

# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# POROVNÁNÍ KONCEPCE OHŘÍVÁKŮ NAPÁJECÍ VODY PRO JADERNÉ ELEKTRÁRNY

COMPARISON OF THE CONCEPT NUCLEAR POWER PLANTS FEEDWATER HEATERS

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Michal Špaček**

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Pavel Milčák**

**BRNO 2023**



## Zadání diplomové práce

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

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

### **Porovnání koncepce ohříváků napájecí vody pro jaderné elektrárny**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Jaderná energetika má v rámci trvalé udržitelnosti nezpochybnitelné místo. V současnosti je ve světě ve fázi výstavby přibližně padesát reaktorů. Koncepční návrhy jaderných zdrojů jsou založeny na bilančním výpočtu energií a médií včetně předběžného návrhu hlavních zařízení. Koncepční návrh provedení výměníků pro regeneraci tepla je důležitý a má vliv na dispozici strojeovny.

#### **Cíle diplomové práce:**

- stručný úvod do jaderné energetiky,
- základní návrh technologické koncepce jaderného zdroje, výpočet tepelného schématu,
- tepelný výpočet ohříváků nízkotlaké a vysokotlaké regenerace pro vertikální a horizontální provedení,
- základní rozměrový návrh pro oba typy provedení.

#### **Seznam doporučené literatury:**

KRBEK, Jaroslav. Projektování tepelných centrál. Brno: VUT Brno, 1986, 252 s.

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

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

KLIK, František a Jaroslav DALIBA. Jaderná energetika. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 189 s. : il. ; 30 cm. ISBN 80-01-02550-0.

DUBŠEK, František. Jaderná energetika. Brno: PC DIR, 1994, 209 s. ISBN 80-214-0538-4.

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

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

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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

## **ABSTRAKT**

Tématem této diplomové práce je porovnání koncepce ohříváků napájecí vody v jaderné elektrárně. Na úvod je sepsána stručná rešerše, ve které jsou popsány typy jaderných reaktorů a systém regenerace tepla. V další části práce je navrženo tepelné schéma jaderné elektrárny a parametry zjištěné při návrhu jsou dále využity pro tepelný výpočet regeneračního ohříváku nízkotlaké i vysokotlaké regenerace. Tepelný výpočet je proveden pro horizontální i vertikální provedení. Na závěr je pro obě provedení proveden základní rozměrový návrh a tyto provedení jsou vzájemně porovnány.

### **Klíčová slova**

Jaderná energetika, regenerace tepla, tepelné schéma, regenerační ohřívák

## **ABSTRACT**

The topic of this master thesis is comparison of the concept nuclear power plants feedwater heaters. At the beginning, a brief recherche is written in which the types of nuclear reactors and the heat regeneration system are described. In the next part of the thesis, the heat balance diagram of the nuclear power plant is proposed and the parameters found in the design are further used for the thermal calculation of the feedwater heater of low and high pressure regeneration. The thermal calculation is performed for both horizontal and vertical designs. Finally, a basic dimensional design is made for both designs and these designs are compared with each other.

### **Key words**

Nuclear power, heat regeneration, heat balance diagram, feedwater heater

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

ŠPAČEK, Michal. *Porovnání koncepce ohříváků napájecí vody pro jaderné elektrárny*. Brno, 2023. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/148868>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

## PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Porovnání koncepce ohříváků napájecí vody pro jaderné elektrárny** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....  
Datum

\_\_\_\_\_  
Bc. Michal Špaček

## **PODĚKOVÁNÍ**

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce Ing. Pavlu Milčákovi za odborné vedení, cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování této závěrečné práce.



## OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Úvod do jaderné energetiky.....	12
1.1 Typy jaderných reaktorů.....	12
1.1.1 Reaktory chlazené vodou.....	12
1.1.2 Reaktory chlazené plynem.....	14
1.1.3 Rychlé (množivé) reaktory chlazené tekutými kovy.....	15
1.2 Základní schémata a koncepce jaderných elektráren.....	15
1.2.1 Jednookruhové elektrárny.....	16
1.2.2 Dvouokruhové elektrárny.....	17
1.2.3 Tříokruhové elektrárny.....	17
2 Regenerace tepla.....	19
2.1 Typy regeneračních ohříváků.....	20
2.1.1 Směšovací ohřívák.....	20
2.1.2 Povrchový ohřívák.....	20
3 Návrh technologické koncepce jaderného zdroje.....	23
3.1 Návrh kondenzátoru a chladicího okruhu.....	24
3.2 Návrh nízkotlaké regenerace a napájecí nádrže.....	24
3.3 Návrh kondenzátního čerpadla a tlakových ztrát nízkotlaké regenerace.....	25
3.4 Návrh napájecího čerpadla a tlakových ztrát vysokotlaké regenerace.....	27
3.5 Návrh vysokotlaké regenerace.....	28
3.6 Návrh vysokotlakého a nízkotlakého dílu turbíny.....	28
3.7 Návrh separátoru a dvoustupňového přehříváku.....	32
3.8 Určení parametrů pracovní látky v regeneračním systému.....	33
3.9 Teplené schéma s výslednými parametry.....	35
3.10 Výpočet tepelné a hmotnostní bilance.....	35
4 Tepelný výpočet regeneračního ohříváku NTO4.....	40
4.1 Výpočet výkonu výměníku.....	41
4.2 Výpočet počtu trubek.....	41
4.3 Horizontální provedení.....	42
4.3.1 Kondenzační část.....	42
4.3.2 Chladič kondenzátu.....	48
4.3.3 Výsledné parametry horizontálního NTO4.....	52
4.4 Vertikální provedení.....	53
4.4.1 Kondenzační část.....	53
4.4.2 Chladič kondenzátu.....	55
4.4.3 Výsledné parametry vertikálního NTO4.....	57
4.5 Porovnání horizontálního a vertikálního provedení.....	57
5 Tepelný výpočet regeneračního ohříváku VTO2.....	58
5.1 Výpočet výkonu výměníku a počtu trubek.....	59
5.2 Horizontální provedení.....	59

5.2.1	Kondenzační část .....	59
5.2.2	Chladič kondenzátu .....	60
5.2.3	Výsledné parametry horizontálního VTO2 .....	61
5.3	Vertikální provedení .....	62
5.3.1	Kondenzační část .....	62
5.3.2	Chladič kondenzátu .....	63
5.3.3	Výsledné parametry vertikálního VTO2 .....	64
5.4	Porovnání horizontálního a vertikálního provedení .....	64
6	Základní rozměrový návrh regeneračních ohříváků .....	65
	ZÁVĚR .....	67
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....	68
	SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN .....	70

## ÚVOD

Jaderná energetika hraje již několik desetiletí významnou roli při výrobě elektrické energie, a to jak ve světě, tak i v České republice. V současnosti je celosvětově provozováno více než 400 jaderných reaktorů různých typů, z toho 6 jaderných reaktorů se nachází v České republice. Pracovní látkou v jaderných elektrárnách je, stejně jako u klasických tepelných elektráren, voda a vodní pára. Pracují tedy podle Rankin–Clausiova cyklu. Ke zvýšení účinnosti tohoto cyklu se používá několik metod, z nichž jedna je regenerace tepla. Spočívá v tom, že se část vyexpandované páry odebere z parní turbíny a přivede se do tepelných výměníků – regeneračních ohříváků, kde předává své teplo napájecí vodě. Snižuje se tak potřeba tepla, které je nutné předat napájecí vodě v parogenerátoru. Regenerační ohříváky se dělí na nízkotlaké a vysokotlaké a mohou být buď horizontální nebo vertikální.

První dvě kapitoly této práce jsou rešeršní. První kapitola je věnována jaderné energetice a jsou v ní stručně popsány jednotlivé typy jaderných reaktorů a schémata jaderných elektráren na základě počtu okruhů. V druhé kapitole je popsán význam systému regenerace tepla a jednotlivé typy regeneračních ohříváků.

Předmětem třetí kapitoly je návrh tepelného schématu jaderného zdroje o výkonu 1000 MW, kdy jsou postupně spočítány parametry pracovního média v jednotlivých uzlových bodech v celém sekundárním okruhu.

Následující dvě kapitoly se věnují tepelnému výpočtu regeneračního ohříváku nejdříve nízkotlaké a poté i vysokotlaké regenerace. Výsledkem je určení teplosměnné plochy a délky trubek ve výměníku. Výpočet je proveden pro horizontální i vertikální provedení a na závěr jsou tyto provedení vzájemně porovnána.

V poslední kapitole je na základě hodnot získaných tepelným výpočtem vypracován návrh základních rozměrů regeneračních ohříváků pro oba typy provedení.

## 1 Úvod do jaderné energetiky

Jaderné elektrárny jsou svým principem podobné klasickým tepelným elektrárnám, k výrobě elektřiny ale využívají energii uvolňovanou štěpením atomů některých prvků. V počátcích, během 2. světové války, byl jaderný výzkum zaměřen na výrobu bomb. Ke spuštění prvních jaderných elektráren, a tedy ke komerčnímu využití jaderné energie, došlo až v 50. letech 20. století [10]. Jaderná energetika poté zaznamenala prudký rozvoj, který byl ale utlumen po haváriích v elektrárnách Three Mile Island a Černobyl [8]. V roce 2021 vyrobily jaderné elektrárny celosvětově 2653 TWh elektřiny a s podílem 10 % se tak staly druhým největším nízkouhlíkovým zdrojem. V současné době, v dubnu 2023, je na celém světě v provozu 435 reaktorů o instalovaném výkonu zhruba 391 GW a dalších 59 reaktorů o celkovém výkonu necelých 62 GW je ve výstavbě [10].

V České republice se nachází dvě jaderné elektrárny, Dukovany a Temelín, o instalovaném výkonu 4290 MW. První jadernou elektrárnou na území České republiky byla jaderná elektrárna Dukovany. Skládá se ze čtyř tlakovodních reaktorů VVER-440, každý o výkonu 510 MW, a do provozu byla uvedena v letech 1985–1987 [11]. Temelínská jaderná elektrárna obsahuje dva tlakovodní reaktory VVER-1000 a s instalovaným výkonem 2x1125 MW se jedná o nejvýkonnější jadernou elektrárnu v Česku [12]. V roce 2021 tyto dvě jaderné elektrárny vyrobily 30,7 TWh elektrické energie, což z nich s podílem 36 % na výrobě dělá druhý nejvyužívanější zdroj hned po uhlí [13].

### 1.1 Typy jaderných reaktorů

Vývoj jaderných reaktorů probíhá již několik desetiletí a za tuto dobu bylo zvažováno několik desítek typů reaktorů. Většina z těchto typů se však dostala pouze do stádia projektu nebo byl vybudován jen výzkumný prototyp o malém výkonu. Typy, které se nakonec prosadily ve velké energetice, lze rozdělit do tří velkých skupin [9]:

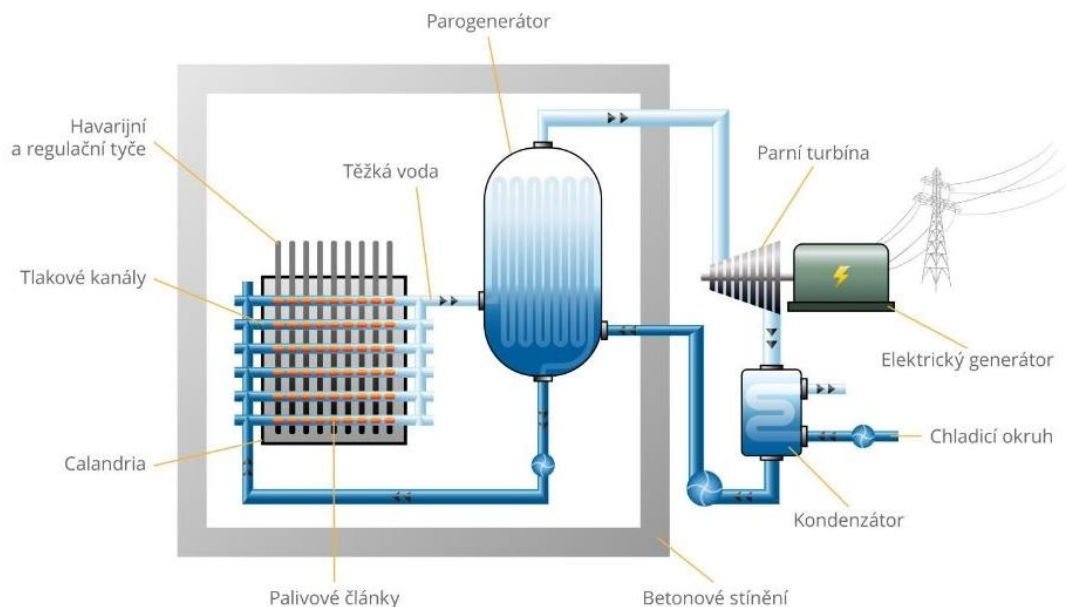
- Reaktory chlazené vodou ( $H_2O$ ,  $D_2O$ )
- Reaktory chlazené plynem ( $CO_2$ , He)
- Reaktory chlazené tekutými kovy (Na)

#### 1.1.1 Reaktory chlazené vodou

##### Tlakovodní reaktory

Tlakovodní reaktory označované PWR (Pressurized light-Water moderated and cooled Reactor), respektive ruský typ VVER (Vodo-Vodjanoj Energetičeskij Reaktor), jsou chlazené a moderované klasickou vodou ( $H_2O$ ) a v současnosti se jedná o nejrozšířenější typ, tvoří asi 60 % všech energetických reaktorů. Jako palivo se používá obohacený uran ve formě tabletek oxidu uraničitého ( $UO_2$ ), které jsou poskládány do palivových tyčí [14]. Reaktor PWR byl v komerční elektrárně poprvé spuštěn v roce 1961, jednalo se o americkou elektrárnu Yankee, která měla výkon 134 MW. Postupným vývojem se výkon zvýšil až na současné hodnoty převyšující 1000 MW. Ruský typ VVER se zpočátku v mnohém od reaktorů v USA odlišoval (např. primární okruh, parametry paliva, regulační prvky). Typ VVER-1000 se svým konstrukčním pojetím a řešením jednotlivých komponent více přiblížil koncepcím rozvíjenými západními zeměmi [9].

Zvláštním typem tlakovodního reaktoru je těžkovodní reaktor PHWR (Pressurised Heavy Water Reactor). Tento typ využívá jako chladiivo a moderátor těžkou vodou ( $D_2O$ ) a byl vyvinut v Kanadě pod označením CANDU (Canadian Deuterium Uranium). S podílem 11 % se jedná o třetí nejčastěji provozovaný typ reaktoru a mimo Kanady je postaven například v Indii, Argentíně či Rumunsku [14]. Charakteristické znaky tohoto reaktoru jsou horizontální nízkotlaká reaktorová nádoba, palivo z přírodního uranu a jeho kontinuální výměna [9].

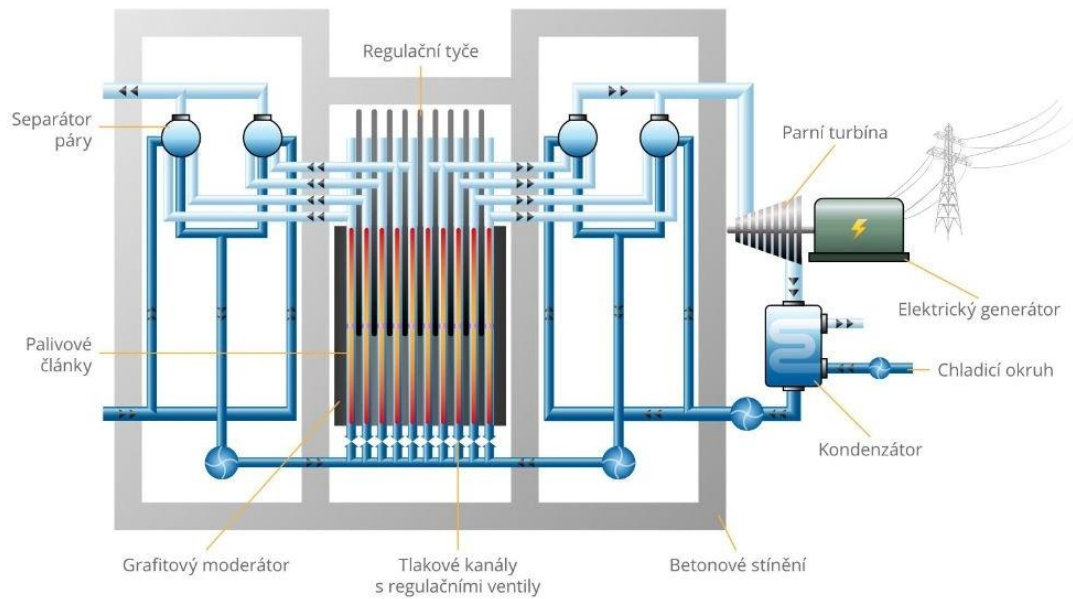


Obr. 1.1 Těžkovodní reaktor CANDU [14]

### Varné reaktory

Druhým nejvíce používaným typem v jaderných elektrárnách je varný reaktor BWR. Tvoří 18 % z celkového počtu komerčně využívaných reaktorů. Palivem je mírně obohacený uran, který je ve formě tabletek oxidu uraničitého seskládán do palivových tyčí. Jako moderátor a chladivo se stejně jako u reaktorů PWR využívá obyčejná voda. Na rozdíl od tlakovodních reaktorů se ale ohřívá až do bodu varu a ve formě páry se hromadí v horní části reaktoru. Zde se pára zbaví vlhkosti a je přiváděna přímo na turbínu [14].

