešení problému „kam s ním“, že lépe zhodnotí energii obsaženou v palivu.

MSR systémy se uvažují většinou jako tříokruhové. Principiální schéma takového systému je na obr. 1.



Obr.1 Principiální schéma tříokruhového řešení MSR systému [6]

Legenda:

T-R – transmutor-reaktor, MV – mezivýměník tepla, PG – parní generátor, TG – turbogenerátor, K – kondenzátor, RE – regenerace, CI, CII, Č – čerpadla, I-primární okruh s palivovou solí, II-sekundární - vložený okruh s nosičem tepla, III-terciární parovodní okruh.

U tříokruhové varianty MSR systému protéká pomocí oběhového čerpadla primárním okruhem roztavená palivová sůl (primární sůl) a předává teplo v mezivýměníku tepla nosiči tepla, který obíhá sekundárním okruhem. Nosič tepla předává teplo v parním generátoru (PG), kde se generuje přehřátá vodní pára pro pohon turbogenerátoru. Smyslem mezivýměníku je vytvořit bezpečnostní bariéru mezi radioaktivní primární solí a nosičem tepla v sekundárním okruhu. Tímto nosičem tepla může být opět vzhledem k parametrům primární soli roztavená sůl [6, str. 3].

Co se týče používaných pojmů je v uvedené tříokruhové koncepci primární výměník totožný s mezivýměníkem, sekundárním výměníkem se rozumí parní generátor.

### 2.2 Přehled některých postavených MSR systémů

Myšlenka použití jaderného paliva v zařízeních typu MSR není nová. Už více než před 40 lety byla projektována a konstruována zařízení, která pracovala na výše uvedených principech resp. testovala komponenty pro uvažované systémy. Některé z nich jsou uvedené v [6, str. 4-21]. Tak např.:

1) Do stadia experimentálního provozu se dostal projekt MSRE (Molten Salt Reactor Experiment) v Národní laboratoři v Oak Ridge v USA (ORNL) [4] Toto zařízení pracovalo s experimentálním reaktorem bez energetického využití uvolňovaného tepla, prokázalo životnost uvažovaných systémů s transmutorem s roztavenou solí a umožnilo testování komponent okruhů systému.

V primárním okruhu byla použita sůl  $71,8\text{LiF}+16\text{BeF}_2+12\text{ThF}_4+0,2\text{UF}_4$ .

V sekundárním okruhu cirkulovala sůl  $7\text{LiF}+93\text{BeF}_2$ .

2) Na základě zkušeností získaných s provozem MSRE byl v ORNL zpracován projekt zařízení s energeticky využitelným výkonem nazvaný MSBR 1000 (Molten Salt Breeder Reactor s výkonem 1000 MW) [4]. Vybrané parametry tohoto zařízení jsou v tab.

Uvažovaná primární sůl:  $71,7\text{LiF}+16\text{BeF}_2+12\text{ThF}_4+0,3\text{UF}_4$

Uvažovaná sekundární sůl:  $8\text{NaF} + 92\text{NaBF}_4$

3) V Rusku byl pro účely energetického využití zpracován projekt MSR-Burner

Uvažovaná primární sůl:  $66\text{LiF}-34\text{BeF}_2$

Uvažovaná sekundární sůl:  $92\text{NaBF}_4 - 8\text{NaF}$

Zařízení MSR-Burner je koncipováno jako tříokruhové. Mezivýměník s reaktorem jsou koncipovány integrálně ve společné tlakové nádobě.

## 3 Parní generátory

### 3.1 Parní generátory pro MSR systémy

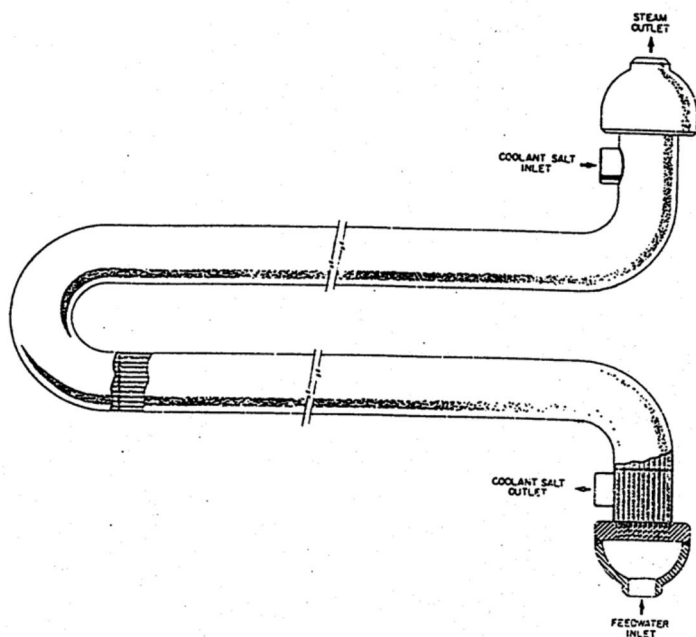
Parní generátory zařízení MSR systémů se od PG používaných v klasických JE odlišují principiálně především nosičem tepla. Vzhledem k vyšší úrovni pracovních teplot roztavených solí v primárním okruhu jsou jako nosič tepla v sekundárním okruhu uvažovány opět roztavené soli a vzhledem k některým jejich vlastnostem bude třeba počítat s nadkritickými parametry vody.

Dále jsou uvedeny bližší údaje navrhovaných parních generatorů (sekundárních výměníků tepla) získané z [6, str. 34-44]:

1. Parní generátory systému MSBR 1000
2. Parní generátory ruského systému MSR-Burner
3. Parní generátory pro DEMO 50

#### 3.1.1 Parní generátory systému MSBR 1000

Detailnější pohled na provedení PG je na obr. 2



Obr.2 Navrhovaný parní generátor pro MSBR 1000 [6]

Základní parametry PG pro MSBR 1000 jsou v tab.1 . V tab.2 jsou základní parametry přehříváku.

Parametr	Hodnota
Celkový tepelný výkon, MW	1931,2
Počet PG na jednotku MSBR 1000	16
Parametry PG (jednoho PG z 16)	
Tepelný výkon, MW	120,7
Parametry sekundární strany (pára od 24,77 do 26,14 MPa)	
Vnější průměr, mm	12,7
Délka trubkového svazku (střední) mezi trubkovicemi, m	23,3
Počet trubek	393
Vstupní teplota, °C	371-538
Hmotnostní tok, kg/s	79,76
Tlaková ztráta, MPa	1,17
Parametry primární strany (strana soli)	
Vnitřní průměr pláště, mm	457
Vstupní a výstupní teplota, °C	621 – 454
Hmotnostní tok, kg/s	481,3
Tlaková ztráta, MPa	0,42

Tab.1 Návrhové základní parametry parních generátorů systému MSBR 1000 [6]

Parametr	Hodnota
Celkový tepelný výkon, MW	292,8
Počet přehříváků na jednotku MSBR	8
Parametry přehříváku (jednoho přehříváku z 8)	
Tepelný výkon, MW	36,6
Parametry strany páry (pára 3,78 MPa)	
Vnější průměr trubek, mm	19
Délka trubek, m	9,24
Počet trubek	400
Vstupní a výstupní teplota, °C	343 – 538
Hmotnostní tok, kg/s	80,77
Tlaková ztráta (přibližně), MPa	0,09
Primární strana (strana soli)	
Vnější průměr pláště, mm	540
Vstupní a výstupní teplota soli, °C	621 – 454
Hmotnostní tok, kg/s	146,2
Tlaková ztráta, MPa	0,41

Tab.2 Návrhové základní parametry přehříváku páry systému MSBR 1000 [6]

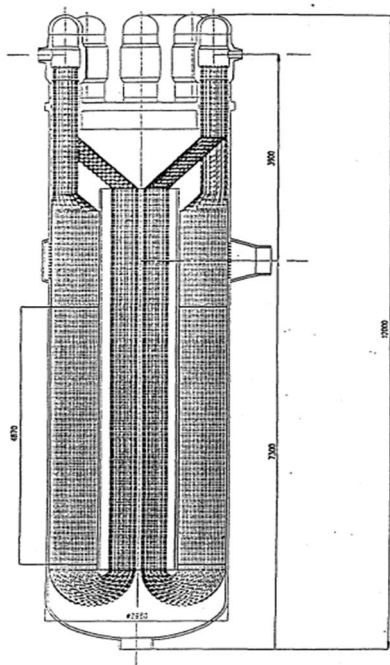
Systému MSBR 1000 má 16 PG tvaru  $\Omega$  a provedení dle obr.2 . Za 16 kusů PG je pak řazeno celkem 8 kusů přehříváku, vše umístěno v kobce PG. Celkově PG vyrábí kolem 1260 kg/s páry. Napájecí voda nadkritických parametrů má tlak 24,8 MPa a vstupní teplotu 371 °C. PG jsou řešeny jako tělesové s pláštěm vnitřního průměru 457 mm a 393 trubkami vnějšího průměru 12,7 mm. Voda proudí uvnitř trubek, nosič tepla – sůl – proudí v mezitrubkovém prostoru.

### 3.1.2 Parní generátory systému MSR-Burner

Parní generátor pro systém MSR-Burner je schématicky znázorněn na obr.3. Základní parametry parního generátoru jsou shrnuty v tab.3.

Parametr	Hodnota
Celkový tepelný výkon, MW	2500
Počet PG	8
Primární strana	
Pracovní látka	92NaBF <sub>4</sub> -8NaF
Vstupní teplota, °C	620
Výstupní teplota, °C	470
Průtok (na 8 PG), kg/s	11000
Sekundární strana	
Pracovní látka	voda-pára
Vstupní teplota, °C	400
Výstupní teplota, °C	538
Průtok (na 8 PG), kg/s	2700
Tlak, MPa	24,5

Tab.3 Základní parametry PG pro MSR-Burner [6]



Obr.3 Schéma parního generátoru pro MSR-Burner [6]

Systém MSR-Burner má 8 kusů paralelně zapojených PG. Nosič tepla, primární sůl, proudí v mezitrubkovém prostoru, voda s nadkritickými parametry uvnitř trubek. Svazky

telosměnných trubek mají tvar U-článků. Rozměry teplosměnných trubek Ø17x3 mm, počet teplosměnných trubek v jednom PG - 1208.

### 3.1.3 Parní generátory pro DEMO 50

Návrh parních generátorů pro demonstrační jednotku DEMO 50 vychází ze zkušeností získaných v ČR při vývoji, výrobě, dodávce a provozu parních generátorů na elektrárnách v bývalém Sovětském svazu. Jedním z těchto PG je tzv. Obrácený parogenerátor (OPG1). Tento parní generátor dosud odpracoval bez jediné závady více než 110 000 hodin v režimu generace páry na elektrárně BOR 60, která pracuje s rychlým reaktorem chlazeným tekutým sodíkem. Zkušenosti s projekce PG s tekutým kovem jako nosičem tepla byly využity při návrhu PG s nosičem tepla roztavenou solí.

OPG1 byl řešen jako modulový (článekový) parní generátor s 8 paralelními články. Každý z článků je tvořen 19 teplosměnnými trubkami umístěnými v obalové trubce. Sodík jako nosič tepla proudí uvnitř teplosměnných trubek, voda a generovaná pára v mezitrubkovém prostoru. OPG1 generuje přehřátou páru, článek přehříváku je zařazen za článkem dohříváku a výparníku.

Výhodou koncepce obrácených PG je skutečnost, že při vzniku netěsnosti mezi primární a sekundární stranou výměníku dochází k reakci mezi primárním nosičem tepla a vodou v relativně malém objemu (uvnitř teplosměnné trubky). V případě ověřeném na čs. sodíkových PG zplodiny reakce sodíku s pronikající vodou ucply poškozenou trubku a netěsnost se dále významně neprojevovala. Koncepce obrácených PG má tedy charakter inherentní pasivní bezpečnosti a jejich aplikace na PG s nosičem tepla roztavenou solí je nepochybně na straně vysoké technické a jaderné bezpečnosti zařízení.

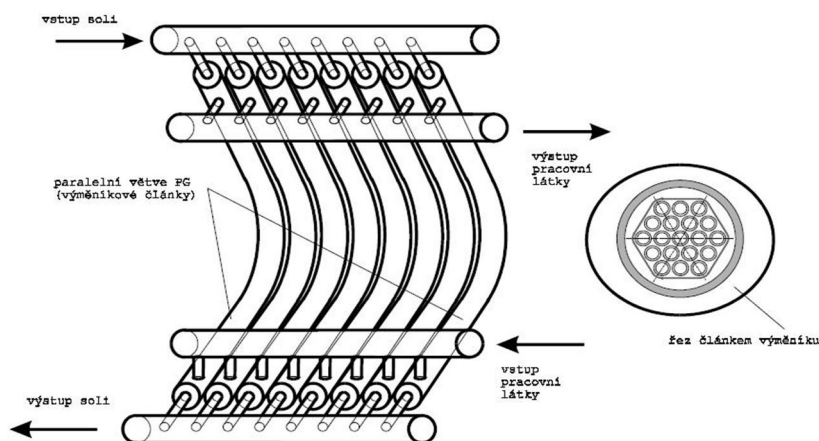
Parametr	Hodnota
Nosič tepla (primární strana)	NaBF <sub>4</sub> -NaF roztavená sůl uvnitř teplosměnných trubek
Vstupní teplota, °C	621
Výstupní teplota, °C	454
Pracovní látka (sekundární strana)	voda
Střední tlak, MPa	25,3
Vstupní teplota, °C	395
Výstupní teplota, °C	535
Tepelný výkon PG, MW	50
Materiál teplosměnných trubek	MONICR
Rozměry	
Teplosměnné trubky ve svazku, mm	Ø 25x3 resp. Ø 10x1,5 voda v mezitrubkovém prostoru
Rozměry obalové trubky (plášť článku), mm	Ø 194x12
Počet trubek v článku	19 nebo 91
Počet paralelních článků	8 nebo 14

Tab.4 Vstupní (návrhové) parametry PG pro DEMO 50 [6]

Jako nosič tepla je v návrhu PG pro DEMO 50 uvažována roztavená sůl 8NaF + 92NaBF<sub>4</sub>. Teplota tavení této soli je výrazně vyšší, než teplota tavení sodíku u OPG1 a parní

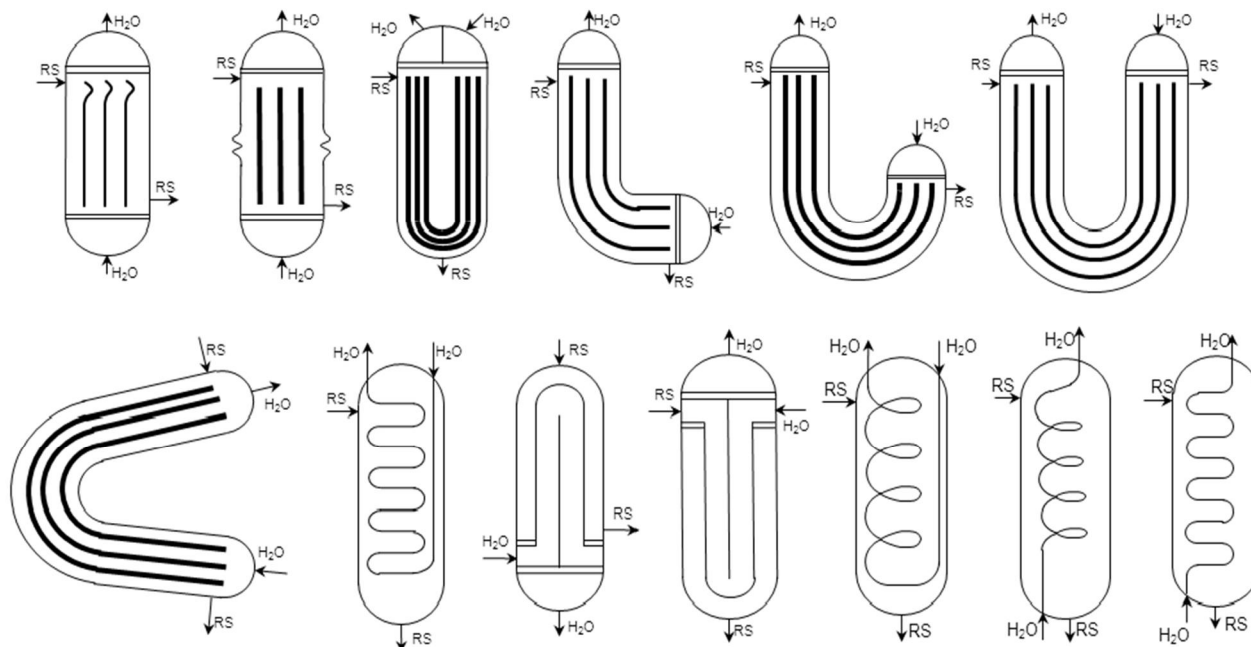
generátory pro DEMO 50 jsou proto navrhovány jako parní generator s nadkritickými parametry vody. Parní generator má jen jednu část, dělení na dohřívák, výparník a přehřívák ztrácí u nadkritických parametrů význam. PG pro DEMO 50 je navrhován jako obrácený parní generator složený s 8 nebo 14 paralelních modulů, teplotonosná sůl proudí uvnitř teplosměnných trubek, voda s nadkritickými parametry v mezitrubkovém prostoru.

Vstupní parametry zadání výpočtů PG pro DEMO 50 jsou uvedeny v tab.4. Výsledkem výpočtů jsou rozměry článků PG. Každý PG pro DEMO 50 je pak tvořen 8 resp. 14 paralelně řazenými články navržených průměrů a vypočítaných délek. Schématicky je toto řešení na obr.4. Na přiloženém výkresu je znázorněn řez článkem PG. Snížení délky parního generatoru cca na polovinu je možné dosáhnout použitím trubek  $\text{Ø}10 \times 1,5$ .



Obr.4 Principiální schéma uspořádání článků PG pro DEMO 50 [6]

### 3.2 Typy parních generátorů a jejich omezení



Obr.5 Přijatelné koncepce parních generátorů pracujících s roztavenou solí [7]

U parních generátorů, kde teplotonositelem je roztavená sůl, jsou podmínky, resp. omezení pro jejich projekt a konstrukci, prakticky stejné jako u parních generátorů jaderných

elektráren vůbec s omezeními vyplývajícími z teploty zamrznání roztavené soli. Základní typy a omezení pro parní generátory pro MSR jsou převzaté z [7].

Hlavními charakteristikami parních generátorů jsou:

- tok generované páry
- tlak a teplota páry
- čistota páry
- teplota napájecí vody
- vlhkost vody (v elektrárnách pracujících se sytou párou)

Ukazatelem charakterizujícím tepelnou účinnost parního generátoru jsou tepelné ztráty do okolí. Tyto nejsou velké – činí asi 1-2% tepelného výkonu.

Obecně se parní generátor skládá z dohřívací částí (ekonomizeru), výparníkové části, separátoru páry a přehřívací částí. Tyto součásti parního generátoru mohou být soustředěny v jednom tělese nebo být rozděleny na samostatné tepelné aparáty umístěné za sebou nebo vedle sebe do okruhu teplonositele.

Podle způsobu proudění vody a páry (pracovní latky) parním generátorem se tyto dělí na tři skupiny:

- 1) Parní generátory s přirozenou cirkulací. Jsou charakterizovány cirkulačním číslem parovodní směsi ve výparníkové části parního generátoru.
- 2) Parní generátory s nucenou cirkulací.
- 3) Parní generátory průtlačné.

Parní generátory se v současné době konstruují zásadně jako rekuperační výměníky tepla. Obě látky, teplonosná a pracovní, omývají teplosměnnou plochu parního generátoru, každá stále z jedné strany a teplo se předává přes těsnou stěnu. Jedině takový mechanismus sdílení tepla umožňuje stavbu teplosměnného aparátu vyhovujícímu všem, dále uvedeným požadavkům a kritériím kladených na parní generátory jaderných zařízení [7].

Schéma parního generátoru a konstrukce jeho složek musí zaručit:

- bezpečný provoz a projektovaný výkon a parametry páry při různých režimech transmutoru,
- ekonomický provoz při měnících se výkonech a režimech.

### 3.3 Koncepce parního oběhu

Ve volbě koncepce parního oběhu demonstračního zařízení transmutoru je výhodné, vzhledem k minimalizaci investičních nákladů při zachování přijatelné technické úrovně řešení, využít více méně standardních komponent strojních zařízení, nikoliv speciálních a nákladných.

Koncepci parního oběhu, návrh parního generátoru, tepelné turbíny, kondenzace a regenerace zásadně ovlivňují vlastnosti nosiče tepla užitého v sekundárním okruhu transmutoru. Jedná z koncepcí je popsána v [9].

V daném případě v sekundárním okruhu jako nosič tepla je použita kapalná sůl  $8\text{NaF}$ - $92\text{NaBF}_4$ . Pokud je zvolen její tlak, pak rozhodující jsou hlavně:



- teplota tavení (tuhnutí) soli ( $T_{TAV}$ ),
- teplota fázové přeměny či vypařování soli ( $T_{VYP}$ ),
- teplota a tlak páry před turbinou ( $T_T, p_T$ )

Kapalná sůl předává teplo vodě a paře v parním generátoru. Ve všech provozních stavech parního generátoru a činnosti parního oběhu musí být dodržena podmínka ( $T_{NV}, T_S, T_T$ )  $> T_{TAV}$ , kdy nedojde k zamrznání soli.

To je splnění tehdy, když teplota napájecí vody do parního generátoru je vyšší než teplota zamrznání soli o rozdíl  $\Delta T_{NV}$  ( $T_{NV} \geq T_{TAV} + \Delta T_{NV}$ ).

Dále ve všech pracovních stavech parního generátoru musí být splněna podmínka  $T_T \ll T_{VCH}$  kdy je velmi vysoká pravděpodobnost zaručení chemické stability soli a tím i stability jejích transportních vlastností při pracovních teplotách v sekundárním i terciálním okruhu.

Teplota tavení soli  $8NaF-92NaBF_4$  je  $384^\circ C$  ( $657 K$ ). Pro zaručení stability sekundárního oběhu budeme uvažovat rezervu  $\Delta T_{NV} = 100K$ , tehdy teplota napájecí vody na vstupu do parního generátoru bude  $484^\circ C$  ( $757 K$ ), což je nadkritická teplota (kritická teplota vody je  $374,15^\circ C$ , kritický tlak vody je  $22,12 MPa$ ). Zároveň nadkritická teplota musí být současně dosažena i na výstupu ze systému generace parního oběhu.

## 4 Vlastnosti solí

### 4.2 Základní požadavky k soli pro MSR systém

Použití roztavené soli jako nosič tepla bylo provedeno Oak Ridge National Laboratory (ORNL) Williams [14]. Autor stvrzoval, že chladiče musejí mít následující charakteristiky:

- Chemická stabilita při vyšších teplotách (500-800° C).
- Radiolytická stabilita ve vysoké radioaktivním prostředí (pro primární chladič).
- Pokud je možné malá teplota tuhnutí (tavení), nejlépe méně než 525° C.
- Vysoká měrná tepelná kapacita a teplotní vodivost.
- Nízké parní tlaky, které výrazně menší než atmosferický tlak při pracovních teplotách, a které nejsou proměnlivé.
- Kompatibilní s vysokoteplotními materiály, slitinami, grafitem a keramikou.

Roztavené soli se jeví jako perfektní kandidati, které splňují většinu z těchto požadavků. Nicméně ani jedná z jednosložkových solí nesplňuje požadavek na nízkou teplotu tavení, vícesložkové eutektické směsi musí splňovat požadavek na teplotu tání. Některé vícesložkové eutektické směsi solí mají teplotu tavení menší než 500° C. Použití eutektických směsi zaručuje kompoziční a fazovou stabilitu a proto stejné termodynamické vlastnosti v rozsahu pracovních teplot.

Technologie roztavených solí se používá v průběhu několika desetiletí v průmyslových procesech přenosu tepla, uchování tepla, teplotního ošetření, vysokoteplotního elektrochemického pokovení a dalších materiálových zpracování. Potenciální užitečnost roztavených solí z hlediska přenosu tepla je demonstrována na jaderných reaktorech jako tekuté palivo v Aircraft Reactor Experiment (ARE) a v Molten Salt Reactor Experiment (MSRE) programů. Reakce a materiálová kompatibilita různých roztavených solí byla prostudována ve velké míře ORNL z 1950 až po 1970 při podporování MSRE a Molten Salt Breeder Reactor (MSBR) programů.