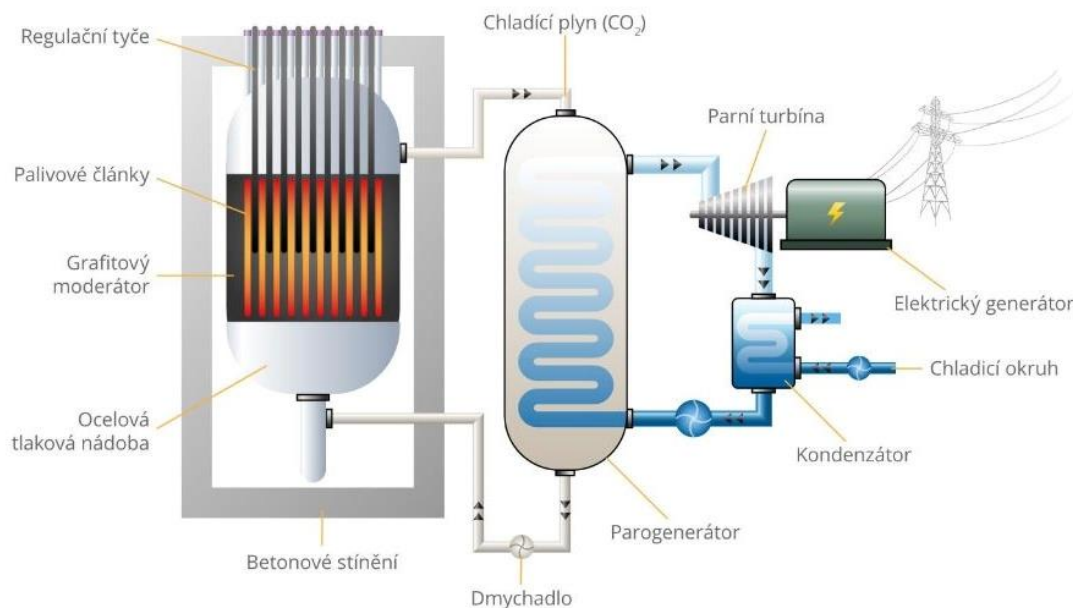
Mezi varné reaktory patří také reaktor RBMK (Reaktor Bolšoj Moščnosti Kanalnyj) provozovaný pouze na území bývalého SSSR. V současnosti se tento typ již nikde nestaví a není plánována ani jeho výstavba. První sovětská jaderná elektrárna v Obninsku využívala právě tento typ reaktoru a reaktor RBMK byl instalován rovněž v jaderné elektrárně Černobyl. Chladivem je obyčejná voda proudící technologickými tlakovými kanály, ve kterých jsou instalovány palivové tyče. Technologické kanály jsou obklopeny grafitem, který slouží jako moderátor. Pára vzniká přímo v tlakových kanálech a po separaci vlhkosti je vedena na turbínu [14].



Obr. 1.2 Reaktor typu RBMK [14]

### 1.1.2 Reaktory chlazené plynem

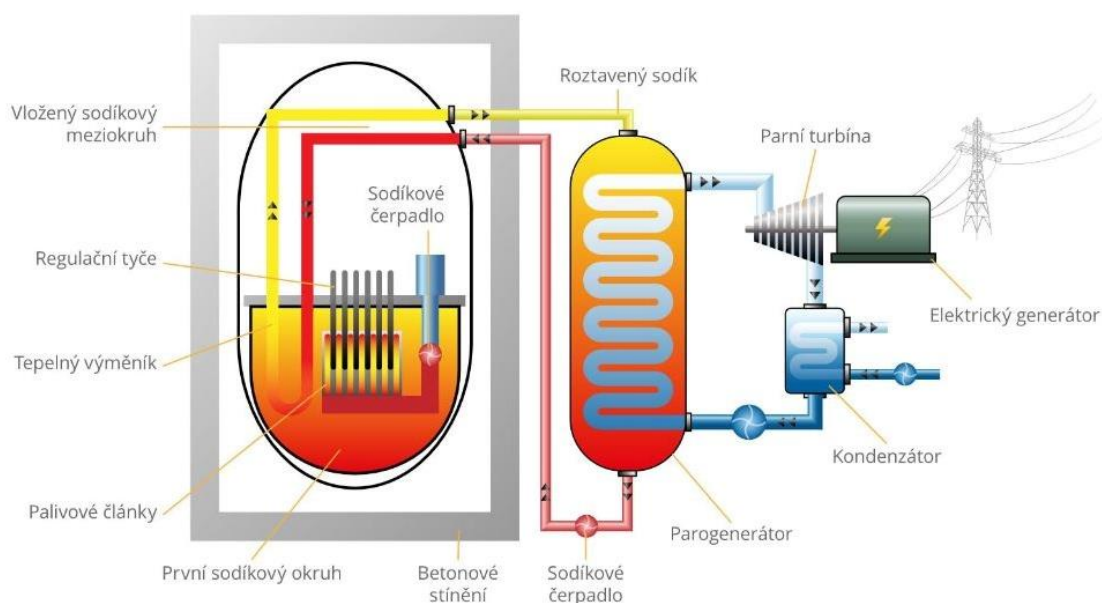
Plynem chlazené reaktory GCR (Gas Cooled Graphite Moderated Reactor) byly vyvíjeny již na počátku rozvoje jaderné energetiky a největšího rozvoje dosáhl typ MAGNOX. Tento typ byl provozován hlavně ve Velké Británii a jako palivo využíval přírodní kovový uran povlečený hořčíkovou slitinou (MAGNOX). Palivové tyče procházely kanály vytvořenými v moderátoru (grafitu) a výměna paliva probíhala za provozu. Používaným chladivem byl oxid uhličitý ( $\text{CO}_2$ ), který v parogenerátoru předával teplo vodě sekundárního okruhu [14]. Ve snaze vylepšit výstupní parametry chladiva byl ve Velké Británii vyvinut pokročilý plynem chlazený reaktor AGR (Advanced Gas cooled graphite moderated Reactor), přičemž došlo ke změně u palivového článku. AGR používá obohacené palivo ve formě tabletek z  $\text{UO}_2$  a povlaková trubka palivového článku je z nerezové oceli [9].



Obr. 1.3 Plynem chlazený reaktor MAGNOX GCR [14]

### 1.1.3 Rychlé (množivé) reaktory chlazené tekutými kovy

Rychlý množivý reaktor FBR (Fast Breeder Reactor) byl vyvíjen už od konce 40. let 20. století a v 70. a 80. letech došlo ke zprovoznění několika prototypů velkých výkonů (anglický reaktor PFR, sovětské BN-350 a BN-600 a francouzské Phénix a Super Phénix). Společným znakem těchto prototypů bylo sodíkové chlazení a tříokruhové uspořádání tepelného schématu [9]. V současnosti je tento typ komerčně provozován například v Rusku (BN-800). Jako palivo slouží plutonium ve směsi oxidů plutoničitého ( $\text{PuO}_2$ ) a uraničitého ( $\text{UO}_2$ ). Označení množivý znamená, že reaktor v průběhu provozu vyprodukuje více plutonia (paliva), než kolik spotřebuje. Jelikož se ke štěpení využívají tzv. rychlé neutrony, tak reaktor ke svému provozu nepotřebuje moderátor. Zvláštností tohoto typu reaktoru je vložený okruh, který stejně jako primární okruh pracuje s roztaveným sodíkem. Sodík v tomto okruhu odebírá teplo z primárního okruhu a proudí do parogenerátoru, kde předává teplo do klasického parního okruhu [14].



Obr. 1.4 Rychlý množivý reaktor FBR [14]

## 1.2 Základní schémata a koncepce jaderných elektráren

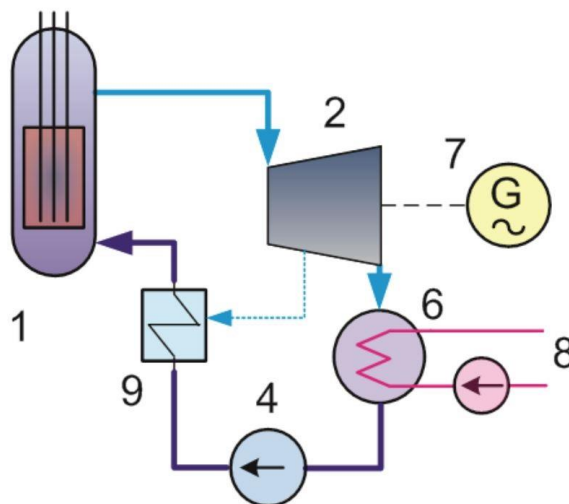
Podle typu použitého reaktoru má každá jaderná elektrárna odlišné uspořádání a parametry hlavních technologických okruhů, tzv. tepelné schéma. Existují různá kritéria, podle kterých lze tepelná schémata klasifikovat. Obvykle se dělí na základě počtu okruhů teplonosného média mezi reaktorem a turbínou, typu pracovního média v turbíně a typu chladiva. V praxi se osvědčily následující základní koncepce jaderných elektráren [8]:

- jednookruhová s lehkou vodou jako chladivem a s parní turbínou (elektrárny s varnými reaktory typu BWR a LWGR/RBMK)
- dvouokruhová s lehkou nebo těžkou vodou jako chladivem a s parní turbínou (elektrárny s reaktory typu PWR, PHWR)
- dvouokruhová s plyným chladivem ( $\text{CO}_2$ ) a s parní turbínou (elektrárny s reaktory typu GCR, Magnox)

- tříokruhová s vloženým okruhem a parní turbínou, jako chladivo reaktoru je použit tekutý kov (sodík), teplosměnnou látkou vloženého okruhu je sodík nebo jeho slitina (elektrárny s rychlými reaktory – FBR)

### 1.2.1 Jednookruhové elektrárny

Schéma jednookruhové jaderné elektrárny je znázorněno na Obr. 1.5, tato koncepce připomíná klasickou tepelnou elektrárnu, akorát místo kotle je použit jaderný reaktor. Ve varném reaktoru je vyráběna vodní pára, která je přiváděna na parní turbínu, chladivo reaktoru tedy vykonává i funkci pracovní látky v turbíně. Speciálním typem je jednookruhová koncepce s plynovou turbínou. Tyto elektrárny se však více neprosadily, protože k docílení účinnosti srovnatelné s parní turbínou je nutná vysoká teplota pracovního média (až 800 °C), což je z pohledu provozu reaktoru problematické z hlediska bezpečnosti a technologické náročnosti [8].



Obr. 1.5 Jednookruhové uspořádání s parní turbínou [8]

Legenda: 1) reaktor, 2) turbína, 4) cirkulační čerpadlo, 6) kondenzátor, 7) generátor, 8) chladicí okruh, 9) regenerační ohřívák

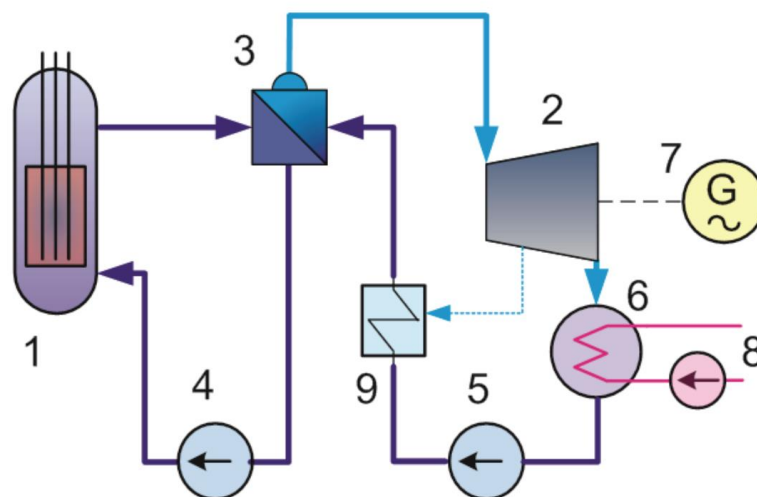
Jednookruhové uspořádání jaderných elektráren má výhodu v jednodušším tepelném cyklu a vyšší účinnosti, protože se eliminují ztráty, které vznikají v tepelných výměnících a souvisejících technologiích [8]. Další výhodou je, že tlak na výstupu z reaktoru je stejný jako tlak pracovní páry. Nádoba reaktoru se tak ve srovnání s dvouokruhovými elektrárnami nemusí konstruovat na tak vysoký tlak, který je nutný pro dosažení vyšší výstupní teploty vody potřebné pro výrobu páry v sekundárním okruhu [9]. Zároveň je možné dosáhnout vyšších parametrů páry na vstupu do turbíny [8].

Nevýhodou jednookruhových elektráren je průchod radioaktivního chladiva přes všechny hlavní části jaderné elektrárny, což vyžaduje speciální bezpečnostní opatření a vyšší požadavky na životnost a spolehlivost. Následkem toho je kontaminace zařízení strojovny, které je obvykle během provozu nepřístupné. I přes úspory vzniklé jednodušším schématem tak dochází k nárůstu celkových investičních nákladů [8].



### 1.2.2 Dvouokruhové elektrárny

Dvouokruhové elektrárny, jejichž schéma je zobrazeno na Obr. 1.6, jsou nejvíce využívaným typem jaderných elektráren. Na rozdíl od jednookruhové koncepce obsahuje dvouokruhové uspořádání komponentu navíc – parogenerátor, který odděluje primární okruh od sekundárního a vyrábí páru pro parní turbínu. Jelikož je primární okruh separovaný od zbytku elektrárny, tak lze použít různé druhy chladiva reaktoru. Díky absenci radioaktivity v sekundárním okruhu se ve strojovně využívají jednodušší bezpečnostní systémy než u jednookruhového uspořádání. Tyto systémy zde slouží pouze pro případ narušení těsnosti parogenerátoru a úniku aktivních látek z primárního okruhu do sekundárního [8].

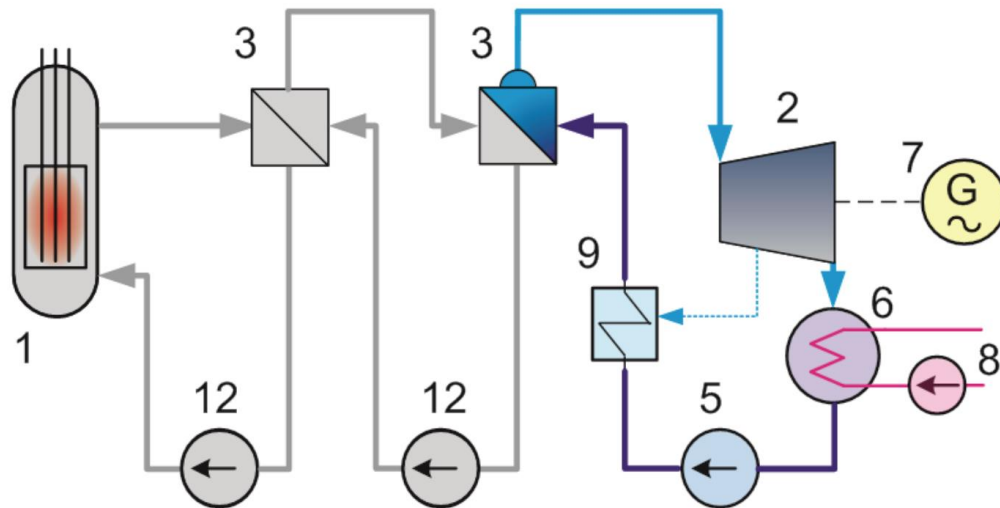


Obr. 1.6 Dvouokruhové uspořádání s parní turbínou [8]

Legenda: 1) reaktor, 2) turbína, 3) parogenerátor, 4) cirkulační čerpadlo, 5) napájecí čerpadlo, 6) kondenzátor, 7) generátor, 8) chladicí okruh, 9) regenerační ohřívák

### 1.2.3 Tříokruhové elektrárny

Tříokruhové uspořádání znázorněné na Obr. 1.7 se využívá u jaderných elektráren s rychlými reaktory. Tento typ reaktorů je chlazen tekutým kovem (sodíkem) a pro zvýšení bezpečnosti se mezi primární a sekundární okruh přidává tzv. vložený okruh [8]. Vložený okruh zabraňuje průniku vody a vodní páry do primárního okruhu, kde by v případě netěsnosti vysoká afinita sodíku ke kyslíku způsobila uvolňování vodíku, což může vést k explozi [9]. Teplonosnou látkou ve vloženém okruhu je rovněž sodík či jeho směs, takže kritické rozhraní (sodík/voda) se přesune do oblasti sekundárního okruhu. Dalším důvodem použití vloženého okruhu je bezpečnější izolace radioaktivních izotopů v chladivu, které vznikají absorpcí při průchodu kovového chladiva aktivní zónou. Tlak ve vloženém okruhu je ve srovnání s primárním okruhem vyšší, čímž je zajištěna izolace izotopů [8].