V kapalném stavu roztavené soli mají viskozitu a vlastnosti podobné vodě. Směs sodíku a dusičnanu sodného s teplotou tání ~222° C se běžně používá v aplikaci slunečné energií. Prvořadá přednost technologií roztavené soli je, že roztavená sůl může být ohřata o ~560° C, což umožňuje generace vysokoenergetické páry při běžně výhodných teplotách (11.4 MPa, 550°C). Při tom se dosahuje vysoká efektivita termodynamického cyklu, která je přibližně 40% v moderních turbinových systémech. [12]

## 4.2 Hlavní přednosy fluoridových solí a možnosti použití

Fluoridové soli jsou výborná chladiva s teplotou tavení 400-500° C, vysokými teplotami varu (~1400° C) a nízkým provozním tlakem.

Vlastnosti ukazují tabulka:

Materiál	$T_{\text{tav}} [^{\circ}\text{C}]$	$T_{\text{var}} [^{\circ}\text{C}]$	$\rho [\text{kg/m}^3]$	$\rho c_p [\text{kJ/m}^3\text{C}]$	$k [\text{W/m}^2\text{C}]$
$\text{Li}_2\text{BeF}_4$	459	1430	1940	4540	1,0
LiF-NaF-KF	454	1570	2019	4060	0,60
Sodík	97,8	883	790	1000	62
Olovo	328	1750	10540	1700	16
Hélium (7,5MPa)	–	–	3,8	20	0,29
Voda (7,5MPa)	0	100	732	4040	0,56
Grafit	–	–	1700	3230	200

Tab.5 Porovnání termofyzikálních vlastností primárního a sekundárního chladiva s jinými chladivy a materiály (hodnoty pro 700° C, pro vodu 290° C). [1]

Podle [13], sole mohou být použity ke chlazení reaktoru s grafitovými koulemi s disperzním chladivem. Proti používaným He jako chladivem s vysokým tlakem zvyšují bezpečnost systému. (Primární sůl LiF-BeF<sub>2</sub>, sekundární sůl NaF-NaBF<sub>3</sub>, která je použitelná do 720° C. při vyšších teplotách dochází k rozkladu NaBF<sub>3</sub>)

Jinou možností je použít tekuté fluoridové soli jako palivo-chladicí směs v celém primárním okruhu.

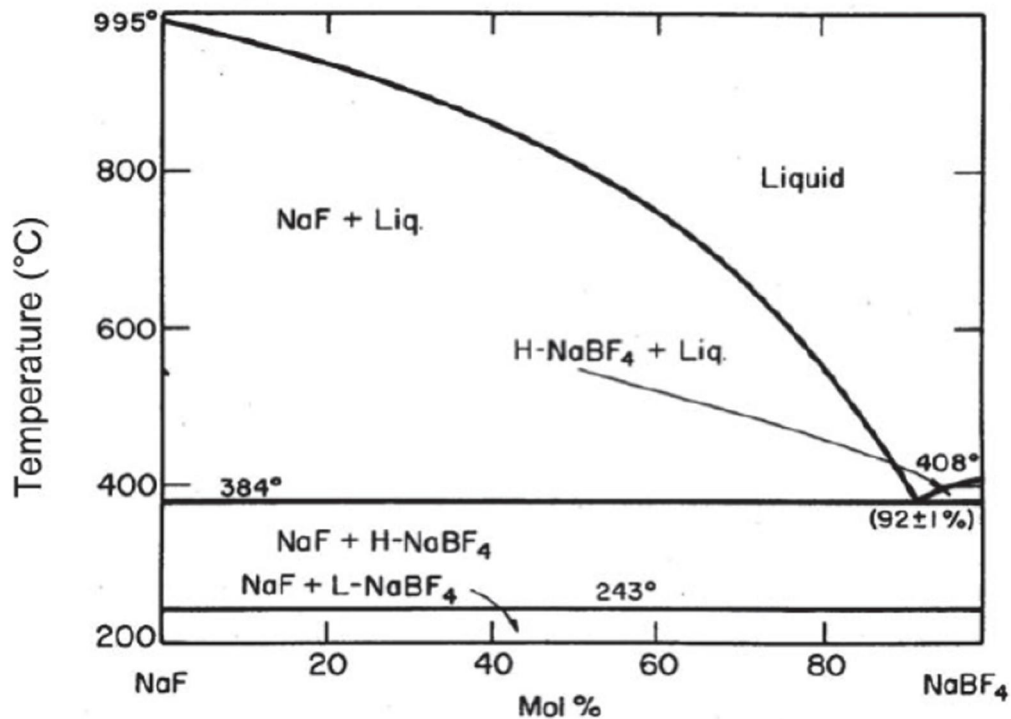
- a) thoriový cyklus s výrobou U233.
- b) Použití na příklad směsi FLiBeNa s PuF<sub>3</sub> na likvidaci Pu a vyšších aktinidů z vyhořelého paliva.

Pokud bude teplota primárních solí větší než 720° C (na příklad pro výrobu vodíku se předpokládá 900° C) je třeba použít jako sekundární sůl na př. LiF-NaF-KF [13].

## 4.3 Vlastnosti soli 8NaF-92NaBF<sub>4</sub>

Pro sekundární oběh demonstračního zařízní reaktoru typu MSR byla vybrána sůl 8NaF-92NaBF<sub>4</sub>. Některé z její termodynamických vlastnosti jsou převzaté z [10]:

- teplota tavení 384° C
- hustota 1870 kg/m<sup>3</sup> při 500° C
- měrná tepelná kapacita 1,51 kJ/kg.K
- viskozita 17,38.10<sup>-4</sup> kg/m.s při 477° C
- povrchové napětí 1,00.10<sup>-2</sup> N/m při 400° C, 0,92.10<sup>-2</sup> N/m při 500° C
- tepelná vodivost 0,45 W/m.K při 454° C, 0,398 W/m.K při 538° C, 0,398 W/m.K při 621° C
- Molární hmotnost NaF-NaBF<sub>4</sub> je 104,4 g.mol<sup>-1</sup>



Obr.6 Fázový diagram soli NaF-NaBF<sub>4</sub> [14]

NaF-NaBF<sub>4</sub> má jeden eutektický bod v místě 92Mol% NaBF<sub>4</sub> při teplotě 384°C. To je přibližně o 70°C menší hodnota než u LiF-BeF<sub>2</sub>. Nevýhodou jsou vysoké tlaky sytých par obsahujících plyn BF<sub>3</sub>, který je velice těkavý.

## 5 Základy pro výpočet

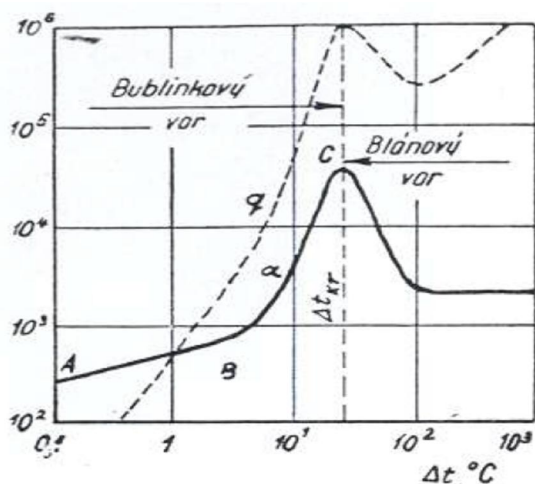
### 5.1 Postup při návrhu výměníku tepla

Jeden z možných programů pro výpočet výměníku tepla je popsán v [11]. Tepelný výpočet výměníku musí být doprovázen výpočtem tlakových ztrát, dimenzováním a kalkulací nákladů, aby bylo možné zvolit optimální řešení. Algoritmy řešení lze popsat takto:

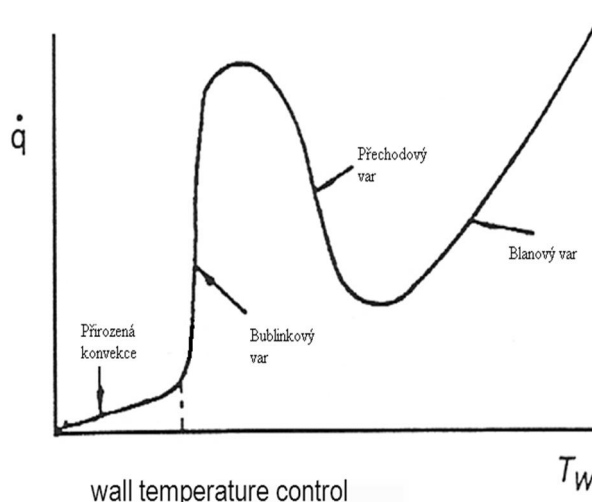
1. Výpočet teplotních poměrů pro zvolenou variantu a odhadnuté rozměry výměníku, např. s využitím databáze termofyzikálních vlastností.
2. Výpočet tlakových ztrát všech proudů.
3. Dimenzování teplosměnných ploch, např. tloušťku trubek s ohledem na tlakové a teplotní zatížení.
4. Určení vlastních frekvencí trubek, přepážek, pláště.
5. Dimenzování výměníků dle předpisů pro výpočet tlakových nádob.
6. Cenové kalkulace a opakování celé procedury výpočtu tak, aby bylo možné vybrat optimální variantu.

### 5.2 Základy pro výpočet součinitele přestupu tepla a kritické tepelné zatížení

Výpočet součinitele přestupu tepla a tepelného zatížení komplikuje přechod z kapalného na plynné skupenství a průběh veličin při zvětšení teploty není jednoduchý. Typická závislost součinitele  $\alpha$  na teplotovém spádu  $\Delta t$  je podle výsledků zkoušek znázorněna na obr.7 v logarimických souřadnicích. V oblasti AB, pokud teplotový spád a tepelné zatížení vyhřevné plochy jsou malé, je přestupní součinitel  $\alpha$  malý a jeho hodnota závisí na přirozené konvekci jednofázové kapaliny.



Obr.7 Průběh tepelného toku a součinitele přestupu tepla při varu vody vzhledem k teplotovému spádu [10]



Obr.8 Vypařování bublínkové a blánové v závislosti na teplotě stěny  $T_w$  [4]

V oblasti BC závisí velikost přestupního součinitele  $\alpha$  na konvekci kapaliny vlivem růstu a pohybu bublinek páry. V této oblasti součinitel  $\alpha$  rychle vzrůstá se vzrůstem teplotového spádu  $\Delta t$  a dosahuje velkých hodnot. Poněvadž intenzita pochodu závisí na tvoření a pohybu bublinek. Proto se takovému vypařování říká bublinkové.

V bodě C se mění průběh vypařování a při dalším vzrůstu teplotového spádu  $\Delta t$  součinitel přestupu tepla  $\alpha$  nahle klesá. Tento jev je podmíněn tím, že se vzrůstem teplotového spádu rosté současně počet parních jader, až konečně splynou a bublinky páry vytvoří souvislou blánu. Takové vypařování se nazývá blánovým. Některé autoři vyčleňují přechodové vypařování (Obr.8), při kterém součinitel  $\alpha$  prudce klesá, a blánové vypařování nastává při ustálení  $\alpha$ . [10]

K obecným vzorcům pro výpočet  $\alpha$  a  $q_{KR}$  dospěli různé autoři. Nejpečlivěji jsou však propracovány práce Kružilinovy. Jeho rovnice jsou rozepřané v [10]. Kružilin odvodil kritéria podobnosti a dospěl k obecně platným vzorcům. Po rozboru a zobecnění výsledků zkoušek mohou být obecné vzorce upraveny do následujících tvarů:

součinitel přestupu tepla:

$$Nu = 0,075 * Pr^{-0,5} * K_{qr}^{0,7} K_u^{1/3}, \quad (1)$$

kritické tepelné zatížení:

$$K_q = 142 * Pr^{0,5} * K_u^{-0,66} * Ar^{1/4}, \quad (2)$$

Kde:

$$Nu = \frac{\alpha \delta}{\lambda} \quad \text{je Nusseltovo kritérium,}$$

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{je Prandtlovo kritérium,}$$

$$Ar = \frac{g \delta^3}{\nu^2} * \frac{\rho' - \rho''}{\rho'} \quad \text{je Archimedovo kritérium,}$$

$$K_q = \frac{p' \delta^2}{\lambda \sigma} * \frac{\rho' - \rho''}{\rho'} * q \quad \text{je kritérium určující počet působících parních jader,}$$

$$K_u = \frac{\rho'}{\rho''} * \frac{c \sigma}{r p' \delta} * \frac{\rho'}{\rho' - \rho''} \quad \text{je kritérium určující frekvenci tvořících se bublin.}$$

Za určovací rozměr je zde zvolena hodnota  $\delta = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho' - \rho''}}$ , úměrná  $d_0$ ; fyzikální parametry kapaliny jsou vztaženy k tekuté fázi při teplotě syté páry  $t_s$ .

Obecné vzorce platí pro vypařování velkých objemu smáčejších kapalin při přirozené konvekci až do kritického tlaku. Tyto rovnice ukazují, že je možné zobecnit výsledky pokusu i pro velmi složité jevy podobné vypařování. Proto lze očekávat, že tyto vzorce budou rozšířeny též na vypařování v trubkách jak při přirozené, tak i umělé cirkulaci.

Rovnice (1) a (2) nabudou po rozepsání tvaru:

součinitel přestupu tepla:

$$\alpha = 4,24 * 10^{-3} * \left( \frac{\rho'' * r}{\rho' - \rho''} \right)^{0,033} * \left( \frac{\rho'}{\sigma} \right)^{1/3} * \frac{\lambda^{0,9} * q^{0,7}}{\mu^{0,5} * c_p^{1/6} * T_s^{0,37}} \left[ \frac{J}{m^2 s K} \right], \quad (3)$$

kritické tepelné zatížení:

$$q_{kr} = 16,29 * 10^3 * \frac{\lambda^{0,5} * (\rho' - \rho'')^{13/24} * (\rho'' r T)^{1/3} * \sigma^{1/24}}{\rho^{23/24} * c_p^{1/4}} \left[ \frac{J}{m^2 s} \right] \quad (4)$$

Zde  $\alpha$  a  $q$  jsou vyjádřeny v závislosti jen na fyzikálních parametrech. Jsou-li známe tyto parametry, lze stanovit hodnoty  $\alpha$  a  $q_{kr}$  pro každou kapalinu a při každém tlaku.

Na základě výsledků z výpočtů lze pro  $p=0,2$  až  $p=100$  atm doporučit pro vodu:

$$\alpha = 2,95 * p^{0,176} * q^{0,7} \left[ \frac{J}{m^2 s K} \right],$$

nebo:

$$\alpha = 25,61 * p^{0,58} * \Delta t^{2,33} \left[ \frac{J}{m^2 s K} \right].$$

Podobné jednoduché vzorce lze obdržet úpravou rovnic (3) a (4) pro libovolnou kapalinu.

## 6 Výpočty

### 6.1 Porovnání účinnosti pro různé tlaky páry

Pro výpočet byla použita metoda, která je popsána v [15]. Při výpočtu byli použité tabulkové hodnoty z [5]. Výpočet účinnosti se provede při uvažování Rankin-Clausiusova cyklu beze ztrát. Cyklus se skládá z parního generátoru, kondensační turbíny, kondenzátoru, napájecího čerpadla.

Zadané hodnoty:

vstupní teplota turbíny  $t_1 = 600^\circ \text{C}$

výstupní teplota turbíny  $t_2 = 25^\circ \text{C}$

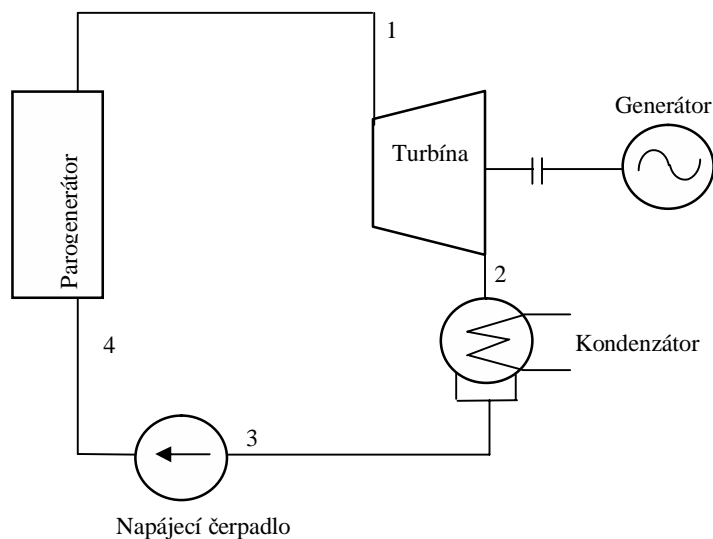
tlak na vstupu do turbíny

1)  $p_1 = 25 \text{ Mpa}$

2)  $p_1 = 15 \text{ Mpa}$

3)  $p_1 = 10 \text{ Mpa}$

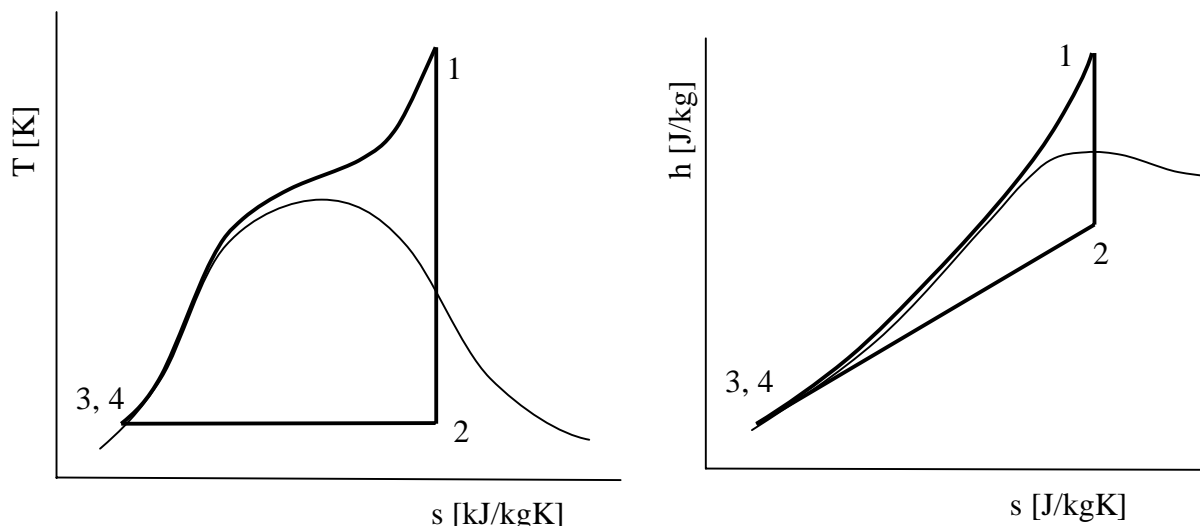
1) Tlak 25 MPa



Obr.9 Zjednodušené schéma terciálního cyklu

V tomto případě jsou nadkritické vlastnosti páry.





Obr.10 Rankin-Clausiusův oběh v T-s a h-s diagaramu vody/vodní páry pro nadkritické parametry

Účinnost cyklu

$$\eta_t = \frac{a_c}{q_{př}} = \frac{q_{př} - |q_{od}|}{q_{př}} = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}}$$

K určení měrného přivedeného tepla použijeme první zákon termodynamiky.

$$dq = dh + da_t \text{ [J/kg]}$$

Teplo přivádíme do parogenerátoru při konstantním tlaku.

$$p = konst \Rightarrow dp = 0 \text{ [Pa]}$$

$$da_t = -vdp = 0 \text{ [J/kg]}$$

$$\int_4^1 dq = \int_4^1 dh$$

$$q_{př} = h_1 - h_4 \text{ [J/kg]}$$

Hodnotu entalpie  $h_1$  získáme v tabulkách jako funkci tlaku a teploty.

$$h_1(p_1, t_1) = 3493,7 \text{ [kJ/kg]}$$

Pro zjišťování entalpie  $h_4$  potřebujeme vyřešit zvýšení tlaku vody v napájecím čerpadle. Opět vycházíme z prvního zákona termodynamiky.

$$dq = dh + da_t \text{ [J/kg]}$$

Budeme předpokladat, že provoz čerpadla probíhá bez výměny tepla s okolím a beze ztrát. Jedná se o izoentropickém a tudíž i o adiabatickém zvýšení tlaku.

$$dq = 0 \Rightarrow dh = -da_t$$

$$\int_3^4 dh = - \int_3^4 da_t = \int_3^4 vdp$$

Uvažujeme malou stlačitelnost vody a můžeme ji zanedbat.

$$\rho = konst \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$v = \frac{1}{\rho} \implies v = konst \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$v \int_3^4 dp = \int_3^4 dh$$

$$v(p_4 - p_3) = h_4 - h_3$$

$$h_4 = v(p_4 - p_3) + h_3 \text{ [J/kg]}$$

Odečteme z tabulek tlak  $p_3$

$$p_3(t_2) = 0,003170 \text{ [MPa]}$$

Teplota v parogenerátoru se přivádí izobaricky.

$$p_4 = p_1 = 25 \text{ [MPa]}$$

$$h_3 = h'_2(t_2, x = 0) = 104840 \text{ [J/kg]}$$

$$v = v'_3(t_2) = 0,0010030 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

Dosadíme hodnoty do vztahů

$$h_4 = 0,0010030 \cdot (25 \cdot 10^6 - 3170) + 104840$$

$$h_4 = 129,9 \text{ [kJ/kg]}$$

$$q_{př} = 3493,7 - 129,9$$

$$q_{př} = 3363,8 \text{ [kJ/kg]}$$

Pro výpočet  $q_{od}$  použijeme stejné předpoklady a PZT.

$$q_{od} = h_3 - h_2 \text{ [J/kg]}$$

Při zjišťování entalpie  $h_2$  vycházíme z bezztrátového (izoentropického) proudění v turbíně.

$$s_1 = s_2$$

Musíme najít suchost páry odcházející z turbíny. Odečteme z tabulek hodnoty entropií.

$$s_1(p_1, t_1) = 6363,8 \text{ [J/kg.K]}$$

$$s'_2(t_2, x = 0) = 367,3 \text{ [J/kg.K]}$$

$$s''_2(t_2, x = 1) = 8556,8 \text{ [J/kg.K]}$$

$$s_1 = s'_2 + x \cdot (s''_2 - s'_2) \text{ [J/kg.K]}$$

$$x = \frac{s_1 - s'_2}{s''_2 - s'_2} = \frac{6363,8 - 367,3}{8559,8 - 367,3} = 0,7319$$

Teď pomocí suchosti a entalpie syté kapaliny a syté páry pro kondenzačnou teplotu můžeme určit  $h_2$ .

$$h'_2(t_2, x = 0) = 104,84 \cdot 10^3 \text{ [J/kg]}$$

$$h''_2(t_2, x = 1) = 2546,5 \cdot 10^3 \text{ [J/kg]}$$

$$h_2 = h'_2 + x \cdot (h''_2 - h'_2) \text{ [J/kg]}$$

$$h_2 = 104,84 \cdot 10^3 + 0,7319 \cdot (2546,5 \cdot 10^3 - 104,84 \cdot 10^3)$$

$$h_2 = 1891,89 \cdot 10^3 \text{ [J/kg]}$$

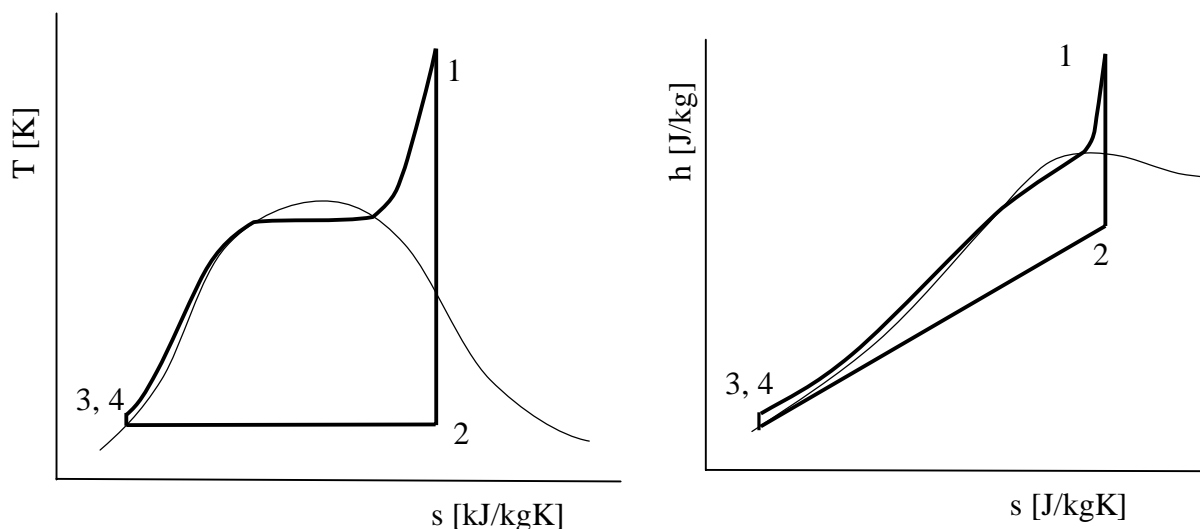
$$q_{od} = 104,84 \cdot 10^3 - 1891,89 \cdot 10^3$$

$$q_{od} = -1787,05 \cdot 10^3 \text{ [J/kg]}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|-1787,05|}{3363,8} = 0,4687$$