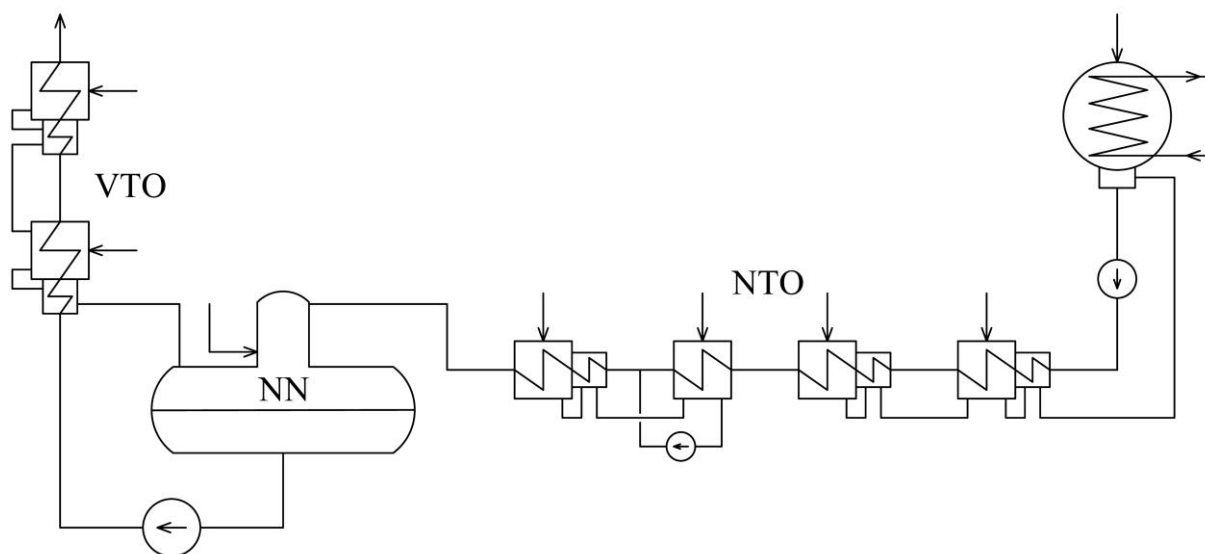


Obr. 1.7 Tříokruhové uspořádání s chladivem ve formě tekutého kovu [8]

Legenda: 1) reaktor, 2) turbína, 3) tepelný výměník, 5) napájecí čerpadlo, 6) kondenzátor, 7) generátor, 8) chladicí okruh, 9) regenerační ohřívák, 12) sodíkové čerpadlo

## 2 Regenerace tepla

Systém regenerace tepla se využívá ve velkých energetických výrobnách k zefektivnění Rankin-Clausiova cyklu, což vede ke zvýšení celkové účinnosti. Schéma obvyklého uspořádání regeneračního systému je zobrazeno na Obr. 2.1. Regenerační ohřev spočívá v ohřátí kondenzátu nebo napájecí vody v regeneračních ohřívácích pomocí částečně vyexpandované páry, která je odebrána ve vhodném místě parní turbíny a v ohřívacích předává teplo během své kondenzace. Místo odběru topné páry z turbíny je určeno právě teplotou kondenzace, protože ta jednoznačně určuje tlak páry [15]. V praxi se pro regenerační ohřev používá maximálně 8 až 10 ohříváků, protože při vyšším počtu roste účinnost jen nepatrně, zato pořizovací náklady a složitost zařízení se zvyšují přibližně úměrně počtu ohříváků [16].



Obr. 2.1 Běžné uspořádání regeneračního systému

Ohřátí napájecí vody v regeneračním systému má za následek snížení potřeby přívodu tepla v parogenerátoru, dojde tedy ke zvýšení střední teploty přívodu tepla do parního oběhu, čímž se zvýší celková účinnost. Na zvýšení tepelné účinnosti má také vliv, že topná pára, odebraná pro potřeby regeneračního ohřevu, předá své kondenzační teplo v regeneračních ohřívácích a tím „vrací“ toto teplo zpátky do oběhu. Dojde tak ke snížení množství tepla, které se bez užitku odvádí v kondenzátoru. U moderních elektrárenských bloků se při správném provedení regeneračního systému může účinnost zvýšit i o víc jak 10 % [8].

Pozitivní vliv má regenerace tepla také na účinnost parní turbíny. Termodynamická účinnost turbíny roste s otáčkami, proto je snaha je maximalizovat. Z konstrukčního hlediska je však omezením délka poslední lopatky, která je dána objemovým průtokem posledním stupněm. Objemový průtok páry se zvětšuje s klesajícím tlakem a se zvyšujícím se hmotnostním průtokem. Díky několika stupňovému regeneračnímu ohřevu ale dochází k postupnému snižování hmotnostního průtoku páry turbínou, takže posledními stupni proudí cca 70 % hmotnostního průtoku na vstupu do turbíny [17].

Regenerační systém se skládá ze tří částí:

- Nízkotlaké regenerační ohříváky (NTO)
- Napájecí nádrž s odplyňovačem (NN)
- Vysokotlaké regenerační ohříváky (VTO)

Provedení regeneračních ohříváků může být buď směšovací, nebo povrchové. Oba typy jsou popsány v následující podkapitole.

## 2.1 Typy regeneračních ohříváků

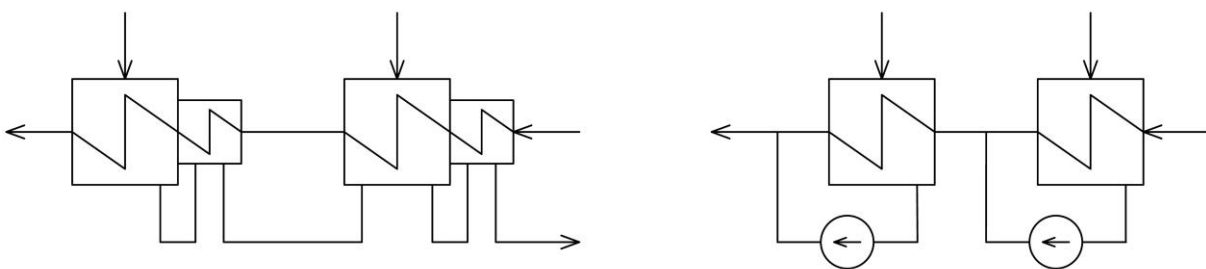
### 2.1.1 Směšovací ohřívák

V tomto typu regeneračního ohříváku probíhá fyzické míšení topné páry a ohřivaného kondenzátu. Při míšení dochází ke kondenzaci páry a tím je předáváno teplo kondenzátu. Typicky se v parním oběhu vyskytuje jeden směšovací ohřívák, který se nazývá odplyňovač (deaerátor). Funkcí odplyňovače není pouze ohřátí kondenzátu, ale slouží také k termickému odplyňování, kdy z kondenzátu odstraňuje nekondenzující plyny (např. kyslík a oxid uhličitý), které způsobují korozi a snižují přestup tepla. Termické odplynění spočívá v ohřevu vody na bod varu, při kterém se nekondenzující plyny uvolňují a jsou z kondenzátu odsávány. Obvykle bývá odplyňovač spojen s napájecí nádrží, která má funkci zásobárny odplyněného kondenzátu na sání napájecího čerpadla před vysokotlakou regenerací [15].

### 2.1.2 Povrchový ohřívák

Častěji používaným typem, využívaným pro nízkotlakou i vysokotlakou regeneraci, je povrchový regenerační ohřívák. Svou konstrukcí je podobný klasickému svazkovému trubkovému výměníku. Trubkovým svazkem, tvořeným většinou U-trubkami, proudí kondenzát nebo napájecí voda, která je ohřívána topnou párou přivedenou do mezitrubkového prostoru. Hlavní částí výměníku je kondenzační zóna, která může být doplněna chladičem páry nebo chladičem kondenzátu. Chladič páry se používá v případě, když je topná pára značně přehřátá, typicky v klasických tepelných elektrárnách u vysokotlaké regenerace. Konstrukčně je chladič řešen tak, že se pomocí plechového pláště a přepážek ohraničí část teplosměnné plochy. Stejným způsobem je řešen i chladič kondenzátu [1].

Jelikož nedochází k míšení topné páry s ohřívaným kondenzátem, je nutné kondenzát vzniklý z topné páry z výměníku odvádět. K tomu se využívají dva způsoby znázorněné na Obr. 2.2. Termodynamicky méně vhodným, avšak jednodušším řešením, je kaskádování kondenzátu z tlakově výše položeného ohříváku do ohříváku s nižším tlakem. Teplejší kondenzát z tlakově výše položeného ohříváku se v ohříváku mísí s párou o nižším tlaku a vlivem velkého teplotního rozdílu dochází ke značné ztrátě nevratným míšením. Ke zmenšení této ztráty se používají chladiče kondenzátu. Druhým způsobem odvodu kondenzátu je jeho přečerpání do hlavního proudu napájecí vody za vlastní ohřívák. Tento způsob je sice termodynamicky výhodnější, ale zároveň vede ke zvýšení investičních nákladů, protože každý ohřívák musí být vybaven čerpadlem s regulací hladiny [16].

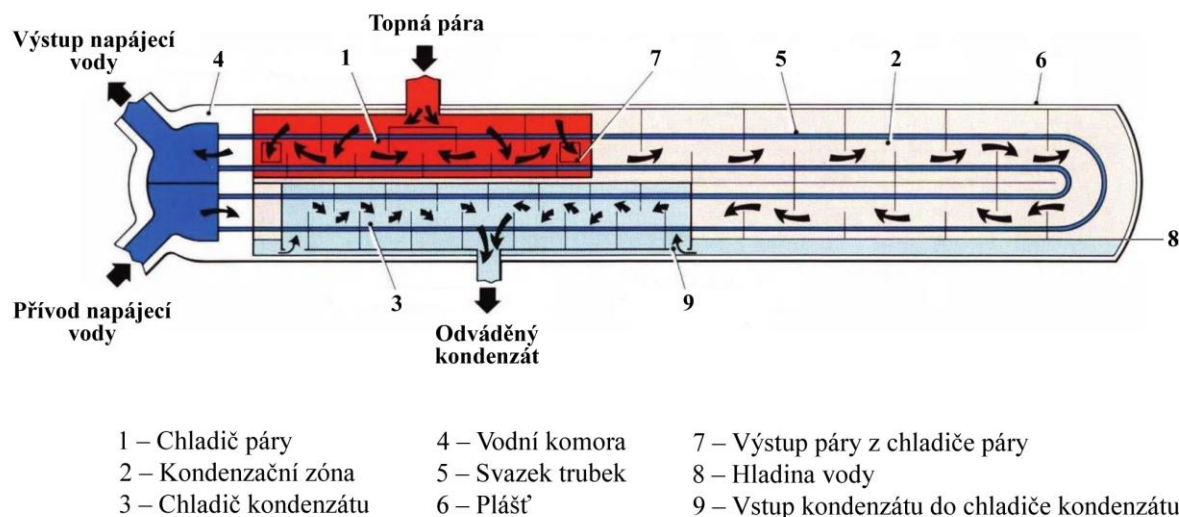


Obr. 2.2 Způsoby odvádění kondenzátu z regeneračního ohříváku

Vlevo – kaskádování, vpravo – přečerpávání

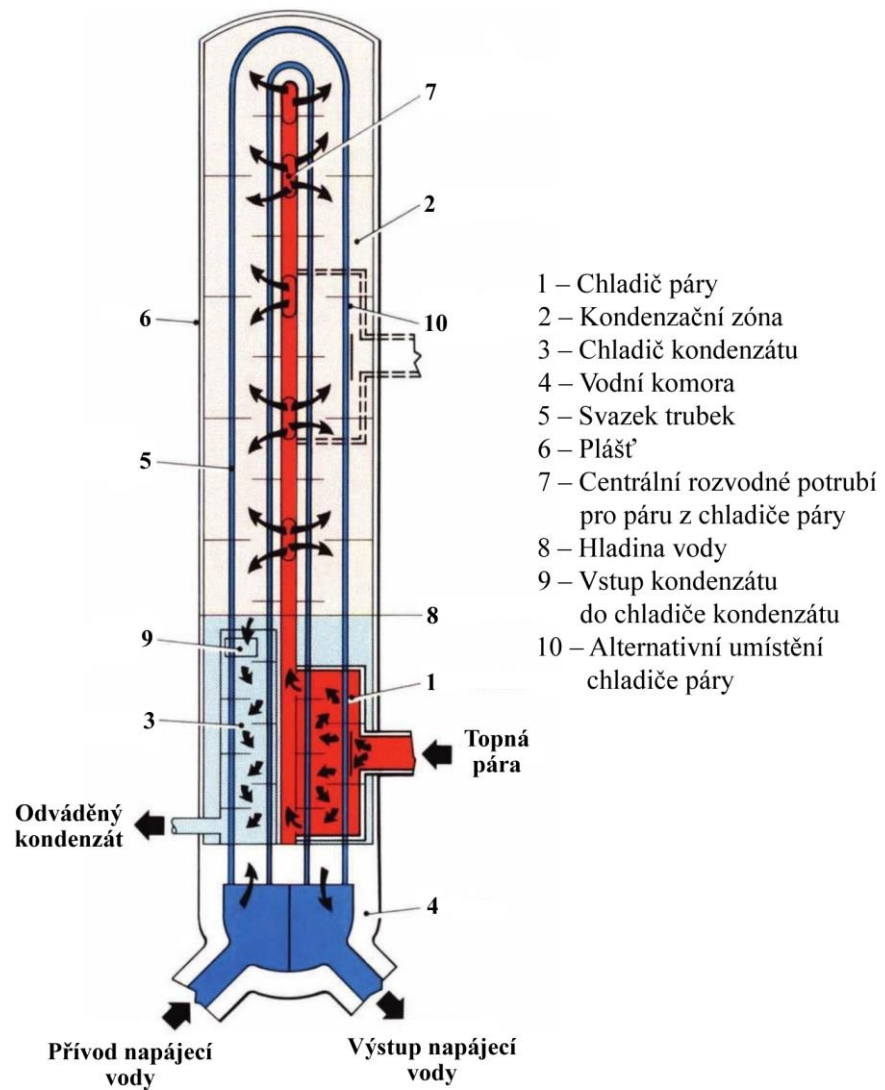
U vysokotlaké regenerace se v praxi kvůli vysokým požadavkům na čerpadla, které vyplývají z parametrů kondenzátu, používá pouze kaskádování kondenzátu do napájecí nádrže. U nízkotlakých ohříváků se zpravidla kombinuje kaskádování a přečerpávání kondenzátu, jak je zobrazeno na Obr. 2.1 [16].

Povrchové regenerační ohříváky mohou být buď horizontální nebo vertikální. Horizontální provedení, znázorněné na Obr. 2.3, je častější. Horizontální ohříváky sice zabírají větší plochu, ale díky větší ploše hladiny se lépe regulují a umožňují snadnější vyjmutí svazku trubek [18].