Účinnost cyklu je 46,87%

2) Obdobným způsobem vypočteme účinnost při  $p_1 = 15 \text{ MPa}$



Obr.11 Rankin-Clausiusův oběh v  $T$ - $s$  a  $h$ - $s$  diagaramu vody/vodní páry pro podkritické parametry

Z tabulek odečteme hodnotu  $h_1$ .

$$h_1(p_1, t_1) = 3583,3 \text{ [kJ/kg]}$$

Přívod tepla izobaricky.

$$p_4 = p_1 = 15 \text{ [MPa]}$$

$$h_4 = v(p_4 - p_3) + h_3 \text{ [J/kg]}$$

$$h_4 = 0,0010030 \cdot (15 \cdot 10^6 - 3170) + 104840$$

$$h_4 = 119,88 \text{ [kJ/kg]}$$

Přivedené teplo.

$$q_{př} = h_1 - h_4 \text{ [J/kg]}$$

$$q_{př} = 3583,3 - 119,88$$

$$q_{př} = 3463,42 \text{ [kJ/kg]}$$

Izoentropické proudění v turbíně.

$$s_1 = s_2$$

Odečteme z tabulek hodnotu  $s_1$ .

$$s_1(p_1, t_1) = 6679,7 \text{ [J/kg.K]}$$

Suchost páry při kondenzaci

$$x = \frac{s_1 - s_2'}{s_2'' - s_2'} = \frac{6679,7 - 367,3}{8559,8 - 367,3} = 0,7705$$

Určíme hodnotu  $h_2$  na základě nové hodnoty suchosti.

$$h_2 = h_2' + x \cdot (h_2'' - h_2') \text{ [J/kg]}$$

$$h_2 = 104,84 \cdot 10^3 + 0,7705 \cdot (2546,5 \cdot 10^3 - 104,84 \cdot 10^3)$$

$$h_2 = 1986,139 \cdot 10^3 \text{ [J/kg]}$$

Odvedené teplo tedy

$$q_{od} = h_3 - h_2 \text{ [J/kg]}$$

$$q_{od} = 104,84 \cdot 10^3 - 1986,139 \cdot 10^3$$

$$q_{od} = -1881,299 \cdot 10^3 \text{ [J/kg]}$$

Účinnost turbosoustrojí je

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|-1881,299|}{3463,42} = 0,4568$$

Účinnost cyklu je 45,68%

3) Obdobným způsobem výpočteme účinnost při  $p_1 = 10 \text{ MPa}$

Z tabulek odečteme hodnotu  $h_1$ .

$$h_1(p_1, t_1) = 3625,8 \text{ [kJ/kg]}$$

Přívod tepla izobaricky.

$$p_4 = p_1 = 10 \text{ [MPa]}$$

$$h_4 = v(p_4 - p_3) + h_3 \text{ [J/kg]}$$

$$h_4 = 0,0010030 \cdot (10 \cdot 10^6 - 3170) + 104840$$

$$h_4 = 114,87 \text{ [kJ/kg]}$$

Přivedené teplo.

$$q_{př} = h_1 - h_4 \text{ [J/kg]}$$

$$q_{př} = 3625,8 - 114,87$$

$$q_{př} = 3510,93 \text{ [kJ/kg]}$$

Izoentropické proudění v turbíně.

$$s_1 = s_2$$

Odečteme z tabulek hodnotu  $s_1$ .

$$s_1(p_1, t_1) = 6904,5 \text{ [J/kg.K]}$$

Suchost páry při kondenzace

$$x = \frac{s_1 - s_2'}{s_2'' - s_2'} = \frac{6904,5 - 367,3}{8559,8 - 367,3} = 0,7979$$

Určíme hodnotu  $h_2$  na základě nové hodnoty suchosti.

$$h_2 = h_2' + x \cdot (h_2'' - h_2') \text{ [J/kg]}$$

$$h_2 = 104,84 \cdot 10^3 + 0,7979 \cdot (2546,5 \cdot 10^3 - 104,84 \cdot 10^3)$$

$$h_2 = 2053,04 \cdot 10^3 \text{ [J/kg]}$$

Odvedené teplo tedy

$$q_{od} = h_3 - h_2 \text{ [J/kg]}$$

$$q_{od} = 104,84 \cdot 10^3 - 2053,04 \cdot 10^3$$

$$q_{od} = -1948,2 \cdot 10^3 \text{ [J/kg]}$$

Účinnost turbosoustroji je

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{|-1948,2|}{3510,93} = 0,4451$$

Účinnost cyklu je 44,51%

Na základě výsledků můžeme usoudit, že při snížení tlaku vstupní páry účinnost turbosoustroji mírně klesá.

## 6.2 Vliv tlaku páry na turbínu 50 MW

Nejprve odvodíme závislost hmotnostního průtoku na tlaku. Budeme vycházet ze zadaného výkonu turbíny.

$$P_T = \dot{m} \cdot a_t^T \text{ [W]}, \text{ kde } a_t^T \text{ [J/kg]} \text{ je technická práce turbíny}$$

$$\dot{m} = \frac{P_T}{a_t^T} \text{ [kg/s]}$$

Pomocí prvního zákona termodynamiky najdeme  $a_t^T$ .

$$dq = dh + da_t \text{ [J/kg]}$$

Uvažujeme adiabatickou expanzi v turbíně.

$$dq = 0$$

$$dh = -da_t$$

$$\int_1^2 dh = - \int_1^2 da_t$$

$$h_2 - h_1 = -da_t$$

$$h_1 - h_2 = a_t^T \text{ [J/kg]}$$

Hodnoty  $h_1$  a  $h_2$  jsou tabulkové. Pro znázornění závislosti těchto hodnot na tlaku sestavíme tabulku z uvedených výše hodnot ( $P_T = 50$  MW).

Tlak [MPa]	$h_1$ [kJ/kg]	$h_2$ [kJ/kg]	$a_t^T$ [kJ/kg]	$\dot{m}$ [kg/s]
25	3493,7	1891,89	1601,81	31,22
15	3583,3	1986,139	1597,161	31,31
10	3625,8	2053,04	1572,76	31,79

Tab.6 Závislost hmotnostního průtoku na tlaku

Z tabulky je zřejmé, že při snižujícím se tlaku měrná technická práce turbíny se také nepatrně snižuje a zároveň se nepatrně zvyšuje hmotnostní průtok.

Za druhé víme, že se měrný objem rovná

$$v = \frac{V}{m} \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$m \cdot v = V \text{ [m}^3\text{]}$$

Když obě části rovnice pokaždé časem ( $t$  [s]), dostaneme

$$\dot{m} \cdot v = \dot{V} \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Měrný objem je funkci tlaku a teploty. Odečteme jeho hodnoty z tabulek.

Tlak [MPa]	$v$ [m <sup>3</sup> /kg]	$\dot{m}$ [kg/s]	$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	$\Delta\dot{V}$ [%]	$\eta$ [%]
25	0,01414	31,22	0,4415		46,87
15	0,02492	31,31	0,7803	76,7	45,68
10	0,03838	31,79	1,2201	95,2	44,51

Tab.7 Závislost objemového průtoku na tlaku

Podle výsledků je vidět, že při snížení tlaku výrazně roste objemový průtok. Co se týče objemového průtoku, lze stanovit jeho vliv na délku lopatek prvních stupňů turbíny.

$$\dot{V} = S \cdot \omega \text{ [m}^3\text{/s]}, \text{ kde}$$

$S$  – plocha, kterou protéká pára [m<sup>2</sup>]

$\omega$  – vstupní rychlost páry do turbíny [m/s]

Plocha  $S$  je přímo závislá na délce rozváděcích lopatek na prvním stupni turbíny. Z tohoto plyne, že snížením objemového průtoku se zkracuje délka lopatek a snižuje se účinnost prvních stupňů turbíny.

Na základě těchto odvození můžeme říci, že je nepřímá závislost mezi vstupním tlakem a délkou lopatek. V případě zvýšení tlaku dojde k tomu, že tak malé lopatky nebude

možno vyrobit. A proto se musí hledat optimální poměr mezi vstupními charakteristikami páry a tvarovými charakteristikami turbíny.

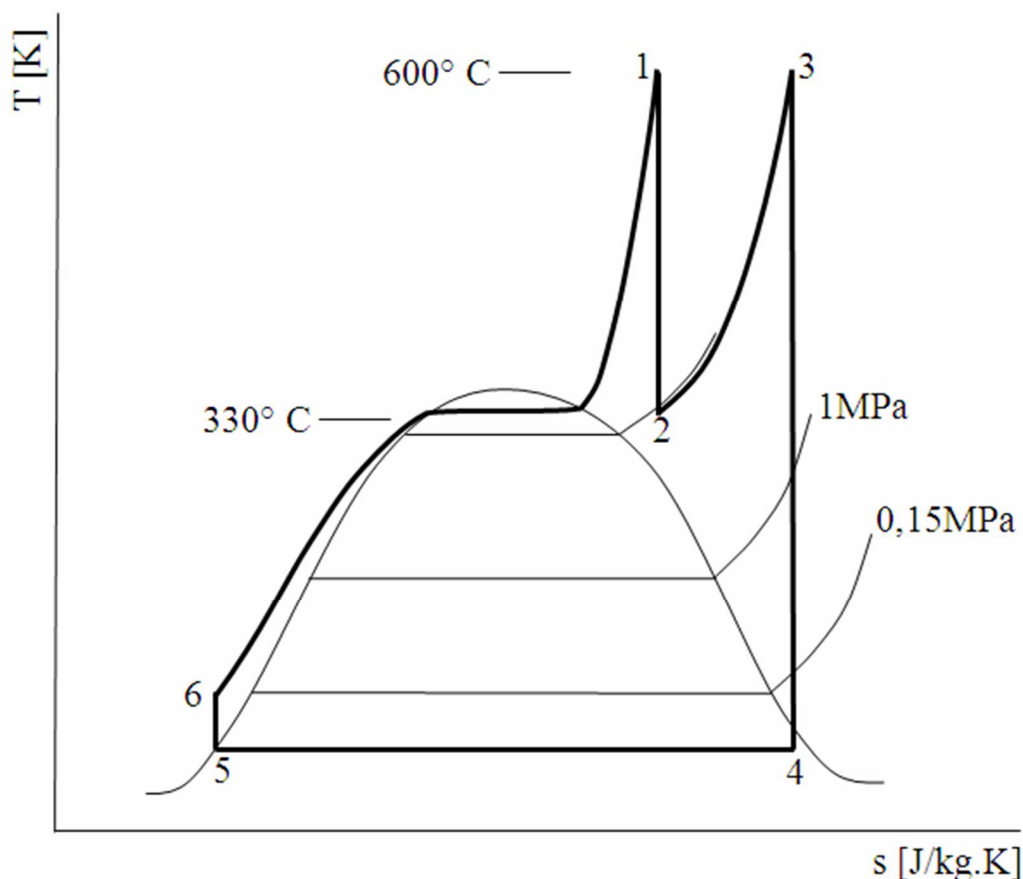
### 6.3 Návrh pracovního režimu terciálního oběhu

Ohledně výše uvedených tvrzení můžeme navrhnout pracovní režim, při kterém bude zprovozněn terciální oběh reaktoru.

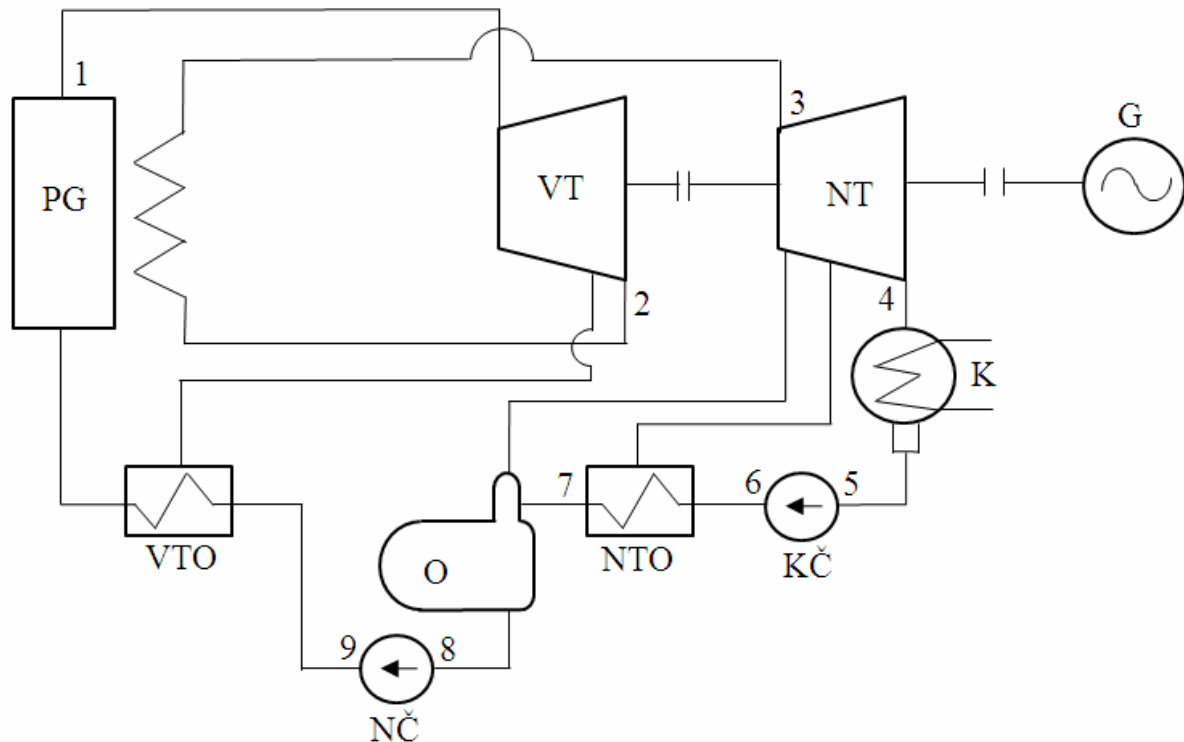
Pro zvýšení účinnosti oběhu bude použito přehřívání páry po částečné expanzi a regenerační ohřev napájecí vody.

Schéma a T-s diagram tohoto oběhu jsou znázorněné na obrázcích č.13 a č.12.

Přehřátá pára vstupuje do parogenerátoru při teplotě  $484^{\circ}\text{C}$  a konstantním tlaku 15 MPa a vystupuje při teplotě  $600^{\circ}\text{C}$ . Přehřátá pára expanduje ve vysokotlakové části turbíny do tlaku 3 MPa, pak pára jde do přehříváku v parogenerátoru na přehřívání. Částečný odběr pro regenerace se provádí z vysokotlaké části při tlaku 4 MPa. Pára se vrací do nízkotlaké části turbíny a expanduje do kondesatního tlaku. V nízkotlaké části se provede částečný odběr při tlaku 1 MPa do odplyňovávku a při 0,15 MPa do výměníku. Kondesát je poháněn kondensátním čerpadlem, které zvýší tlak do 1 MPa. Výstupující kondensát z odplyňovávku je poháněn napájecím čerpadlem.



Obr.12 Návrh pracovního režimu terciálního oběhu v T-s diagramu.



Obr.13 Schéma terciálního oběhu

Při výpočtu se ztrátami se bude uvažovat účinnost všech strojů, které pracují v cyklu. Jejich hodnoty následující:

turbodynamická účinnost vysokotlaké části  $\eta_{td}^{VT} = 91\%$

turbodynamická účinnost nízkotlaké části  $\eta_{td}^{NT} = 92\%$

mechanická účinnost  $\eta_M = 99,5\%$

účinnost generátoru  $\eta_G = 98\%$

účinnost napájecího čerpadla  $\eta_{NČ} = 85\%$

účinnost výměníků  $\eta_V = 95\%$

Tehdy výkon turbosoustroji se rovná. Indexem *sk* se označuje skutečná hodnota.

$$P_T = \dot{m}_{psk} \cdot a_{tsk}^T \cdot \eta_M \cdot \eta_G$$

Skutečná technická práce turbosoustroji se rovná

$$a_{tsk}^T = a_t^{VT} \cdot \eta_{td}^{VT} + a_t^{NT} \cdot \eta_{td}^{NT}$$

Uvažujeme adiabatickou expanze v turbině. Použijeme první zákon termodynamiky (PZT).

$$dq = 0$$

$$a_t^{VT} = h_1 - h_2 \text{ [J/kg]}$$

Hodnotu  $h_1$  odečteme z tabulek pro jednofázovou oblast, tlak 15MPa a teplotu 600° C.

$$h_1(p_1, t_1) = 3583,3 \text{ [kJ/kg]}$$

Vstupní tlak do nízkotlaké části turbíny se volí v rozmezí 20-25% od  $p_1$ .



$$p_2 = p_1 \cdot 0,2 = 15 \cdot 0,2 = 3 \text{ [MPa]}$$

Uvažujeme bezztrátové proudění v turbíně.

$$s_2(p_1, t_1) = s_1 = 6,6797 \text{ [kJ/kg.K]}$$

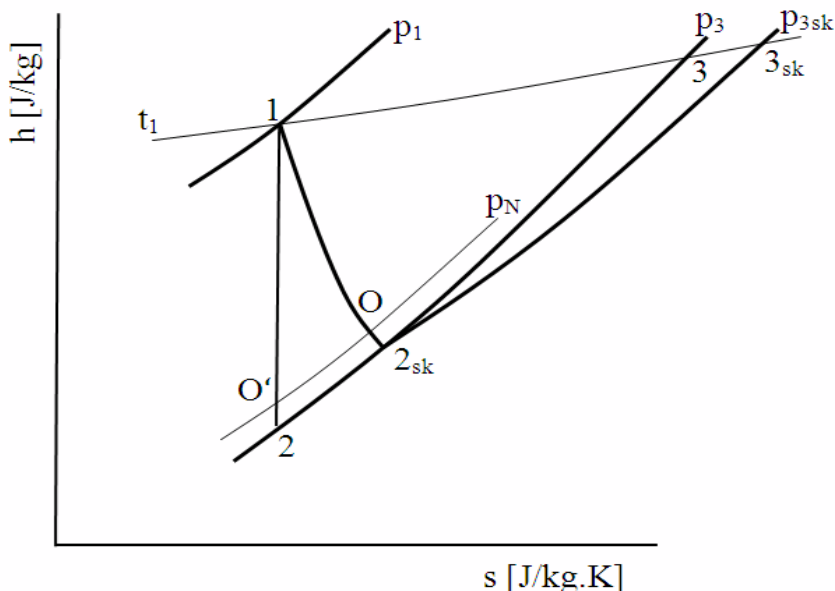
Z tabulek pro jednofázovou oblast odečteme hodnotu  $h_2$  pro tlak 3MPa a nejbližší k  $s_1$  hodnotu

$$h_2(p_2, s_1) = 3068,5 \text{ [kJ/kg]}$$

Dosadíme získané hodnoty a spočteme  $a_t^{VT}$

$$a_t^{VT} = 3583,3 - 3068,5 = 514,8 \text{ [kJ/kg]}$$

Pokud při výpočtu zahrnujeme ztráty, bod 2 se přesune do bodu  $2_{sk}$ , tím pádem se přesune bod 3 do bodu  $3_{sk}$ . To je dáno ztrátami ve vysokotlaké části. Průběh expanze ve vysokotlaké části je znázorněn na obr.14.



Obr.14 Průběh expanze ve vysokotlaké části turbíny

$$p_{3sk} = \frac{p_2}{1,09} = 2,8 \text{ [MPa]}$$

Hodnotu  $h_{3sk}$  odečteme z tabulek pro jednofázovou oblast, tlak 2,8MPa a teplotu 600° C

$$h_{3sk}(p_{3sk}, t_1) = 3684,4 \text{ [kJ/kg]}$$

Odečteme hodnotu  $s_{3sk}$  z tabulek pro jednofázovou oblast, tlak 2,8MPa a teplotu 600° C

$$s_{3sk}(p_{3sk}, t_1) = 7,5434 \text{ [kJ/kg.K]}$$

Bod 4 se nachází v oblasti mokré páry, proto je třeba najít příslušnou hodnotu sytosti  $x$ . Odečteme z tabulek hodnoty entropii syté kapaliny a syté páry pro teplotu 25° C.

$$s'_4(t_4, x = 0) = 0,3673 \text{ [kJ/kg.K]}$$

$$s''_4(t_4, x = 1) = 8,5568 \text{ [kJ/kg.K]}$$

$$s_4 = s'_4 + x \cdot (s''_4 - s'_4) \text{ [J/kg.K]}$$

$$s_{3sk} = s_4$$

$$x_4 = \frac{s_{3sk} - s'_4}{s''_4 - s'_4} = \frac{7,5434 - 0,3673}{8,5568 - 0,3673} = 0,87625$$

Pomocí suchosti a entalpie syté kapaliny a syté páry pro kondenzatní teplotu určíme  $h_4$ .

$$h'_4(t_4, x = 0) = 104,84 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h''_4(t_4, x = 1) = 2546,5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_4 = h'_4 + x_4 \cdot (h''_4 - h'_4) \text{ [J/kg]}$$

$$h_4 = 104,84 + 0,87625 \cdot (2546,5 - 104,84)$$

$$h_4 = 2244,37 \text{ [kJ/kg]}$$

Z PZT najdeme hodnotu technické práce nízkotlaké části turbíny

$$a_t^{NT} = h_{3sk} - h_4 \text{ [J/kg]}$$

$$a_t^{NT} = 3684,4 - 2244,37 = 1440,03 \text{ [kJ/kg]}$$

$$a_{tsk}^{NT} = a_t^{NT} \cdot \eta_{td}^{NT} \text{ [kJ/kg]}$$

Pomocí účinnosti nízkotlaké části turbíny najdeme skutečnou hodnotu entalpii v bodě 4.

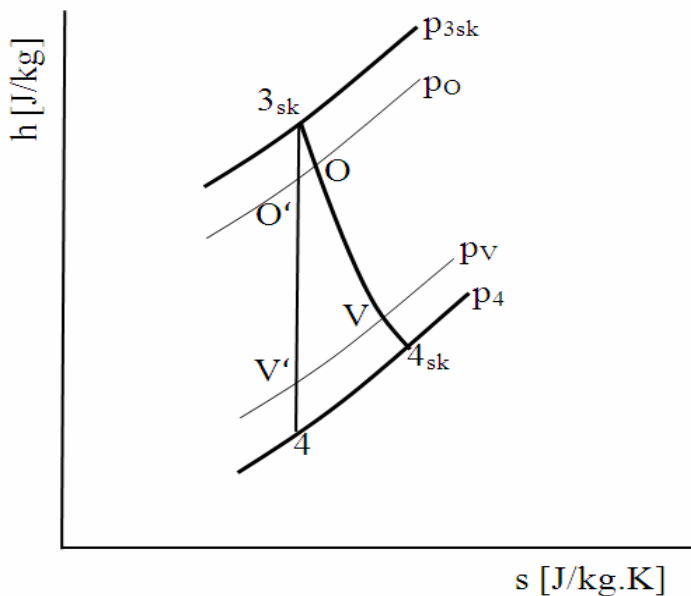
$$\eta_{td}^{NT} = \frac{a_{tsk}^{N\check{C}}}{a_t^{N\check{C}}}$$

$$\eta_{td}^{NT} = \frac{h_{3sk} - h_{4sk}}{h_{3sk} - h_4}$$

$$h_{4sk} = h_{3sk} - \eta_{td}^{NT} \cdot (h_{3sk} - h_4)$$

$$h_{4sk} = 3684,4 - 0,92 \cdot 1440,03$$

$$h_{4sk} = 2359,57$$



Obr.15 Průběh expanze v nízkotlaké části turbíny

Dosadíme získané hodnoty

$$a_{tsk}^T = 514,8 \cdot 0,91 + 1440,03 \cdot 0,92 = 1793,2956 \text{ [kJ/kg]}$$