Obr. 2.3 Horizontální regenerační přehřívák [19]

Vertikální provedení zabírá menší plochu, ale má k dispozici menší regulační objem pro kolísání hladiny. Existují dva typy vertikálního provedení, prvním je tzv. channel down, kdy je vodní komora umístěna dole. V druhém případě je vodní komora umístěna nahoře (channel up), toto provedení je méně používané. Pokud je u tohoto typu využit chladič kondenzátu, tak musí být po celé délce výměníku, aby mohl kondenzát na spodním konci do chladiče vstupovat a na horním konci z něj vystupovat [18]. Typické uspořádání vertikálního regeneračního ohříváku je zobrazeno na Obr. 2.4. Chladič páry se umísťuje, stejně jako u horizontálního provedení, na konec trubkového svazku. Vzhledem ke konstrukci se ale nachází pod hladinou vody, takže je nutné mezi trubkami a koncovými deskami použít těsnění, aby se zabránilo průniku vody do chladiče. Alternativou je umístit chladič páry nad hladinu do kondenzační části. To však představuje omezení pro výstupní teplotu napájecí vody, protože konec trubek prochází kondenzátem z topné páry, takže napájecí voda nemůže být ohřáta na teplotu vyšší, než je teplota kondenzátu, který je ve stavu syté kapaliny. Tento problém se netýká horizontálního provedení, jelikož chladič páry je vždy umístěn nad hladinou vody [19].



Obr. 2.4 Vertikální regenerační ohřívák („channel down“) [19]

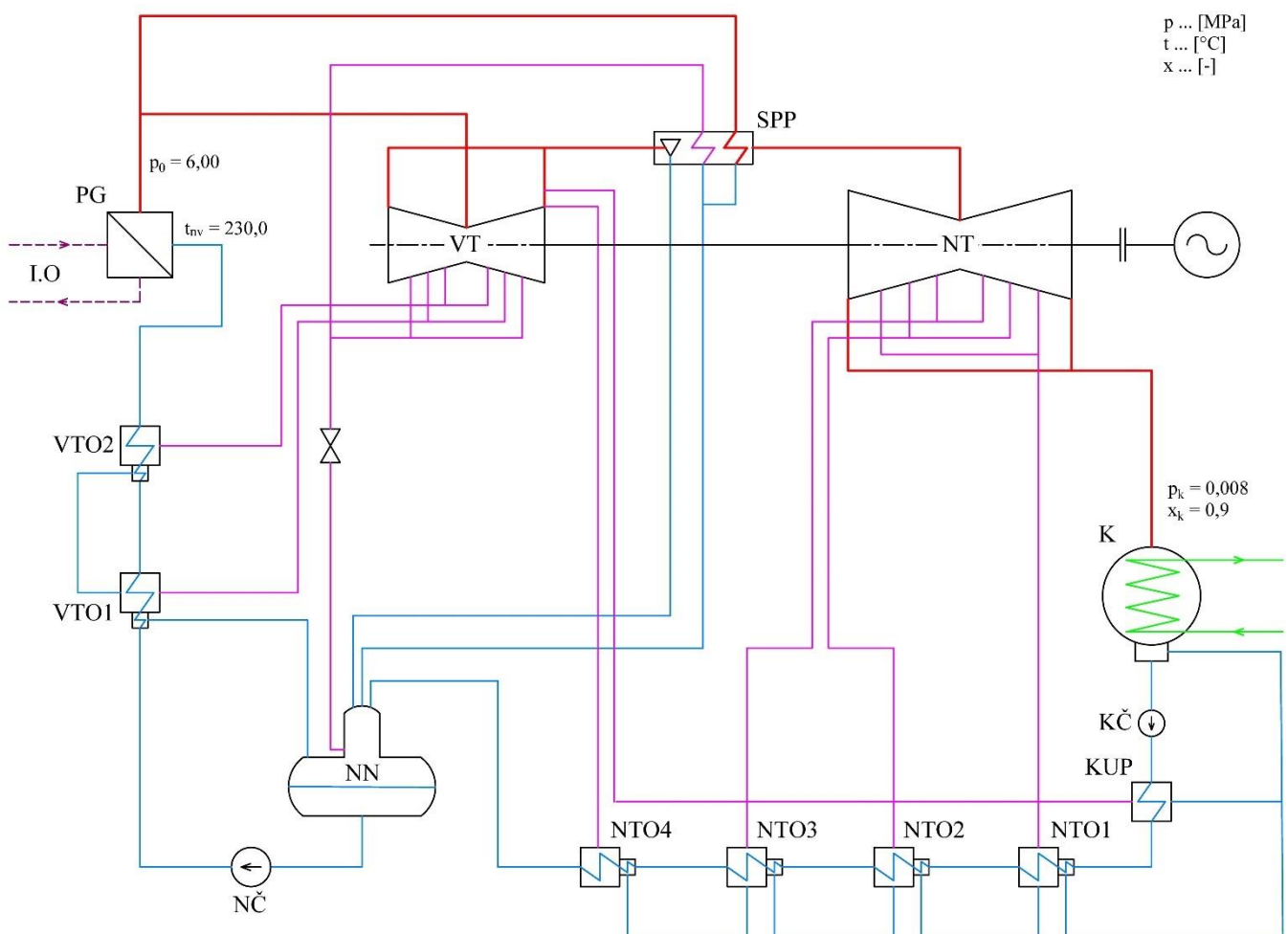
### 3 Návrh technologické koncepce jaderného zdroje

Předmětem této kapitoly je koncepční návrh jaderného zdroje a výpočet jednotlivých komponent tepelného schématu a jejich následné propojení. Pro výpočet bylo nutné zvolit určité vstupní parametry. Zvolené počáteční parametry jsou uvedené v následující tabulce.

Tab. 3.1 Vstupní parametry uvažovaného jaderného zdroje [2]

Tlak páry na výstupu z parogenerátoru	$p_0$	6	MPa
Tlak páry na vstupu do kondenzátoru	$p_k$	0,008	MPa
Suchost páry na vstupu do kondenzátoru	$x_k$	0,9	-
Teplota napájecí vody na vstupu do parogenerátoru	$t_{nv}$	230	°C

Schéma jaderného zdroje bylo uvažováno jako dvouokruhové s tlakovodním reaktorem. Tepelné schéma se vstupními parametry je znázorněno na následujícím obrázku a skládá se z parogenerátoru, vysokotlakého a nízkotlakého dílu turbíny, separátoru vlhkosti a dvoustupňového přehříváku, kondenzátoru, kondenzátního čerpadla, kondenzátoru ucpávkové páry, čtyř stupňů nízkotlakých regeneračních ohříváků, napájecí nádrže s odplyňovačem, napájecího čerpadla a dvou stupňů vysokotlakých regeneračních ohříváků. Nízkotlaké i vysokotlaké regenerační ohříváky obsahují chladič kondenzátu a je u nich uvažováno kaskádování kondenzátu.



Obr. 3.1 Tepelné schéma se zadanými parametry

### 3.1 Návrh kondenzátoru a chladicího okruhu

Prvním zařízením, u kterého jsou stanoveny parametry, je kondenzátor. Na začátku se z tlaku páry na vstupu do kondenzátoru (saturační tlak) určí teplota páry na vstupu do kondenzátoru (saturační teplota):

$$t_k = f(p_k) = 41,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.1)$$

Poté se určí hodnota nedohřevu v kondenzátoru:

$$\Delta t_{nk} = 3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.2)$$

Na základě známé teploty páry na vstupu do kondenzátoru a stanovené hodnoty nedohřevu lze spočítat teplotu chladicí vody na výstupu z kondenzátoru.

$$t_{v2} = t_k - \Delta t_{nk} = 41,5 - 3 = 38,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.3)$$

Dále bylo zvoleno ohřátí chladicí vody v kondenzátoru:

$$\Delta t_v = 12 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.4)$$

Teplota chladicí vody na vstupu bude tedy:

$$t_{v1} = t_{v2} - \Delta t_v = 38,5 - 12 = 26,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.5)$$

Teplotní rozdíl mezi teplotou páry na vstupu a teplotou kondenzátu na výstupu z kondenzátoru je nepatrný. Stejně tak je zanedbatelné i ohřátí kondenzátu v kondenzátoru ucpávkové páry (KUP). Všechny tyto teploty jsou proto uvažovány jako shodné.

$$t_k = t_{k1} = t_{k2} = 41,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.6)$$

### 3.2 Návrh nízkotlaké regenerace a napájecí nádrže

Pro určení počtu nízkotlakých regeneračních ohříváků (NTO) je nutné znát teplotu pracovní látky na vstupu do napájecí nádrže, ze které se pak určí celkové ohřátí kondenzátu v NTO. Po prvotním návrhu tepelného schématu bylo schéma optimalizováno tak, aby parametry páry v odběru pro poslední NTO byly stejné jako parametry páry na výstupu z vysokotlakého dílu turbíny. Díky této optimalizaci se snížil celkový počet odběrů ve VT dílu turbíny. Teplota kondenzátu na výstupu z posledního nízkotlakého ohříváku se tedy bude rovnat:

$$t_{k6} = 150,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.7)$$

Z rozdílu teplot kondenzátu na výstupu z posledního NTO a na výstupu z KUP se určí počet a ohřátí kondenzátu v jednotlivých nízkotlakých ohřívácích. K ohřátí jsou využity čtyři NTO a ohřátí v jednotlivých ohřívácích bylo zvoleno na základě doporučení z literatury [1]. Teploty v uzlových bodech pak vychází následovně:

$$t_{k3} = t_{k2} + 28 = 41,5 + 28 = 69,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

$$t_{k4} = t_{k3} + 28 = 69,5 + 28 = 97,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.9)$$

$$t_{k5} = t_{k4} + 28 = 97,5 + 28 = 125,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.10)$$

$$t_{k6} = t_{k5} + 25,2 = 125,5 + 25,2 = 150,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.11)$$



Na základě těchto teplot se vypočítají teploty topné páry na vstupu do ohříváků. Pro výpočet je nutné stanovit hodnotu nedohřevu, hodnota byla volena dle literatury [1].

$$\delta_{NTO} = 2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.12)$$

Z výše spočítaných teplot v uzlových bodech a stanovené hodnoty nedohřevu lze vypočítat teploty topné páry:

$$t_{pNTO1} = t_{k3} + \delta_{NTO} = 69,5 + 2 = 71,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.13)$$

$$t_{pNTO2} = t_{k4} + \delta_{NTO} = 97,5 + 2 = 99,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.14)$$

$$t_{pNTO3} = t_{k5} + \delta_{NTO} = 125,5 + 2 = 127,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.15)$$

$$t_{pNTO4} = t_{k6} + \delta_{NTO} = 150,7 + 2 = 152,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.16)$$

Pro tyto teploty byly z parních tabulek určeny tlaky. Pro výpočet byl využit nástroj XSteam v programu Excel. Nástroj XSteam byl použit u všech veličin, u kterých byly využity parní tabulky.

$$p_{pNTO1} = f(t_{pNTO1}; x = 1) = 33,281 \text{ kPa} \quad (3.17)$$

$$p_{pNTO2} = f(t_{pNTO2}; x = 1) = 99,622 \text{ kPa} \quad (3.18)$$

$$p_{pNTO3} = f(t_{pNTO3}; x = 1) = 250,656 \text{ kPa} \quad (3.19)$$

$$p_{pNTO4} = f(t_{pNTO4}; x = 1) = 511,569 \text{ kPa} \quad (3.20)$$

Následuje návrh napájecí nádrže. Pro zjištění teploty v napájecí nádrži je nutné zvolit ohřátí pracovní látky v odplyňovači, bylo zvoleno, že pracovní látka se ohřeje o 17 °C. Nyní lze určit teplotu v napájecí nádrži.

$$t_{NN} = t_{k6} + 17 = 150,7 + 17 = 167,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.21)$$

Tlak v napájecí nádrži se poté určí jako funkce této teploty a příslušné suchosti.

$$p_{NN} = f(t_{NN}; x = 0) = 748,986 \text{ kPa} \quad (3.22)$$

### 3.3 Návrh kondenzátního čerpadla a tlakových ztrát nízkotlaké regenerace

Aby bylo možné navrhnout kondenzátní čerpadlo, je nutné znát tlakové ztráty v systému nízkotlaké regenerace. Uvažované ztráty jsou uvedeny v následující tabulce.

Tab. 3.2 Tlakové ztráty v systému nízkotlaké regenerace [1]

Tlaková ztráta nízkotlakého regeneračního ohříváku	$\Delta p_{\text{reg}}$	0,075	MPa
Tlaková ztráta zařízení pro čištění a úpravu kondenzátu	$\Delta p_{\text{čk}}$	0,4	MPa
Tlaková ztráta v potrubí nízkotlaké regenerace	$\Delta p_{\text{kp}}$	0,15	MPa
Tlaková ztráta regulačního zařízení hladiny v kondenzátoru	$\Delta p_{\text{rh}}$	0,5	MPa
Rozdíl tlaku daný převýšením odplyňovací nádrže vůči čerpadlu	$\Delta p_{\text{geod1}}$	0,2	MPa
Tlaková ztráta chladiče kondenzátu	$\Delta p_{\text{chlk}}$	0,06	MPa
Rozdíl tlaku daný polohou NTO a kondenzátního čerpadla	$\Delta p_{\text{geod2}}$	0,06	MPa
Tlaková ztráta v kondenzátoru ucpávkové páry	$\Delta p_{\text{KUP}}$	0,06	MPa

Z těchto ztrát se určí součet tlakových ztrát všech nízkotlakých ohříváků.

$$\Delta p_{NTO} = 4 \cdot \Delta p_{reg} + 4 \cdot \Delta p_{chlk} + \Delta p_{KUP} \quad (3.23)$$

$$\Delta p_{NTO} = 4 \cdot 0,075 + 4 \cdot 0,06 + 0,06 = 0,6 \text{ MPa}$$

Tlak za kondenzátním čerpadlem se vypočítá následujícím způsobem.

$$p_{kč} = p_{NN} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{čk} + \Delta p_{kp} + \Delta p_{rh} + \Delta p_{geod1} \quad (3.24)$$

$$p_{kč} = \frac{748,986}{1000} + 0,6 + 0,4 + 0,15 + 0,5 + 0,2 = 2,599 \text{ MPa}$$

Z výše uvedených tlakových ztrát a spočítané hodnoty tlaku za kondenzátním čerpadlem lze nyní určit tlaky v jednotlivých uzlových bodech nízkotlaké regenerace. Při výpočtu je zanedbána tlaková ztráta v potrubí mezi jednotlivými nízkotlakými ohříváky.

$$p_{k1} = p_{kč} - \Delta p_{čk} - \Delta p_{rh} - \Delta p_{geod2} \quad (3.25)$$

$$p_{k1} = 2,599 - 0,4 - 0,5 - 0,06 = 1,639 \text{ MPa}$$

$$p_{k2} = p_{k1} - \Delta p_{KUP} = 1,639 - 0,06 = 1,579 \text{ MPa} \quad (3.26)$$

$$p_{k3} = p_{k2} - \Delta p_{reg} - \Delta p_{chlk} = 1,579 - 0,075 - 0,06 = 1,444 \text{ MPa} \quad (3.27)$$

$$p_{k4} = p_{k3} - \Delta p_{reg} - \Delta p_{chlk} = 1,444 - 0,075 - 0,06 = 1,309 \text{ MPa} \quad (3.28)$$

$$p_{k5} = p_{k4} - \Delta p_{reg} - \Delta p_{chlk} = 1,309 - 0,075 - 0,06 = 1,174 \text{ MPa} \quad (3.29)$$

$$p_{k6} = p_{k5} - \Delta p_{reg} - \Delta p_{chlk} = 1,174 - 0,075 - 0,06 = 1,039 \text{ MPa} \quad (3.30)$$

Kondenzátní čerpadlo musí překonat tlakový rozdíl:

$$\Delta p_{kč} = p_{kč} - p_k = 2,599 - 0,008 = 2,591 \text{ MPa} \quad (3.31)$$

Aby se mohl spočítat přírůstek entalpie v kondenzačním čerpadle je potřeba znát účinnost čerpadla a měrný objem kondenzátu v čerpadle. Účinnost čerpadla byla zvolena dle doporučení z literatury [1]:

$$\eta_{kč} = 0,81 \quad (3.32)$$

Měrný objem kondenzátu v čerpadle se určí následovně:

$$v_{kč} = f(p_{kč}; t_{k1}) = 0,001007 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.33)$$

Přírůstek entalpie v kondenzačním čerpadle se tedy rovná [1]:

$$\Delta h_{kč} = \frac{\Delta p_{kč} \cdot v_{kč}}{\eta_{kč}} \cdot 10^3 = \frac{2,591 \cdot 0,001007}{0,81} \cdot 10^3 = 3,22 \text{ kJ/kg} \quad (3.34)$$

### 3.4 Návrh napájecího čerpadla a tlakových ztrát vysokotlaké regenerace

Podobně jako u nízkotlaké regenerace jsou i u vysokotlaké regenerace uvažovány jednotlivé dílčí ztráty, které jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab. 3.3 Tlakové ztráty v systému vysokotlaké regenerace [1]