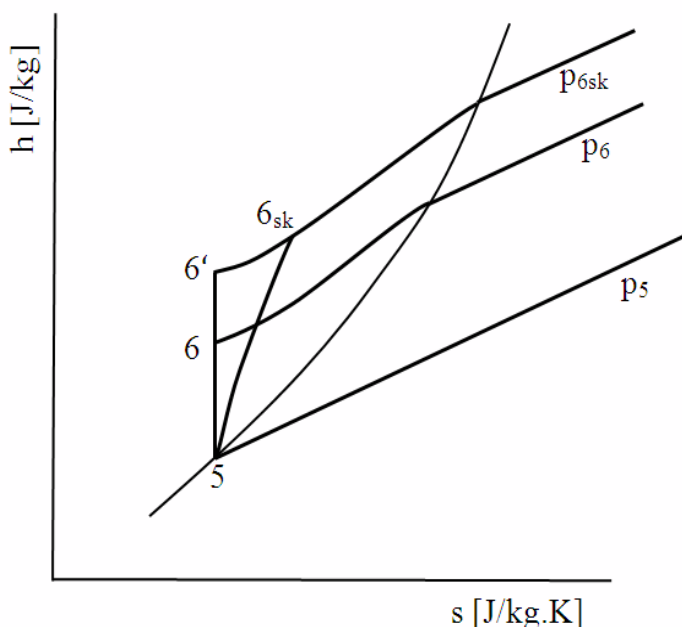
Vypočteme skutečný hmotnostní průtok páry

$$\dot{m}_{psk} = \frac{P_T}{a_{tsk}^T \cdot \eta_M \cdot \eta_G} \text{ [kg/s]}$$

$$\dot{m}_{psk} = \frac{50 \cdot 10^6}{1793,3 \cdot 10^3 \cdot 0,995 \cdot 0,98}$$

$$\dot{m}_{psk} = 28,6 \text{ [kg/s]}$$

Kondesátní čerpadlo má za úkol zvýšit tlak do 1MPa ale musí dodávat napájecí vodu s vyšším tlakem, aby byly pokryty ztráty při přívodu tepla a tlak na výstupu z odplynováku zůstal zachovaný. Předpokládáme, že tlakové ztráty budou 15%. Průběh zvýšení tlaku vody v kondensátním čerpadle je znázorněn na obr.16.



Obr.16 Zvýšení tlaku vody v kondensátním čerpadle

$$p_{6sk} = p_6 \cdot 1,15 = 1,15 \text{ [MPa]}$$

Pomocí účinnosti napájecího čerpadla zjistíme skutečnou hodnotu entalpie na výstupu z NČ.

$$\eta_{NČ} = \frac{a_t^{NČ}}{a_{tsk}^{NČ}}$$

$$\eta_{NČ} = \frac{h_6^* - h_5}{h_{6sk} - h_5}$$

$$h_{6sk} = h_5 + \frac{h_6^* - h_5}{\eta_{NČ}}$$

$$h_6^* = h_5 + v_5' (p_{6sk} - p_5) \text{ [J/kg]}$$

$$v_5'(t_4, x = 0) = 0,0010030 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$p_5(t_4) = 0,003170 \text{ [MPa]}$$

$$h_5 = h'_4$$

$$h_6^* = 104,84 \cdot 10^3 + 0,001003 \cdot (1,15 \cdot 10^6 - 3,17 \cdot 10^3)$$

$$h_6^* = 106 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{6sk} = 104,84 + \frac{106 - 104,84}{0,85}$$

$$h_{6sk} = 106,2 \text{ [kJ/kg]}$$

Napájecí čerpadlo musí dodávat napájecí vodu s vyšším tlakem, aby byly pokryty ztráty při přívodu tepla a tlak na vstupu do turbíny zůstal zachovaný. Předpokládáme, že tlakové ztráty budou 15%. Průběh zvýšení tlaku vody v napájecím čerpadle je podobný průběhu zvýšení tlaku kondensátního čerpadla.

$$p_{9sk} = p_8 \cdot 1,15 = 17,25 \text{ [MPa]}$$

Pomocí účinnosti napájecího čerpadla zjistíme skutečnou hodnotu entalpie na výstupu z NČ.

$$\eta_{NČ} = \frac{a_t^{NČ}}{a_{tsk}^{NČ}}$$

$$\eta_{NČ} = \frac{h_9^* - h_8}{h_{9sk} - h_8}$$

$$h_{9sk} = h_8 + \frac{h_9^* - h_8}{\eta_{NČ}}$$

$$h_9^* = h_8 + v'_8 (p_{9sk} - p_8) \text{ [J/kg]}$$

$$v'_8(t_8, x = 0) = 0,0011274 \text{ [m}^3\text{/kg]}$$

$$p_8(t_8) = 1 \text{ [MPa]}$$

$$h_8(t_8, x = 0) = 763,19 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_9^* = 763,19 \cdot 10^3 + 0,0011274 \cdot (17,25 \cdot 10^6 - 1 \cdot 10^6)$$

$$h_9^* = 781,51 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{9sk} = 763,19 + \frac{781,51 - 763,19}{0,85}$$

$$h_{9sk} = 784,74 \text{ [kJ/kg]}$$

Jak bylo uvedeno dříve, na vstupu do PG teplota voda by měla být 484° C. Pro dosažení takové teploty je třeba před PG zařadit jeden výparník, který by vypařoval vodu ještě před vstupem do PG. V rámci této práce návrhneme jenom regenerační výměníky, které by ohřívali vodu do 250° C. Výměníky budou směšovací: výměník, do kterého vstupuje pára z nízkotlaké části turbíny (NTO), odplynovák (O), výměník pro vysokotlakou část (VTO). Zvolíme tlak pro každý výměník, při kterém se bude proveden částečný odběr z turbíny: pro NTO  $p_N = 0,15 \text{ MPa}$ , pro O  $p_O = 1 \text{ MPa}$ , pro VTO  $p_V = 4 \text{ MPa}$ .

Výřešíme VTO. Na základě tepelné bilance sestavíme rovnice pro výpočet hmotnostního průtoku.

$$\dot{m}_V (h_V - h_{10}) \eta_v = (\dot{m}_{NV} - \dot{m}_V) \cdot (h_{10} - h_{9sk})$$

$$\dot{m}_V = \frac{\dot{m}_{NV}(h_{10} - h_{9sk})}{(h_V - h_{10})\eta_v + (h_{10} - h_{9sk})}$$

$$h_{10}(t_{10} = 250^\circ \text{C}, x = 0) = 1085,7 \text{ [kJ/kg]}$$

Vstupní tlak do VTO zvolíme  $p_{Vvs} = 4 \text{ [MPa]}$ . Spočteme entalpie na vstupu beze ztrát.

$$h_{V'}(p_V, s_1) = 3142,5 \text{ [kJ/kg]}$$

Najdeme skutečnou entropii  $h_O$  přes účinnost  $\eta_{td}^{VT}$ .

$$\eta_{td}^{VT} = \frac{a_{sk}^{VT}}{a_t^{VT}} = \frac{h_1 - h_V}{h_1 - h_{V'}}$$

$$h_V = h_1 - \eta_{td}^{VT} (h_1 - h_{V'}) \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_V = 3583,3 - 0,995 \cdot (3583,3 - 3142,5)$$

$$h_V = 3144,7 \text{ [kJ/kg]}$$

Dosadíme získané hodnoty a vypočteme hmotnostní průtok VTO.

$$\dot{m}_V = \frac{28,6 \cdot (1085,7 - 784,74)}{(3144,7 - 1085,7) \cdot 0,95 + (1085,7 - 784,74)}$$

$$\dot{m}_V = 3,81 \text{ [kg/s]}$$

Obdobným způsobem spočteme  $O$ .

$$\dot{m}_O (h_O - h_8) \eta_v = (\dot{m}_{NV} - \dot{m}_V - \dot{m}_O) \cdot (h_8 - h_7)$$

$$\dot{m}_O = \frac{(\dot{m}_{NV} - \dot{m}_V) \cdot (h_8 - h_7)}{(h_O - h_8) \eta_v + (h_8 - h_7)}$$

$$t_7(p_N) = 111,35^\circ \text{C}$$

$$h_7(p_7 = 1 \text{ MPa}, t_7) = 462 \text{ [kJ/kg]}$$

$$t_8(p_O) = 179,89^\circ \text{C}$$

$$h_8(t_8, x = 0) = 763,19 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{O'}(p_O, s_{3sk}) = 3328 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_O = h_3 - \eta_{td}^{NT} (h_3 - h_{O'}) \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_O = 3335,13 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_O = \frac{(28,6 - 3,81) \cdot (763,19 - 462)}{(3335,13 - 462) \cdot 0,95 + (763,19 - 462)}$$

$$\dot{m}_O = 2,46 \text{ [kg/s]}$$

Obdobným způsobem spočteme NTO.

$$\dot{m}_N (h_N - h_7) \eta_v = (\dot{m}_{NV} - \dot{m}_V - \dot{m}_O - \dot{m}_N) \cdot (h_7 - h_{6sk})$$

$$\dot{m}_N = \frac{(\dot{m}_{NV} - \dot{m}_V - \dot{m}_O) \cdot (h_7 - h_{6sk})}{(h_N - h_7) \eta_v + (h_7 - h_{6sk})}$$

$$h_7(t_7, x = 0) = 465,6 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_{N'}(p_N, s_{3sk}) = 2827,5 \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_N = h_3 - \eta_{td}^{NT} (h_3 - h_{N'}) \text{ [kJ/kg]}$$

$$h_N = 2844,64 \text{ [kJ/kg]}$$

$$\dot{m}_N = \frac{(28,6 - 3,81 - 2,46) \cdot (456,6 - 106,2)}{(2844,64 - 456,6) \cdot 0,95 + (456,6 - 106,2)}$$

$$\dot{m}_N = 2,99 \text{ [kg/s]}$$

Najdeme účinnost cyklu

$$\eta_t = 1 - \frac{|q_{od}|}{q_{př}} = 1 - \frac{|\dot{Q}_{od}|}{\dot{Q}_{př}}$$

$$\dot{Q}_{př} = \dot{m}_{NV} \cdot (h_1 - h_{10})$$

$$\dot{Q}_{př} = 28,6 \cdot (3583,3 \cdot 10^3 - 1085,7 \cdot 10^3) \text{ [W]}$$

$$\dot{Q}_{př} = 71431360 \text{ [W]}$$

$$\dot{Q}_{od} = (\dot{m}_{NV} - \dot{m}_V - \dot{m}_O - \dot{m}_N) \cdot (h_5 - h_{4sk})$$

$$\dot{Q}_{od} = (28,6 - 3,81 - 2,46 - 2,99) \cdot (104,84 \cdot 10^3 - 2359,57 \cdot 10^3)$$

$$\dot{Q}_{od} = -43606475,2 \text{ [W]}$$

$$\eta_t = 1 - \frac{43606475,2}{71431360}$$

$$\eta_t = 0,3895$$

Účinnost cyklu je 38,95%

## 7 Závěr

Cílem první části této práce bylo vypracování přehledu MSR systémů. Jeden z úkolů takových systémů je použití paliva, které je pro klasické jaderné reaktory vyhořelé. Taková cesta vede ke snížení radiačního zatížení, které je vyvoláno zbytkovou radioaktivitou použitého paliva. Jak zní z názvu, MSR systémy používají roztavené soli jako moderátor a chladič. MSR systémy jsou navrženy jako tříokruhové. Hlavním cílem takového uspořádání je bezpečnost. Sůl v primárním okruhu má v sobě rozpuštěný uran a jiné radioaktivní látky. Takže při výměně tepla s vodou by docházelo k zamoření vody, což není žádoucí v každém případě. Proto primární sůl se vyměňuje teplem se sekundární soli, která obsahuje prvky absorbující zbytkové neutrony a nepřináší radioaktivní látky.

Při výzkumu, který začal ještě před 40 lety, byly vyzkoušeny různé soli jako nosiče tepla pro MSR systémy, a některé byly použity v reálných projektech. Hlavními přednostmi roztavených solí jsou vysoká tepelná kapacita. U některých solí index  $\rho c_p$  je vyšší než u vody. To říká o jejich lepší schopnosti přenášet teplo. Roztavené soli pracují při malých tlacích a teploty varu dochází až do  $1500^\circ\text{C}$ . Této parametry přináší další výhody pro regulaci reaktoru a udržování požadovaných vlastností při provozu elektrárny. Z hlediska bezpečnosti roztavené soli také mají určité výhody. Tak například havarijní situace primární směs vyteče z nádoby dnem reaktoru pomocí pojistné klapky do speciálních nádrže a ztuhne se. Tím pádem nedojde k úniku radioaktivních látek, které zůstanou rozpuštěné ve směsi. Ale jedním podstatným záporem je, že sůl při styku s vodou vyvolá exotermickou reakci. To klade určité nároky na těsnost spojení a svárů, při výrobě a údržbě reaktoru.