Tlaková ztráta v potrubí napájecí vody	$\Delta p_{np}$	0,25	MPa
Tlaková ztráta v regulačním ventilu napájecí vody	$\Delta p_{rn}$	1	MPa
Rozdíl tlaku daný polohou napájecího čerpadla	$\Delta p_{geod3}$	0,4	MPa
Tlaková ztráta ve vysokotlakém ohříváku	$\Delta p_{VTO}$	0,1	MPa

Pomocí známého tlaku páry na výstupu z parogenerátoru a výše uvedených tlakových ztrát se vypočítá tlak za napájecím čerpadlem.

$$p_{nč} = p_0 + \Delta p_{np} + \Delta p_{rn} + \Delta p_{geod3} + 2 \cdot \Delta p_{VTO} \quad (3.35)$$

$$p_{nč} = 6 + 0,25 + 1 + 0,4 + 2 \cdot 0,1 = 7,850 \text{ MPa}$$

Přírůstek tlaku v napájecím čerpadle se tedy bude rovnat:

$$\Delta p_{nč} = p_{nč} - p_{NN} = 7,850 - \frac{748,986}{1000} = 7,101 \text{ MPa} \quad (3.36)$$

Následuje výpočet přírůstku entalpie v napájecím čerpadle, přičemž postup je stejný jako u kondenzátního čerpadla. Je tedy potřeba znát měrný objem napájecí vody v čerpadle a účinnost čerpadla. Účinnost je volena dle literatury [1]:

$$\eta_{nč} = 0,81 \quad (3.37)$$

$$v_{nč} = f(p_{nč}; t_{NN}) = 0,001106 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (3.38)$$

Přírůstek entalpie v napájecím čerpadle se pak rovná:

$$\Delta h_{nč} = \frac{\Delta p_{nč} \cdot v_{nč}}{\eta_{nč}} \cdot 10^3 = \frac{7,101 \cdot 0,001106}{0,81} \cdot 10^3 = 9,70 \text{ kJ/kg} \quad (3.39)$$

Pro návrh vysokotlakých ohříváků je nutné znát parametry napájecí vody za napájecím čerpadlem. Nejdříve se určí entalpie pracovní látky před napájecím čerpadlem:

$$h_{NN} = f(p_{NN}; x = 0) = 709,14 \text{ kJ/kg} \quad (3.40)$$

Součtem této entalpie a přírůstku entalpie v napájecím čerpadle se získá hodnota entalpie napájecí vody za napájecím čerpadlem.

$$h_{nč} = h_{NN} + \Delta h_{nč} = 709,14 + 9,70 = 718,84 \text{ kJ/kg} \quad (3.41)$$

Následně se určí teplota napájecí vody za napájecím čerpadlem.

$$t_{nč} = f(p_{nč}; h_{nč}) = 169,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.42)$$

### 3.5 Návrh vysokotlaké regenerace

System vysokotlaké regenerace slouží k ohřátí napájecí vody na požadovanou teplotu před vstupem do parogenerátoru. Ohřátí napájecí vody ve vysokotlakých regeneračních ohřívácích se spočítá jako rozdíl teploty napájecí vody na vstupu do parogenerátoru, která je zadaná, a teploty napájecí vody za napájecím čerpadlem.

$$\Delta t_{VTO} = t_{nv} - t_{nč} = 230 - 169 = 61 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.43)$$

Na základě zjištěného teplotního rozdílu byly použity dva vysokotlaké ohříváky. Ohřátí napájecí vody v jednotlivých ohřívácích bylo určeno následovně:

$$\Delta t_{VTO1} = 35 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.44)$$

$$\Delta t_{VTO2} = 26 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.45)$$

Výstupní teploty napájecí vody z jednotlivých ohříváků se pak budou rovnat:

$$t_{VTO1} = t_{nč} + \Delta t_{VTO1} = 169 + 35 = 204,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.46)$$

$$t_{VTO2} = t_{VTO1} + \Delta t_{VTO2} = 204 + 26 = 230,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.47)$$

Nedohřev vysokotlakého ohříváku byl zvolen podle literatury [1].

$$\delta_{VTO} = 3 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.48)$$

Ze známých hodnot výstupních teplot napájecí vody a nedohřevu se určí teploty topné páry vstupující do ohříváku.

$$t_{pVTO1} = t_{VTO1} + \delta_{VTO} = 204 + 3 = 207,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.49)$$

$$t_{pVTO2} = t_{VTO2} + \delta_{VTO} = 230 + 3 = 233,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.50)$$

Pro tyto teploty byly určeny tlaky:

$$p_{pVTO1} = f(t_{pVTO1}; x = 1) = 1,797 \text{ MPa} \quad (3.51)$$

$$p_{pVTO2} = f(t_{pVTO2}; x = 1) = 2,954 \text{ MPa} \quad (3.52)$$

Dále jsou spočteny tlaky v jednotlivých uzlových bodech vysokotlaké regenerace.

$$p_{k7} = p_{nč} = 7,850 \text{ MPa} \quad (3.53)$$

$$p_{k8} = p_{k7} - \Delta p_{VTO} = 7,85 - 0,1 = 7,750 \text{ MPa} \quad (3.54)$$

$$p_{k9} = p_{k8} - \Delta p_{VTO} = 7,75 - 0,1 = 7,650 \text{ MPa} \quad (3.55)$$

### 3.6 Návrh vysokotlakého a nízkotlakého dílu turbíny

Dalším krokem je výpočet parametrů páry při expanzi ve vysokotlakém a nízkotlakém dílu parní turbíny. Nejdříve se určí parametry na vstupu a výstupu z jednotlivých dílů turbíny a následně se stanoví parametry ve všech odběrech. Na začátku je nutné vyčíslit tlakové ztráty mezi parogenerátorem a vysokotlakým dílem parní turbíny.

Tlaková ztráta v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcí ventilu a regulačních ventilech:

$$\Delta p_{z1} = 0,04 \cdot p_0 = 0,04 \cdot 6 = 0,24 \text{ MPa} \quad (3.56)$$

Tlaková ztráta v potrubí mezi parogenerátorem a turbínou:

$$\Delta p_{z2} = 0,04 \cdot p_0 = 0,04 \cdot 6 = 0,24 \text{ MPa} \quad (3.57)$$

Odečtením těchto tlakových ztrát od tlaku páry na výstupu z parogenerátoru se spočítá tlak páry na vstupu do vysokotlakého dílu turbíny.

$$p_1 = p_0 - \Delta p_{z1} - \Delta p_{z2} = 6 - 0,24 - 0,24 = 5,520 \text{ MPa} \quad (3.58)$$

Entalpie páry vstupující do vysokotlakého dílu turbíny se určí jako funkce tlaku páry a vstupní suchosti, ta byla po doporučení zvolena  $x_1=0,995$ .

$$h_1 = f(p_1; x_1 = 0,995) = 2781,51 \text{ kJ/kg} \quad (3.59)$$

Posledními parametry, které je potřeba stanovit, jsou entropie a teplota páry na vstupu do turbíny:

$$s_1 = f(p_1; x_1 = 0,995) = 5,9142 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (3.60)$$

$$t_1 = f(p_1; h_1) = 270,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.61)$$

Dále ze zadání známé tlak, teplotu a suchost páry na vstupu do kondenzátoru. Stejně parametry má pára na výstupu z nízkotlakého dílu turbíny.

$$p_4 = p_k = 0,008 \text{ MPa} \quad (3.62)$$

$$t_4 = t_k = 41,5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.63)$$

$$x_4 = x_k = 0,9 \quad (3.64)$$

Pro tyto parametry páry byla stanovena entalpie a entropie:

$$h_4 = f(p_4; x_4) = 2336,00 \text{ kJ/kg} \quad (3.65)$$

$$s_4 = f(p_4; x_4) = 7,4639 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (3.66)$$

Následně bylo nutné zvolit hodnotu výstupní suchosti páry z vysokotlakého dílu turbíny. Tato hodnota byla po konzultaci s vedoucím práce zvolena:

$$x_2 = 0,85 \quad (3.67)$$

Pro výpočet průběhu expanze je také nutné znát účinnosti jednotlivých dílů turbíny. Účinnosti byly zvoleny následovně:

$$\eta_{VT} = 0,85 \quad (3.68)$$

$$\eta_{NT} = 0,86 \quad (3.69)$$

Nyní lze expanzi páry v obou dílech turbíny popsat soustavou rovnic, díky kterým je možné dopočítat chybějící parametry expanze. Soustava rovnic je následující:

$$\eta_{VT} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2iz}} \quad (3.70)$$

$$h_{2iz} = f(p_2; s_1) \quad (3.71)$$

$$h_2 = f(p_2; x_2) \quad (3.72)$$

$$p_3 = p_2 \cdot (1 - 0,04) \quad (3.73)$$

$$\eta_{NT} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4iz}} \quad (3.74)$$

$$h_{4iz} = f(p_4; s_3) \quad (3.75)$$

$$s_3 = f(p_3; h_3) \quad (3.76)$$

Soustava rovnic byla vyřešena v programu Excel pomocí nástroje Řešitel. Spočítané parametry expanze jsou uvedeny v tabulce 3.4.

Tab. 3.4 Spočítané parametry expanze

p <sub>2</sub>	547,410	kPa
t <sub>2</sub>	155,3	°C
h <sub>2</sub>	2437,57	kJ/kg
h <sub>2iz</sub>	2376,87	kJ/kg
s <sub>2</sub>	6,0559	kJ/(kg·K)
p <sub>3</sub>	525,514	kPa
t <sub>3</sub>	229,2	°C
h <sub>3</sub>	2916,75	kJ/kg
s <sub>3</sub>	7,1635	kJ/(kg·K)
h <sub>4iz</sub>	2241,46	kJ/kg

V dalším kroku jsou vypočítány tlaky páry v jednotlivých odběrech. Do výpočtu je nutné zahrnout tlakovou ztrátu v potrubí mezi odběrovým místem v turbíně a ohřívákem. Relativní tlaková ztráta se vypočte pomocí následujícího vzorce [1]:

$$\delta p_j = \frac{11 - j}{100} \quad (3.77)$$

kde  $j$  označuje pořadové číslo ohříváku počítané od kondenzátoru.

Tlaky páry v jednotlivých odběrech se pak budou rovnat:

$$p_{o7} = p_{pNT01} \cdot (1 + \delta p_1) = \frac{33,281}{1000} \cdot (1 + 0,1) = 0,037 \text{ MPa} \quad (3.78)$$

$$p_{o6} = p_{pNT02} \cdot (1 + \delta p_2) = \frac{99,622}{1000} \cdot (1 + 0,09) = 0,109 \text{ MPa} \quad (3.79)$$

$$p_{o5} = p_{pNT03} \cdot (1 + \delta p_3) = \frac{250,656}{1000} \cdot (1 + 0,08) = 0,271 \text{ MPa} \quad (3.80)$$

$$p_{o4} = p_{pNT04} \cdot (1 + \delta p_4) = \frac{511,569}{1000} \cdot (1 + 0,07) = 0,547 \text{ MPa} \quad (3.81)$$

$$p_{o2} = p_{pVT01} \cdot (1 + \delta p_5) = 1,797 \cdot (1 + 0,06) = 1,905 \text{ MPa} \quad (3.82)$$

$$p_{o1} = p_{pVT02} \cdot (1 + \delta p_6) = 2,954 \cdot (1 + 0,05) = 3,102 \text{ MPa} \quad (3.83)$$

Tlak páry v odběru pro odplyňovač a napájecí nádrž se vypočítá jiným způsobem, a to pomocí následujícího vzorce [1]:

$$p_{o3} = (p_{NN} + \Delta p_{zd}) \cdot k_{od} = \left( \frac{748,986}{1000} + 0,2 \right) \cdot 1,2 = 1,139 \text{ MPa} \quad (3.84)$$

kde  $k_{od} = 1,2 \div 1,3$ ,

$\Delta p_{zd}$  jsou tlakové ztráty v potrubí mezi odběrem a odplyňovačem včetně tlakového poklesu v redukčním ventilu (lze volit cca 0,2 MPa)

Následuje výpočet expanzní linie. Výpočet probíhá postupně po jednotlivých stupních a začíná se vysokotlakým dílem. Nejdříve se pomocí tlaku v prvním odběru a entropie páry na vstupu stanoví ideální entalpický spád, přičemž je uvažována izoentropická expanze. Reálná hodnota entalpie se následně vypočítá díky zvolené hodnotě účinnosti turbíny. Poté se určí hodnota entropie na konci reálné expanze a teplota páry v místě odběru. Níže je uveden výpočet pro první stupeň.

$$h_{o1iz} = f(p_{o1}; s_1) = 2671,75 \text{ kJ/kg} \quad (3.85)$$

$$h_{o1} = h_1 - \eta_{VT} \cdot (h_1 - h_{o1iz}) \quad (3.86)$$

$$h_{o1} = 2781,51 - 0,85 \cdot (2781,51 - 2671,75) = 2688,21 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{o1} = f(p_{o1}; h_{o1}) = 5,9466 \text{ kJ/(kg} \cdot \text{K)} \quad (3.87)$$

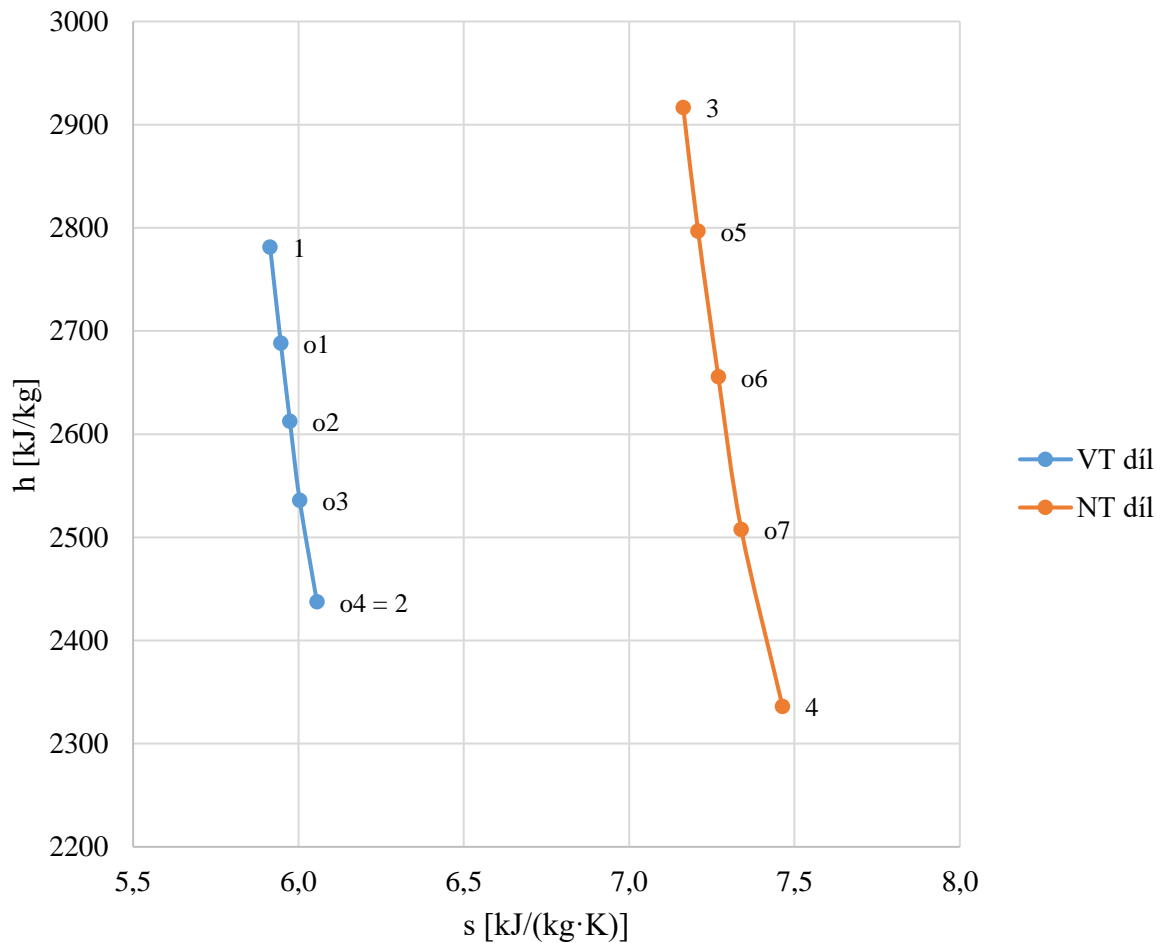
$$t_{o1} = f(p_{o1}; h_{o1}) = 235,7 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.88)$$

Výpočet u dalších stupňů probíhal stejným způsobem. Spočítané hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.5.

Tab. 3.5 Parametry páry v odběrech

$h_{o2iz}$	2599,05	kJ/kg	$h_{o5iz}$	2777,42	kJ/kg
$h_{o2}$	2612,42	kJ/kg	$h_{o5}$	2796,93	kJ/kg
$s_{o2}$	5,9743	kJ/(kg·K)	$s_{o5}$	7,2083	kJ/(kg·K)
$t_{o2}$	209,9	°C	$t_{o5}$	165,8	°C
$h_{o3iz}$	2522,41	kJ/kg	$h_{o6iz}$	2632,54	kJ/kg
$h_{o3}$	2535,91	kJ/kg	$h_{o6}$	2655,56	kJ/kg
$s_{o3}$	6,0037	kJ/(kg·K)	$s_{o6}$	7,2697	kJ/(kg·K)
$t_{o3}$	185,6	°C	$t_{o6}$	101,9	°C
$h_{o4iz}$	2415,21	kJ/kg	$h_{o7iz}$	2483,47	kJ/kg
$h_{o4} = h_2$	2437,57	kJ/kg	$h_{o7}$	2507,56	kJ/kg
$s_{o4} = s_2$	6,0559	kJ/(kg·K)	$s_{o7}$	7,3392	kJ/(kg·K)
$t_{o4} = t_2$	155,3	°C	$t_{o7}$	73,7	°C

Vypočítaná expanzní linie je znázorněna na Obr. 3.2.



Obr. 3.2 Expanzní linie parní turbíny

### 3.7 Návrh separátoru a dvoustupňového přehříváku

Nejdříve se určí parametry ohřívací páry pro druhý stupeň přehříváku. Tato pára je odebírána ještě před vstupem do vysokotlakého dílu turbíny. Tlak ohřívací páry se stanoví z výstupního tlaku páry z parogenerátoru, pouze se uvažují tlakové ztráty v potrubí.

$$p_{př2} = p_0 \cdot (1 - 0,04) = 6 \cdot (1 - 0,04) = 5,760 \text{ MPa} \quad (3.89)$$

Suchost ohřívací páry se uvažuje stejná jako na vstupu do vysokotlakého dílu turbíny, takže lze určit entalpii ohřívací páry jako funkci tlaku a suchosti.

$$h_{př2} = f(p_{př2}; x_1 = 0,995) = 2779,18 \text{ kJ/kg} \quad (3.90)$$

Teplota ohřívací páry pak bude:

$$t_{př2} = f(p_{př2}; h_{př2}) = 272,9 \text{ °C} \quad (3.91)$$

Následuje stanovení entalpie kondenzátu za druhým stupněm přehříváku:

$$h_{př2k} = f(p_{př2}; x = 0) = 1200,09 \text{ kJ/kg} \quad (3.92)$$



Pro první stupeň přehříváku se uvažuje stejný odběr jako pro napájecí nádrž, takže parametry ohřívací páry jsou stejné jako parametry 3. odběru. Teplota a entalpie kondenzátu za prvním stupněm přehříváku se určí stejně jako u druhého stupně.

$$p_{př1} = p_{o3} = 1,139 \text{ MPa} \quad (3.93)$$

$$h_{př1} = h_{o3} = 2535,91 \text{ kJ/kg} \quad (3.94)$$

$$t_{př1} = f(p_{př1}; h_{př1}) = 185,6 \text{ °C} \quad (3.95)$$

$$h_{př1k} = f(p_{př1}; x = 0) = 788,04 \text{ kJ/kg} \quad (3.96)$$

Dále se stanoví tlak a entalpie páry mezi separátorem vlhkosti a prvním stupněm přehříváku. U tlaku jsou započítány tlakové ztráty [1].

$$p_{sep} = p_2 \cdot (1 - 0,02) = 547,410 \cdot (1 - 0,02) = 536,462 \text{ kPa} \quad (3.97)$$

$$h_{sep} = f(p_{sep}; x = 1) = 2751,23 \text{ kJ/kg} \quad (3.98)$$

Entalpie a teplota kondenzátu za separátorem vlhkosti vychází následovně:

$$h_{sep k} = f(p_{sep}; x = 0) = 651,74 \text{ kJ/kg} \quad (3.99)$$

$$t_{sep k} = f(p_{sep}; h_{sep k}) = 154,5 \text{ °C} \quad (3.100)$$

Nakonec se určí teplota a entalpie páry mezi prvním a druhým stupněm přehříváku. Teplota byla určena na základě ohřátí, které bylo zvoleno podle literatury [1].

$$t_{mpř} = 175,6 \text{ °C} \quad (3.101)$$

$$h_{mpř} = f(t_{mpř}; x = 1) = 2773,27 \text{ kJ/kg} \quad (3.102)$$

### 3.8 Určení parametrů pracovní látky v regeneračním systému

Posledními parametry pracovní látky, které je potřeba stanovit, jsou entalpie v hlavní větvi regeneračního systému a entalpie a teploty kaskádovaného kondenzátu u nízkotlakých a vysokotlakých ohříváků. Entalpie pracovní látky v uzlových bodech regeneračního systému:

$$h_{k1} = f(p_{k1}; t_{k1}) = 175,25 \text{ kJ/kg} \quad (3.103)$$

$$h_{k2} = f(p_{k2}; t_{k2}) = 175,20 \text{ kJ/kg} \quad (3.104)$$

$$h_{k3} = f(p_{k3}; t_{k3}) = 292,08 \text{ kJ/kg} \quad (3.105)$$

$$h_{k4} = f(p_{k4}; t_{k4}) = 409,48 \text{ kJ/kg} \quad (3.106)$$

$$h_{k5} = f(p_{k5}; t_{k5}) = 527,84 \text{ kJ/kg} \quad (3.107)$$

$$h_{k6} = f(p_{k6}; t_{k6}) = 635,62 \text{ kJ/kg} \quad (3.108)$$

$$h_{k7} = h_{nč} = 718,92 \text{ kJ/kg} \quad (3.109)$$

$$h_{k8} = f(p_{k8}; t_{VT01}) = 872,99 \text{ kJ/kg} \quad (3.110)$$

$$h_{nv} = f(p_{nv}; t_{VT02}) = 991,20 \text{ kJ/kg} \quad (3.111)$$

V dalším kroku se určí teploty a entalpie kaskádovaného kondenzátu z NTO. V tepelném schématu se uvažuje použití nízkotlakých ohříváků s chladičem kondenzátu (viz Obr. 3.3). V chladiči kondenzátu dochází k podchlazení topné páry pod teplotu sytosti. Výstupní teplota ochlazeného kondenzátu se volí a bývá o 6–12 K vyšší než teplota ohřivaného média na vstupu do ohříváku [1]. Teplotní rozdíl byl zvolen 9 K, teploty kaskádovaného kondenzátu z NTO budou tedy následující:

$$t_{ok2} = t_{k2} + 9 = 41,5 + 9 = 50,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.112)$$

$$t_{ok3} = t_{k3} + 9 = 69,5 + 9 = 78,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.113)$$

$$t_{ok4} = t_{k4} + 9 = 97,5 + 9 = 106,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.114)$$

$$t_{ok5} = t_{k5} + 9 = 125,5 + 9 = 134,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.115)$$

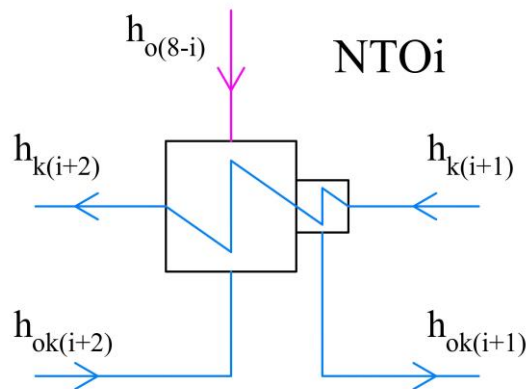
K těmto teplotám byly stanoveny odpovídající entalpie:

$$h_{ok2} = f(t_{ok2}; x = 0) = 211,43 \text{ kJ/kg} \quad (3.116)$$

$$h_{ok3} = f(t_{ok3}; x = 0) = 328,65 \text{ kJ/kg} \quad (3.117)$$

$$h_{ok4} = f(t_{ok4}; x = 0) = 446,55 \text{ kJ/kg} \quad (3.118)$$

$$h_{ok5} = f(t_{ok5}; x = 0) = 565,63 \text{ kJ/kg} \quad (3.119)$$



Obr. 3.3 Schéma NTO s chladičem kondenzátu

Obdobný postup byl využit i u vysokotlakých ohříváků. Teploty a entalpie kaskádovaného kondenzátu z VTO vyšly následovně:

$$t_{ok7} = t_{nč} + 9 = 169 + 9 = 178,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.120)$$

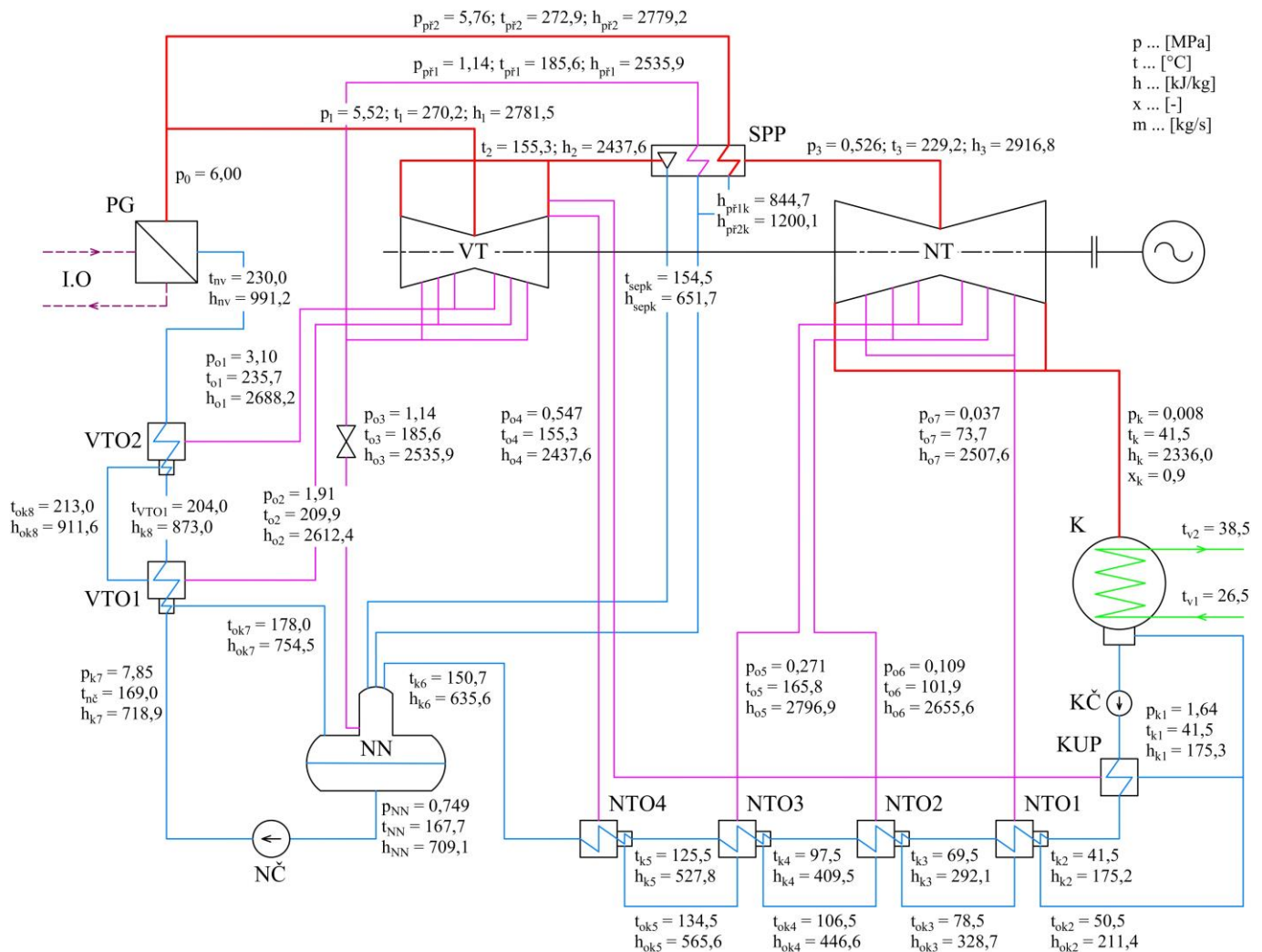
$$t_{ok8} = t_{VTO1} + 9 = 204 + 9 = 213,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.121)$$

$$h_{ok7} = f(t_{ok7}; x = 0) = 754,52 \text{ kJ/kg} \quad (3.122)$$

$$h_{ok8} = f(t_{ok8}; x = 0) = 911,61 \text{ kJ/kg} \quad (3.123)$$

### 3.9 Teplené schéma s výslednými parametry

Následující obrázek zobrazuje tepelné schéma s vypočítanými parametry pracovní látky. Schéma bylo nakresleno v programu AutoCAD.



Obr. 3.4 Tepelné schéma s výslednými parametry

### 3.10 Výpočet tepelné a hmotnostní bilance

Výpočet byl proveden v poměrných veličinách  $\beta$ , kdy na výstupu z parogenerátoru je uvažován průtok páry 1 kg/s. Při výpočtu se začíná u vysokotlakých ohříváků a postupuje se proti proudu pracovní látky přes napájecí nádrž do nízkotlakých ohříváků a dále do přehříváku a separátoru. Soustava rovnic je vypsána níže.

$$\beta_{o1} = \frac{h_{nv} - h_{k8}}{h_{o1} - h_{k8}} \quad (3.124)$$

$$\beta_{o2} = \frac{h_{k8} - h_{k7}}{h_{o2} - h_{k7}} - \beta_{o1} \cdot \frac{h_{ok8} - h_{ok7}}{h_{o2} - h_{ok7}} \quad (3.125)$$

$$h_{NN} = (\beta_{o1} + \beta_{o2}) \cdot h_{ok7} + \beta_{o3} \cdot h_{o3} + \beta_{sep} \cdot h_{sep} + \beta_{př1} \cdot h_{př1k} + \beta_{př2} \cdot h_{př2k} + h_{k6} \cdot (1 - \beta_{o1} - \beta_{o2} - \beta_{o3} - \beta_{sep} - \beta_{př1} - \beta_{př2}) \quad (3.126)$$

$$\beta_{k6} = (1 - \beta_{o1} - \beta_{o2} - \beta_{o3} - \beta_{sep} - \beta_{př1} - \beta_{př2}) \quad (3.127)$$

$$\beta_{o4} = \beta_{k6} \cdot \frac{h_{k6} - h_{k5}}{h_{o4} - h_{ok5}} \quad (3.128)$$

$$\beta_{o5} = \beta_{k6} \cdot \frac{h_{k5} - h_{k4}}{h_{o5} - h_{ok4}} - \beta_{o4} \cdot \frac{h_{ok5} - h_{ok4}}{h_{o5} - h_{ok4}} \quad (3.129)$$

$$\beta_{o6} = \beta_{k6} \cdot \frac{h_{k4} - h_{k3}}{h_{o6} - h_{ok3}} - (\beta_{o4} + \beta_{o5}) \cdot \frac{h_{ok4} - h_{ok3}}{h_{o6} - h_{ok3}} \quad (3.130)$$

$$\beta_{o7} = \beta_{k6} \cdot \frac{h_{k3} - h_{k2}}{h_{o7} - h_{ok2}} - (\beta_{o4} + \beta_{o5} + \beta_{o6}) \cdot \frac{h_{ok3} - h_{ok2}}{h_{o7} - h_{ok2}} \quad (3.131)$$

$$\beta_{př2} = \beta_7 \cdot \frac{h_3 - h_{mpř}}{h_{př2} - h_{př2k}} \quad (3.132)$$

$$\beta_{př1} = \beta_7 \cdot \frac{h_{mpř} - h_{sep}}{h_{př1} - h_{př1k}} \quad (3.133)$$

$$\beta_{sep} = \beta_6 \cdot \frac{h_{sep} - h_2}{h_{sep} - h_{sep k}} \quad (3.134)$$

Tyto získané poměrné průtoky jsou využity v následujícím kroku, ve kterém počítají poměrné průtoky v jednotlivých částech turbíny. Za vysokotlakým dílem turbíny je uvažován odběr pro kondenzátor ucpávkové páry, hodnota poměrného průtoky  $\beta_{KUP}$  byla zvolena podle literatury [1].

$$\beta_1 = 1 - \beta_{př2} \quad (3.135)$$

$$\beta_2 = \beta_1 - \beta_{o1} \quad (3.136)$$

$$\beta_3 = \beta_2 - \beta_{o2} \quad (3.137)$$

$$\beta_4 = \beta_3 - \beta_{o3} - \beta_{př1} \quad (3.138)$$

$$\beta_5 = \beta_4 - \beta_{o4} \quad (3.139)$$

$$\beta_{KUP} = 0,005 \quad (3.140)$$

$$\beta_6 = \beta_5 - \beta_{KUP} \quad (3.141)$$

$$\beta_7 = \beta_6 - \beta_{sep} \quad (3.142)$$

$$\beta_8 = \beta_7 \quad (3.143)$$

$$\beta_9 = \beta_8 - \beta_{o5} \quad (3.144)$$

$$\beta_{10} = \beta_9 - \beta_{o6} \quad (3.145)$$

$$\beta_{11} = \beta_{10} - \beta_{o7} \quad (3.146)$$

Soustava rovnic byla vyřešena v programu Excel a vypočítané poměrné průtoky jsou uvedeny níže v tabulce Tab. 3.6.