MSR systémy se mohou používat pro výrobu vodíku. Při průmyslové výrobě vodíku je zapotřebí dodržovat teplotu od  $800^\circ\text{C}$  a výše. Při výzkumu bylo zjištěno, že sůl  $8\text{NaF}-92\text{NaBF}_4$ , která byla vybrána pro danou práci, není vhodná, protože při teplotě  $720^\circ\text{C}$  se složka  $\text{NaBF}_4$  začíná rozkládat.

Pro výběr vhodného parního generátoru pro zadanou úlohu bylo položeno několik požadavků. Typ parního generátoru, který byl navržen a vyvinut v ČR a následně použit na výzkumném ruském reaktoru, splňuje potřebné požadavky.

Druhou částí práce byl výpočet Rankin-Clausiusova cyklu při vstupní teplotě páry  $600^\circ\text{C}$ . Výpočet základního cyklu byl proveden pro různé vstupní tlaky. Hlavní úkolem bylo ověřit, že při snížení vstupního tlaku výrazně roste objemový průtok a účinnost cyklu přitom klesá jenom mírně. Z hlediska účinnosti je třeba zvyšovat vstupní parametry páry. Na příklad nadkritické parametry  $25\text{MPa}$  a  $600^\circ\text{C}$  by bylo vhodné nastavit pro turbínu  $700\text{MW}$  a výše, které se používají při běžném provozu elektráren. Ale v zadání výkon turbíny je omezen  $50\text{MW}$ . Při nadkritických parametrech objemový průtok bude velmi malý a lopatky prvních stupňů turbíny by měli být řádově milimetry. Z jedné strany podobné lopatky skoro nelze vyrobit, z druhé – malé lopatky snižují účinnost turbíny. Proto byl zvolen vstupní tlak  $15\text{MPa}$ .

Dále byl navržen pracovní režim terciálního oběhu a proveden výpočet jeho účinnosti. Jak bylo uvedeno v oddílu o koncepci parního oběhu, pro zaručenou stabilitu oběhu je nutno, aby do parního generátoru vstupovala pára o teplotě  $484^\circ\text{C}$ . Takový požadavek lze dosáhnout jenom regeneračním ohřevem. Z hlediska nákladu regenerační výměníky podstatně zvyšují cenu celého cyklu. Většinou při malých výkonech se podobné zařízení nepoužívá, ale v rámci školní úlohy byl proveden výpočet s přihlíváním a regeneraci. Jednou z možností dosáhnout požadované teploty mohlo být použití odběrové turbíny oproti kondenzační.

Je naděje, že v budoucnu MSR systémy budou běžnou záležitostí jako teď PWR.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] BARDET, P., BLADFORD, E. *Design, Analysis and Development of the Modular PB-ANTR*, proceedings of ICAPP'08 (2008 International Congress on Advances in Nuclear Power Plants)
- [2] BOLES, N.A. *Thermodynamic: An Engineering Approach*, Mcgraw-Hill College, 2001, ISBN-10: 0072383321
- [3] DUBŠEK, F. *Jaderná energetika*, 1994, 2., dopl. vyd, česky, Fakulta strojní VUT v PC-DIR / Učební texty vysokých škol, Brno, 216 stran, ISBN: 8021408332
- [4] HEWITT, G.F., SHIRES, G.L., *Process Heat Transfer*, CRC Press, Boca Raton, New York, 1994
- [5] MAREŠ, R. *Tabulky termodynamických vlastností vody a vodní páry*, Západočeská univerzita v Plzni, Plzeň, 2008
- [6] MATAL, O., ŠIMO, T. *Přehled MSR systémů a komponent*, Správa úložišť radioaktivních odpadů, ENERGOVÝZKUM, Prosinec 2003
- [7] MATAL, O., DUBŠEK, F. *Mezivýměníky, parní generátory a čerpadla na roztavené soli*, seminář „Možnosti využití vyhořelého paliva technologií ADTT“, ČEZ-Jaderná elektrárna Dukovany, 1999
- [8] MATAL, O., DUBŠEK, F. *Steam generator heated by molten salt for a transmutor system*, 4th International Symposium INOVACE 97, Prague, 1997
- [9] MATAL O., FIEDLER J.: *Parní oběh demonstračního zařízení transmutoru*, seminář „Možnosti využití vyhořelého paliva technologií ADTT“, ČEZ-Jaderná elektrárna Dukovany, 1999
- [10] MICHEEV, M. A. *Základy sdílení tepla*, Praha, 1952
- [11] ŠESTÁK, J., ŽITNÝ, R. *Tepelné pochody II*, ČVUT, 2000 s.62
- [12] SOHAL, M.S. et all *Engineering Database of Liquid Salt Thermophysical and Thermochemical Properties*, INL, March 2010
- [13] VALENTA, V. *Bezpečnost nových jaderných reaktorů*, 2010
- [14] WILLIAMS, D. F. *Assessment of Candidate Molten Salt Coolants for the NGNP/NHI Heat-Transfer Loop*, Springfield: ORNL, 2006.
- [15] ŽITEK, P. *Výkon a účinnost Rankin-Clausiova cyklu sekundárního okruhu vysokoteplotní jaderné elektrárny IV. generace*, Západočeská univerzita v Plzni, 2007



## Seznam obrázků

<i>Obr.1</i>	<i>Principiální schéma tříokruhového řešení MSR systému.....</i>	10
<i>Obr.2</i>	<i>Navrhovaný parní generátor pro MSBR 1000.....</i>	12
<i>Obr.3</i>	<i>Schéma parního generátoru pro MSR-Burner.....</i>	14
<i>Obr.4</i>	<i>Principiální schéma uspořádání článků PG pro DEMO 50.....</i>	16
<i>Obr.5</i>	<i>Přijatelné koncepce parních generátoru pracujících s rostavenou soli.....</i>	16
<i>Obr.6</i>	<i>Fázový diagram soli NaF-NaBF<sub>4</sub>.....</i>	21
<i>Obr.7</i>	<i>Průběh tepelného toku a součinitele přestupu tepla při varu vody vzhledem k teplotovému spádu.....</i>	22
<i>Obr.8</i>	<i>Vypařování bublinkové a blánové v závislosti na teplotě stěny <math>T_w</math>.....</i>	22
<i>Obr.9</i>	<i>Zjednodušené schéma terciálního cyklu.....</i>	25
<i>Obr.10</i>	<i>Rankin-Clausiiův oběh v <math>T</math>-s a <math>h</math>-s diagaramu vody/vodní páry pro nadkritické parametry.....</i>	26
<i>Obr.11</i>	<i>Rankin-Clausiiův oběh v <math>T</math>-s a <math>h</math>-s diagaramu vody/vodní páry pro podkritické parametry.....</i>	28
<i>Obr.12</i>	<i>Návrh pracovního režimu terciálního oběhu v <math>T</math>-s diagramu.....</i>	32
<i>Obr.13</i>	<i>Schéma terciálního oběhu.....</i>	33
<i>Obr.14</i>	<i>Průběh expanze ve vysokotlaké části turbíny.....</i>	34
<i>Obr.15</i>	<i>Průběh expanze v nízkotlaké části turbíny.....</i>	35
<i>Obr.16</i>	<i>Zvýšení tlaku vody v kondensátním čerpadle.....</i>	36

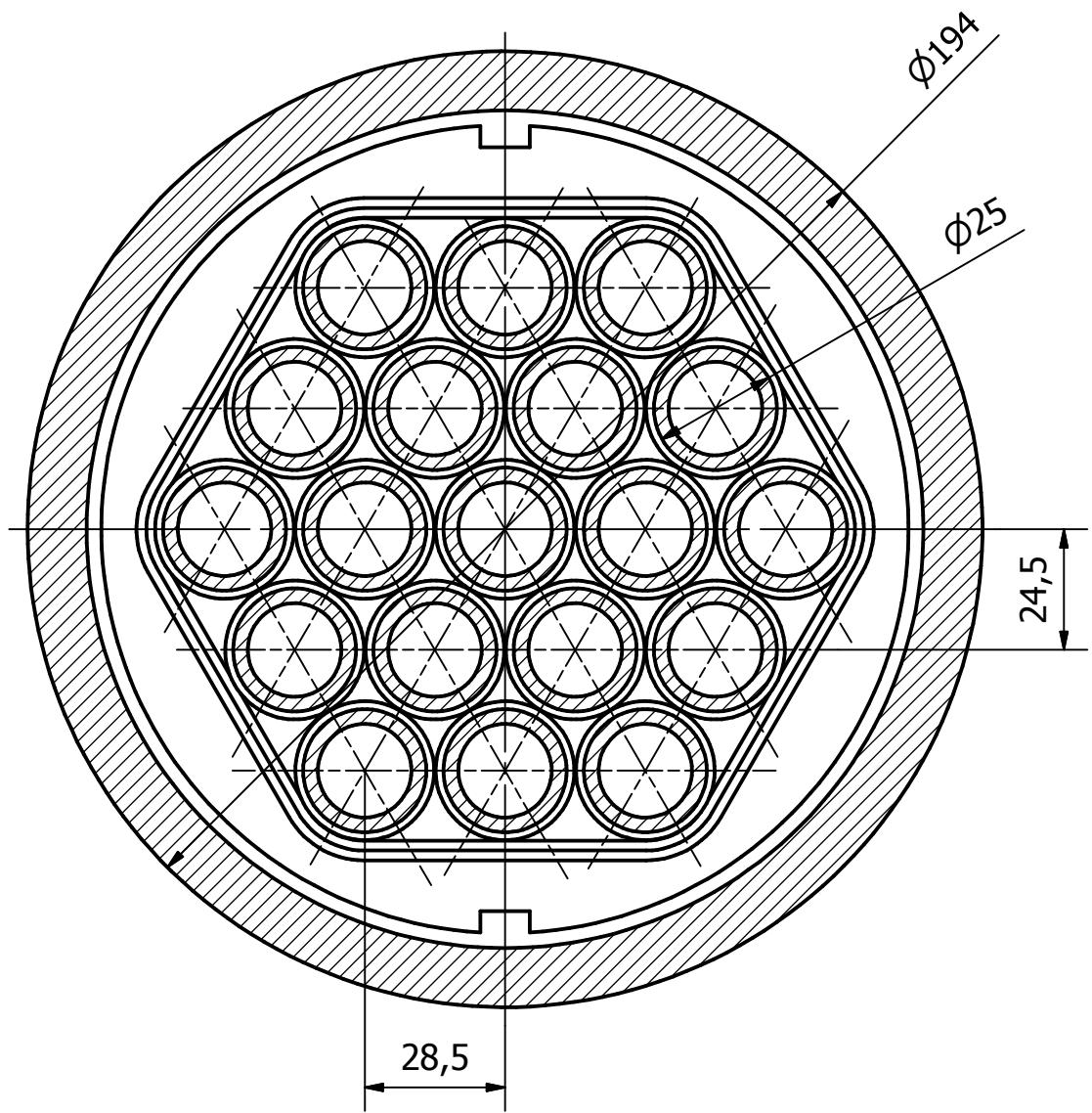
## Seznam tabulek

<i>Tab.1 Návrhové základní parametry parních generátorů systému MSBR 1000.....</i>	13
<i>Tab.2 Návrhové základní parametry přehříváku páry systému MSBR 1000.....</i>	13
<i>Tab.3 Základní parametry PG pro MSR-Burner.....</i>	14
<i>Tab.4 Vstupní (návrhové) parametry PG pro DEMO 50.....</i>	16
<i>Tab.5 Porovnání termofyzikálních vlastností primárního a sekundárního chladiva s jinými chladivy a materiály (hodnoty pro 700° C, pro vodu 290° C).....</i>	20
<i>Tab.6 Závislost hmotnostního průtoku na tlaku.....</i>	31
<i>Tab.7 Závislost objemového průtoku na tlaku.....</i>	31

## Seznam příloh

Příloha č.1

Výkres – Řez článkem OPG



Designed by	Checked by	Approved by	Date	Date	
				25.06.2015	
			Řez OPG		Edition Sheet <b>1 / 1</b>