Následuje výpočet entalpických spádů v jednotlivých úsecích turbíny, které jsou nutné pro určení práce parní turbíny. Níže jsou vypsány jednotlivé rovnice, výsledky jsou uvedeny ve stejné tabulce jako poměrné průtoky.

$$H_1 = h_1 - h_{o1} \quad (3.147)$$

$$H_2 = h_{o1} - h_{o2} \quad (3.148)$$

$$H_3 = h_{o2} - h_{o3} \quad (3.149)$$

$$H_4 = h_{o3} - h_{o4} \quad (3.150)$$

$$H_5 = h_{o4} - h_2 \quad (3.151)$$

$$H_8 = h_3 - h_{o5} \quad (3.152)$$

$$H_9 = h_{o5} - h_{o6} \quad (3.153)$$

$$H_{10} = h_{o6} - h_{o7} \quad (3.154)$$

$$H_{11} = h_{o7} - h_4 \quad (3.155)$$

Měrná práce parní turbíny se pak rovná:

$$a_i^{PT} = \beta_1 \cdot H_1 + \beta_2 \cdot H_2 + \beta_3 \cdot H_3 + \beta_4 \cdot H_4 + \beta_5 \cdot H_5 + \beta_8 \cdot H_8 + \beta_9 \cdot H_9 + \beta_{10} \cdot H_{10} + \beta_{11} \cdot H_{11} \quad (3.156)$$

$$a_i^{PT} = 626,84 \text{ kJ/kg}$$

Pro stanovení celkového hmotnostního toku je potřeba znát svorkový výkon zařízení, mechanickou účinnost a účinnost generátoru. Stanovené hodnoty jsou:

$$P_{SV} = 1000 \text{ MW} \quad (3.157)$$

$$\eta_m = 0,96 \quad (3.158)$$

$$\eta_g = 0,98 \quad (3.159)$$

$$\dot{m}_p = \frac{P_{SV} \cdot 10^3}{a_i^{PT} \cdot \eta_m \cdot \eta_g} = \frac{1000 \cdot 10^3}{626,84 \cdot 0,96 \cdot 0,98} = 1695,68 \text{ kg/s} \quad (3.160)$$

Skutečné hmotnostní toky v jednotlivých částech tepelného schématu se spočítají podle vzorce:

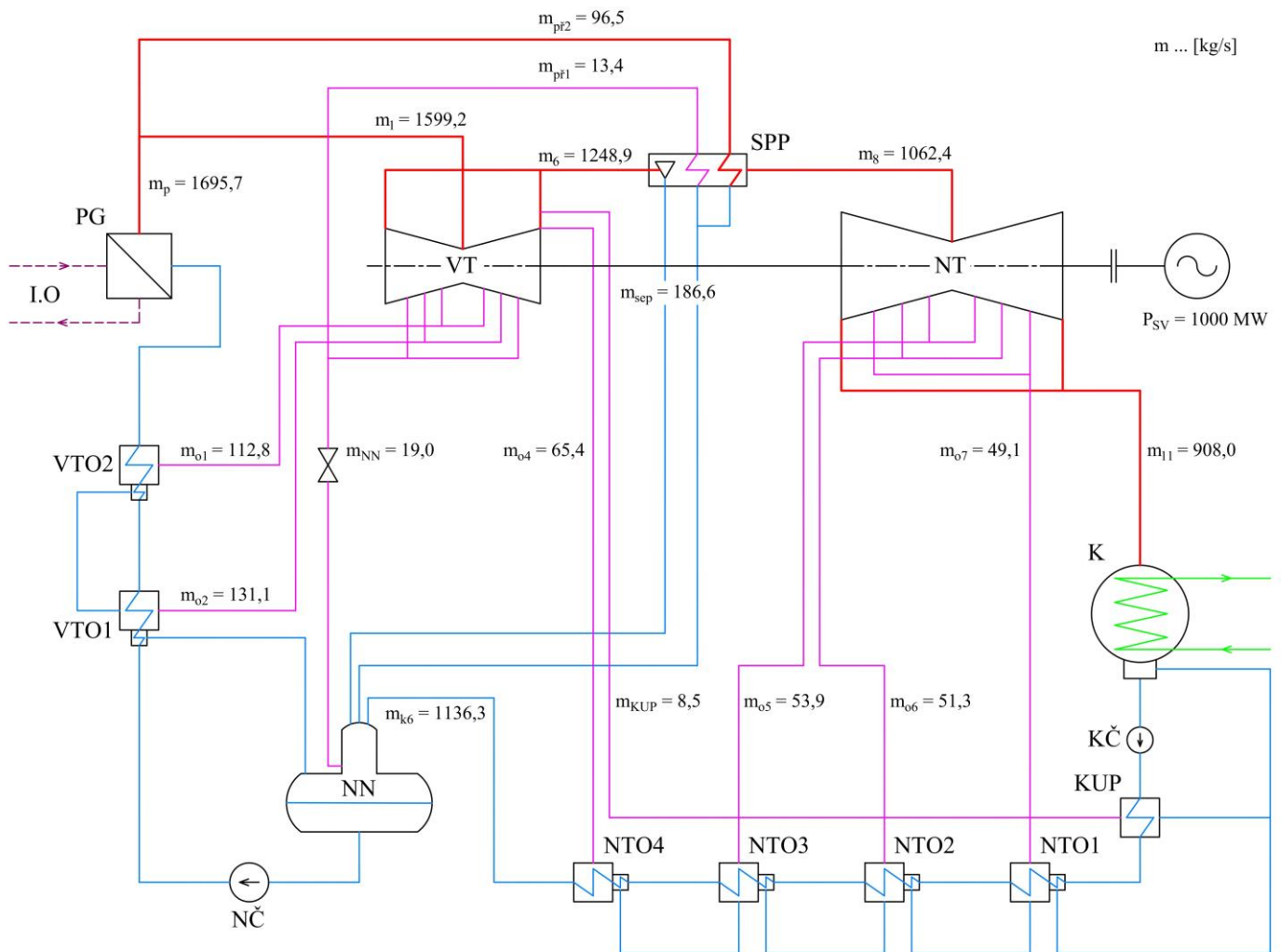
$$\dot{m}_i = \beta_i \cdot \dot{m}_p \quad (3.161)$$

Na následující straně je uvedena tabulka, ve které jsou shrnuty vypočítané hodnoty pro poměrné průtoky, entalpické spády a skutečné hmotnostní průtoky v jednotlivých úsecích tepelného schématu.

Tab. 3.6 Vypočítané hodnoty tepelné a hmotnostní bilance

Úsek i	$\beta_i$ [-]	$H_i$ [kJ/kg]	$\dot{m}_i$ [kg/s]
1	0,94307	93,29	1599,15
2	0,87654	75,79	1486,34
3	0,79924	76,51	1355,25
4	0,78012	98,34	1322,84
5	0,74154	-	1257,42
6	0,73654	-	1248,94
7	0,62650	-	1062,35
8	0,62650	119,82	1062,35
9	0,59471	141,37	1008,44
10	0,56447	147,99	957,17
11	0,53550	171,56	908,04
o1	0,06653	-	112,82
o2	0,07730	-	131,08
NN	0,01121	-	19,02
o4	0,03858	-	65,42
o5	0,03179	-	53,91
o6	0,03024	-	51,28
o7	0,02897	-	49,13
sep	0,11004	-	186,59
př1	0,00790	-	13,40
př2	0,05693	-	96,53
KUP	0,005	-	8,48
k6	0,67008	-	1136,25

Na následujícím obrázku je znázorněno tepelné schéma s jednotlivými hmotnostními průtoky.

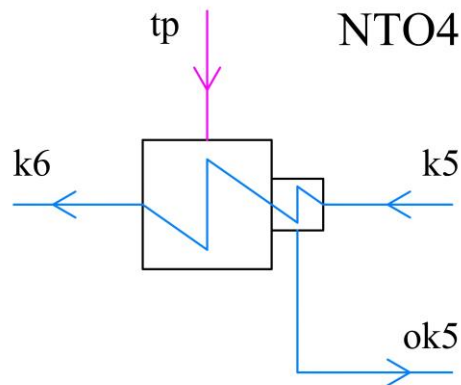


Obr. 3.5 Tepelné schéma s výslednými hmotnostními průtoky

Na základě parametrů vypočítaných v této kapitole bude v následujících kapitolách proveden tepelný výpočet nízkotlakého regeneračního ohříváku NTO4 a vysokotlakého regeneračního ohříváku VTO2.

#### 4 Tepelný výpočet regeneračního ohříváku NTO4

Tato kapitola se zabývá tepelným výpočtem nízkotlakého ohříváku NTO4 a to jak v horizontálním tak ve vertikálním provedení. Výsledkem tepelného výpočtu je určení délky trubek a teplosměnné plochy. Regenerační ohřívák NTO4 je schematicky znázorněn na Obr. 4.1 a skládá se z kondenzační části a chladiče kondenzátu, přičemž pro každou část je proveden samostatný tepelný výpočet. Níže jsou uvedeny zadané parametry napájecí vody a topné páry/kondenzátu, tyto parametry vychází z předchozího návrhu tepelného schématu jaderného zdroje. Pokud není uvedeno jinak, tak byly vzorce čerpány z literatury [1].



Obr. 4.1 Schéma regeneračního ohříváku NTO4

##### Zadané parametry

###### Napájecí voda

Teplota napájecí vody na vstupu:	$t_{k5} = 125,5 \text{ } ^\circ\text{C}$
Tlak napájecí vody na vstupu:	$p_{k5} = 1,174 \text{ MPa}$
Entalpie napájecí vody na vstupu:	$h_{k5} = 527,84 \text{ kJ/kg}$
Teplota napájecí vody na výstupu:	$t_{k6} = 150,7 \text{ } ^\circ\text{C}$
Tlak napájecí vody na výstupu:	$p_{k6} = 1,039 \text{ MPa}$
Entalpie napájecí vody na výstupu:	$h_{k6} = 635,62 \text{ kJ/kg}$
Průtok napájecí vody:	$\dot{m}_{k5} = 1136,25 \text{ kg/s}$

###### Topná pára/kondenzát

Teplota topné páry na vstupu:	$t_{tp}^{NTO} = 152,7 \text{ } ^\circ\text{C}$
Tlak topné páry na vstupu:	$p_{tp}^{NTO} = 511,569 \text{ kPa}$
Entalpie topné páry na vstupu:	$h_{tp}^{NTO} = 2437,57 \text{ kJ/kg}$
Průtok topné páry:	$\dot{m}_{tp}^{NTO} = 65,42 \text{ kg/s}$
Teplota kondenzátu na výstupu:	$t_{ok5} = 134,5 \text{ } ^\circ\text{C}$
Entalpie kondenzátu na výstupu:	$h_{ok5} = 565,63 \text{ kJ/kg}$

Nyní lze přejít k samotnému výpočtu, nejdříve se určí výkon výměníku a počet teplosměnných trubek. U veličin zjišťovaných z parních tabulek byl, stejně jako v minulé kapitole, využit nástroj XSteam.



**4.1 Výpočet výkonu výměníku**Entalpie topné páry při  $x = 0$ :

$$h_{tp,ok}^{NTO} = f(p_{tp}^{NTO}, x = 0) = 643,92 \text{ kJ/kg} \quad (4.1)$$

Výkon předaný parou při kondenzaci:

$$\dot{Q}_{kon}^{NTO} = \dot{m}_{tp}^{NTO} \cdot (h_{tp}^{NTO} - h_{tp,ok}^{NTO}) \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{kon}^{NTO} = 65,42 \cdot (2437,57 - 643,92) = 117339,83 \text{ kW}$$

Výkon předaný v chladiči kondenzátu:

$$\dot{Q}_{ch}^{NTO} = \dot{m}_{tp}^{NTO} \cdot (h_{tp,ok}^{NTO} - h_{ok5}) \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_{ch}^{NTO} = 65,42 \cdot (643,92 - 565,63) = 5122,01 \text{ kW}$$

Celkový výkon výměníku:

$$\dot{Q}^{NTO} = \dot{Q}_{kon}^{NTO} + \dot{Q}_{ch}^{NTO} = 117339,83 + 5122,01 = 122461,84 \text{ kW} \quad (4.4)$$

**4.2 Výpočet počtu trubek**Zvolené rozměry trubky

Vnější průměr:

$$d_2^{NTO} = 0,02 \text{ m}$$

Vnitřní průměr:

$$d_1^{NTO} = 0,017 \text{ m}$$

Zvolená rychlost napájecí vody:

$$w^{NTO} = 1 \text{ m/s}$$

Střední teplota napájecí vody:

$$t_{str}^{NTO} = \frac{t_{k5} + t_{k6}}{2} = \frac{125,5 + 150,7}{2} = 138,1 \text{ °C} \quad (4.5)$$

Střední tlak napájecí vody:

$$p_{str}^{NTO} = \frac{p_{k5} + p_{k6}}{2} = \frac{1,174 + 1,039}{2} = 1,106 \text{ MPa} \quad (4.6)$$

Hustota napájecí vody pro střední teplotu a tlak:

$$\rho_{str}^{NTO} = f(t_{str}^{NTO}, p_{str}^{NTO}) = 928,23 \text{ kg/m}^3 \quad (4.7)$$

Pomocí rovnice kontinuity byl následně určen potřebný průtočný průřez [3]:

$$S_p^{NTO} = \frac{\dot{m}_{k5}}{w^{NTO} \cdot \rho_{str}^{NTO}} = \frac{1136,25}{1 \cdot 928,23} = 1,2241 \text{ m}^2 \quad (4.8)$$

Průřez jedné trubky:

$$S_{tr}^{NTO} = \frac{\pi \cdot (d_1^{NTO})^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,017^2}{4} = 0,000227 \text{ m}^2 \quad (4.9)$$

Počet trubek:

$$n_{tr}^{NTO} = \frac{S_p^{NTO}}{S_{tr}^{NTO}} = \frac{1,2241}{0,000227} = 5393,008 \rightarrow 5394 \text{ ks} \quad (4.10)$$

Ve výměníku jsou použity U-trubky, z toho vyplývá následující počet chodů:

$$n_{CH}^{NTO} = 2 \quad (4.11)$$

Celkový počet trubek v příčném řezu se pak bude rovnat:

$$n_{sv}^{NTO} = n_{CH}^{NTO} \cdot n_{tr}^{NTO} = 2 \cdot 5394 = 10788 \text{ ks} \quad (4.12)$$

Skutečný průtočný průřez:

$$S_{p,skut}^{NTO} = S_{tr}^{NTO} \cdot n_{tr}^{NTO} = 0,000227 \cdot 5394 = 1,2243 \text{ m}^2 \quad (4.13)$$

Skutečná rychlost napájecí vody:

$$w_{skut}^{NTO} = \frac{\dot{m}_{k5}}{S_{p,skut}^{NTO} \cdot \rho_{str}^{NTO}} = \frac{1136,25}{1,2243 \cdot 928,23} = 0,9998 \text{ m/s} \quad (4.14)$$

Tato část výpočtu a vypočítané hodnoty jsou stejné pro horizontální i pro vertikální provedení, proto jsou uvedeny pouze jednou. Dalším krokem je výpočet součinitele přestupu tepla, který je nutný pro zjištění součinitele prostupu tepla, díky kterému se následně spočítá teplo-směnná plocha. Výpočet součinitele přestupu tepla se u jednotlivých provedení počítá odlišným způsobem, a proto je uveden pro obě varianty odděleně.

### 4.3 Horizontální provedení

Nízkotlaký regenerační ohřívák NTO4 sestává ze dvou částí – kondenzační část a chladič kondenzátu. Každá část je uvažována jako samostatný výměník z čehož plyne, že i tepelný výpočet je proveden pro každou část zvlášť.

#### 4.3.1 Kondenzační část

Topná pára, která je přiváděna do mezitrubkového prostoru regeneračního ohříváku, mění své skupenství z plynného na kapalné a předává teplo napájecí vodě. U regeneračních ohříváků se při čistém povrchu trubek uvažuje, že dochází k blánové kondenzaci. Při této kondenzaci se na povrchu trubek vytváří tenká vrstva kondenzátu, která stéká ve směru gravitační síly.

#### Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubky

Rovnice používané pro výpočet součinitele přestupu tepla, vycházejí z výsledků experimentálních měření, které byly podle teorie podobnosti zpracovány do podoby kritériálních rovnic. Na začátku je nutné spočítat střední teplotu a tlak napájecí vody.

Tlak napájecí vody na rozhraní chladič kondenzátu/kondenzační část:

$$p_{k56} = p_{k5} - \Delta p_{chlk} = 1,174 - 0,06 = 1,114 \text{ MPa} \quad (4.15)$$

Entalpie napájecí vody na rozhraní chladič kondenzátu/kondenzační část:

$$h_{k56} = \frac{\dot{Q}_{ch}^{NTO}}{\dot{m}_{k5}} + h_{k5} = \frac{5122,01}{1136,25} + 527,84 = 532,25 \text{ kJ/kg} \quad (4.16)$$

Teplota napájecí vody na rozhraní chladič kondenzátu/kondenzační část:

$$t_{k56} = f(p_{k56}, h_{k56}) = 126,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.17)$$

Střední teplota napájecí vody v kondenzátní části:

$$t_{str,kon}^{NTO} = \frac{t_{k6} + t_{k56}}{2} = \frac{150,7 + 126,6}{2} = 138,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.18)$$

Střední tlak napájecí vody v kondenzátní části:

$$p_{str,kon}^{NTO} = \frac{p_{k6} + p_{k56}}{2} = \frac{1,039 + 1,114}{2} = 1,076 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

#### Fyzikální vlastnosti vody pro střední teplotu a tlak

Součinitel tepelné vodivosti:	$\lambda_{1,kon}^{NTO} = 0,685 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$
Hustota:	$\rho_{1,kon}^{NTO} = 927,73 \text{ kg/m}^3$
Dynamická viskozita:	$\mu_{1,kon}^{NTO} = 1,988 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Prandtlovo číslo:	$Pr_{1,kon}^{NTO} = 1,242$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_{kon}^{NTO} = \frac{w_{skut}^{NTO} \cdot d_1^{NTO} \cdot \rho_{1,kon}^{NTO}}{\mu_{1,kon}^{NTO}} = \frac{0,9998 \cdot 0,017 \cdot 927,73}{1,988 \cdot 10^{-4}} = 79316,09 \quad (4.20)$$

Korekční součinitel pro Reynoldsovo číslo, který je platný v rozsahu  $Re = 2300-10^6$ :

$$A_{kon}^{NTO} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re_{kon}^{NTO}) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (4.21)$$

$$A_{kon}^{NTO} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(79316,09) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,00236$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_{0,kon}^{tr,NTO} = \frac{A_{kon}^{NTO} \cdot (Re_{kon}^{NTO} - 1000) \cdot Pr_{1,kon}^{NTO}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A_{kon}^{NTO}} \cdot \left[ (Pr_{1,kon}^{NTO})^{\frac{2}{3}} - 1 \right]} \quad (4.22)$$

$$Nu_{0,kon}^{tr,NTO} = \frac{0,00236 \cdot (79316,09 - 1000) \cdot 1,242}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,00236} \cdot (1,242^{\frac{2}{3}} - 1)} = 209,491$$

Korekce na rozdíl teplot proudu a vnitřního povrchu stěny (teplota vnitřní stěny byla nejdříve odhadnuta a po provedení výpočtu byla iterací zjištěna její hodnota 142,19 °C, tomu odpovídá Prandtlovo číslo 1,211):

$$\varepsilon_{t,kon}^{NTO,hor} = \left( \frac{Pr_{1,kon}^{NTO}}{Pr_{st1,kon}^{NTO,hor}} \right)^{0,11} = \left( \frac{1,242}{1,211} \right)^{0,11} = 1,00276 \rightarrow \text{lze zanedbat} \quad (4.23)$$

Při zanedbání korekčního součinitele platí:

$$Nu_{0,kon}^{tr,NTO} = Nu_{kon}^{tr,NTO} = 209,491 \quad (4.24)$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky:

$$\alpha_{1,kon}^{NTO} = \frac{Nu_{kon}^{tr,NTO} \cdot \lambda_{1,kon}^{NTO}}{d_1^{NTO}} = \frac{209,491 \cdot 0,685}{0,017} = 8446,048 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K}) \quad (4.25)$$

### Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Vztažná teplota mezi teplotou sytosti a teplotou stěny (teplota vnější stěny byla nejdříve odhadnuta a po provedení výpočtu byla iterací zjištěna její hodnota 149,62 °C):

$$t_v^{NTO,hor} = t_{tp}^{NTO} - \frac{3}{8} \cdot (t_{tp}^{NTO} - t_{st2,kon}^{NTO}) \quad (4.26)$$

$$t_v^{NTO,hor} = 152,7 - \frac{3}{8} \cdot (152,7 - 149,62) = 151,54 \text{ °C}$$

### Fyzikální vlastnosti vody pro vztažnou teplotu a tlak topné páry

Součinitel tepelné vodivosti:	$\lambda_v^{NTO,hor} = 0,684 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
Hustota:	$\rho_v^{NTO,hor} = 915,57 \text{ kg}/\text{m}^3$
Dynamická viskozita:	$\mu_v^{NTO,hor} = 1,805 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Prandtlovo číslo:	$Pr_v^{NTO,hor} = 1,139$

Gravitační zrychlení:

$$g = 9,81 \text{ m}/\text{s}^2 \quad (4.27)$$

Hustota topné páry:

$$\rho_p^{NTO} = f(p_{tp}^{NTO}, h_{tp}^{NTO}) = 3,20 \text{ kg}/\text{m}^3 \quad (4.28)$$

Latentní teplo pro parametry topné páry (152,7 °C a 511,569 kPa):

$$l_k^{NTO} = h_{tp,svt}^{NTO} - h_{tp,ok}^{NTO} = 2749,13 - 643,92 = 2105,21 \text{ kJ}/\text{kg} \quad (4.29)$$

Oprava na závislost fyzikálních vlastností kondenzátu na teplotě vyjadřující směr tepelného toku (pro teplotu stěny 149,62 °C je Prandtlovo číslo rovno 1,153):

$$\varepsilon_{T,kon}^{NTO,hor} = \left( \frac{Pr_v^{NTO,hor}}{Pr_{st2,kon}^{NTO,hor}} \right)^{0,25} = \left( \frac{1,139}{1,153} \right)^{0,25} = 0,99697 \rightarrow \text{lze zanedbat} \quad (4.30)$$

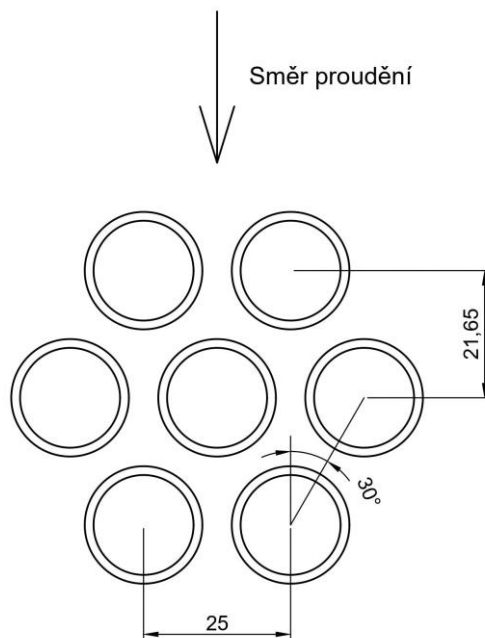
Součinitel přestupu tepla ve svazku [4]:

$$\alpha_{sv,kon}^{NTO} = 0,729 \cdot \left[ \frac{g \cdot \rho_v^{NTO,hor} \cdot (\rho_v^{NTO,hor} - \rho_p^{NTO}) \cdot (\lambda_v^{NTO,hor})^3 \cdot l_k^{NTO}}{N_{rad}^{NTO} \cdot \mu_v^{NTO,hor} \cdot (t_{tp}^{NTO} - t_{st2,kon}^{NTO}) \cdot d_2^{NTO}} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4.31)$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla ve svazku je potřeba zjistit počet řad trubek nad sebou, proto se další část práce věnuje návrhu trubkového svazku.

Návrh trubkového svazku

Pro trubkový svazek bylo zvoleno vystřídané uspořádání s úhlem 30°, viz Obr. 4.2. Toto uspořádání se vyznačuje vyšším součinitelem přestupu tepla a lepším využitím prostoru. V další části jsou určeny některé geometrické parametry trubkového svazku.



Obr. 4.2 Uspořádání trubek ve svazku

Příčná rozteč trubek:

$$b_1^{NTO} = 1,25 \cdot d_2^{NTO} = 1,25 \cdot 0,02 = 0,025 \text{ m} \quad (4.32)$$

Podélná rozteč trubek vplyne z geometrie:

$$b_2^{NTO} = 0,02165 \text{ m} \quad (4.33)$$

Průměr trubkového svazku [5]:

$$D_b^{NTO} = d_2^{NTO} \cdot \left( \frac{n_{sv}^{NTO}}{K_1} \right)^{\frac{1}{n_1}} \quad (4.34)$$

Koeficienty  $K_1$  a  $n_1$  jsou závislé na počtu chodů a příčné rozteči trubek [5]:

$$K_1 = 0,249 \quad (4.35)$$

$$n_1 = 2,207 \quad (4.36)$$

Průměr trubkového svazku se pak bude rovnat:

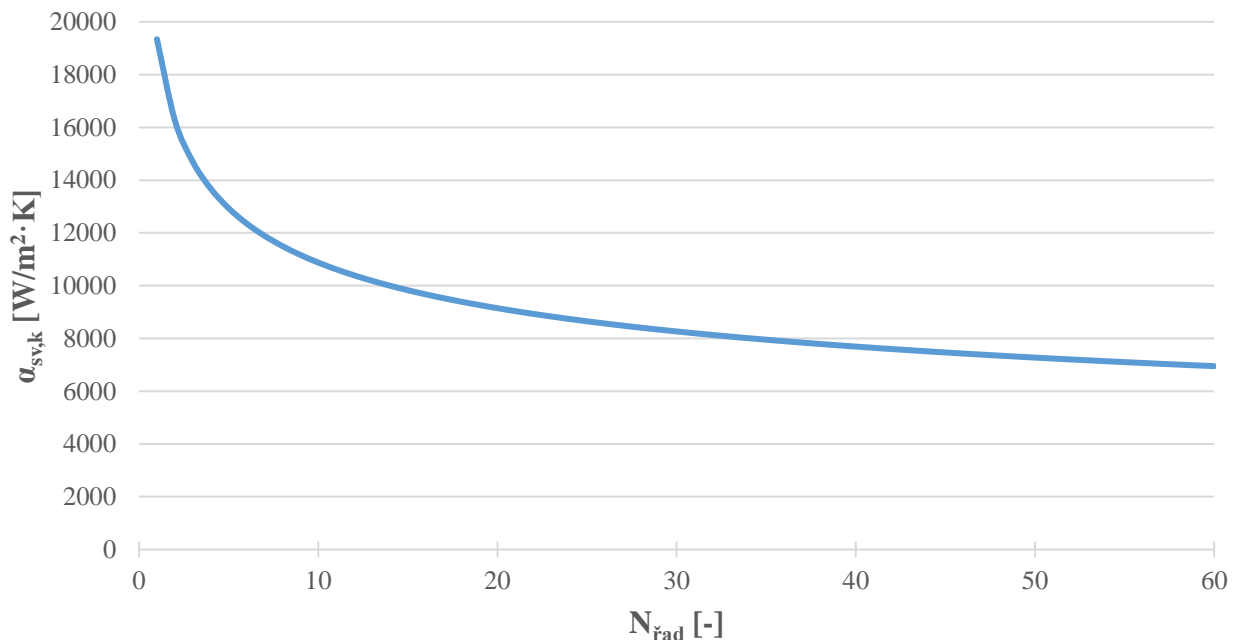
$$D_b^{NTO} = 0,02 \cdot \left( \frac{10788}{0,249} \right)^{\frac{1}{2,207}} = 2,523 \text{ m}$$

Ze známého průměru svazku a jeho geometrie lze spočítat maximální počet řad trubek nad sebou:

$$N_{\text{řad,max}}^{NTO} = \frac{D_b^{NTO} - d_2^{NTO}}{2 \cdot b_2^{NTO}} = \frac{2,523 - 0,02}{2 \cdot 0,02165} = 57,81 \rightarrow 57 \text{ řad} \quad (4.37)$$

Při postupném stékání kondenzátu po jednotlivých řadách dochází ke zvětšování vrstvy kondenzátu na stěnách trubek, což má za následek snižování součinitele přestupu tepla. Při velkém počtu řad se však velikost součinitele přestupu tepla již příliš nemění, viz Obr. 4.3. Není tedy nutné do rovnice pro výpočet součinitele přestupu tepla dosadit přesný počet řad, protože vliv na konečný výsledek není významný. S ohledem na tuto skutečnost a při zohlednění postupného snižování počtu řad ve směru od středu ke kraji výměníku bylo rozhodnuto za počet řad dosadit hodnotu 30.

$$N_{\text{řad}}^{NTO} = 30 \quad (4.38)$$



Obr. 4.3 Závislost součinitele přestupu tepla na počtu řad

Nyní už je možné dosadit hodnoty do rovnice (4.31) a spočítat součinitel přestupu tepla ve svazku:

$$\alpha_{sv,kon}^{NTO} = 0,729 \cdot \left[ \frac{9,81 \cdot 915,57 \cdot (915,57 - 3,2) \cdot 0,684^3 \cdot 2105,21 \cdot 10^3}{30 \cdot 1,805 \cdot 10^{-4} \cdot (152,7 - 149,62) \cdot 0,02} \right]^{\frac{1}{4}}$$

$$\alpha_{sv,kon}^{NTO} = 8265,026 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

**Výpočet součinitele prostupu tepla**

Jako materiál trubek byla zvolena nerezová ocel se součinitelem tepelné vodivosti:

$$\lambda_{tr} = 15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K}) \quad (4.39)$$

Součinitel prostupu tepla [3]:

$$k_{kon}^{NTO,hor} = \frac{1}{\frac{d_2^{NTO}}{d_1^{NTO}} \cdot \frac{1}{\alpha_{1,kon}^{NTO}} + \frac{d_2^{NTO}}{2 \cdot \lambda_{tr}} \cdot \ln\left(\frac{d_2^{NTO}}{d_1^{NTO}}\right) + \frac{1}{\alpha_{sv,kon}^{NTO}}} \quad (4.40)$$

$$k_{kon}^{NTO,hor} = \frac{1}{\frac{0,02}{0,017} \cdot \frac{1}{8446,048} + \frac{0,02}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,02}{0,017}\right) + \frac{1}{8265,026}} = 2712,746 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

**Výpočet středního teplotního logaritmického spádu**

Teplotní spád na vstupu do ohříváku:

$$\Delta t_{1,kon}^{NTO} = t_{tp}^{NTO} - t_{k56} = 152,7 - 126,6 = 26,1 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.41)$$

Teplotní spád na výstupu z ohříváku:

$$\Delta t_{2,kon}^{NTO} = t_{tp}^{NTO} - t_{k6} = 152,7 - 150,7 = 2,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.42)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln,kon}^{NTO} = \frac{\Delta t_{1,kon}^{NTO} - \Delta t_{2,kon}^{NTO}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{1,kon}^{NTO}}{\Delta t_{2,kon}^{NTO}}\right)} = \frac{26,1 - 2}{\ln\left(\frac{26,1}{2}\right)} = 9,39 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.43)$$

**Výpočet teplosměnné plochy a délky trubkového svazku**

Teplosměnná plocha kondenzační části se spočítá z rovnice prostupu tepla:

$$S_{kon}^{NTO,hor} = \frac{\dot{Q}_{kon}^{NTO}}{k_{kon}^{NTO,hor} \cdot \Delta t_{ln,kon}^{NTO}} = \frac{117339,83 \cdot 1000}{2712,746 \cdot 9,39} = 4608,24 \text{ m}^2 \quad (4.44)$$

Délka trubkového svazku:

$$L_{kon}^{NTO,hor} = \frac{S_{kon}^{NTO,hor}}{\pi \cdot d_2^{NTO} \cdot n_{sv}^{NTO}} = \frac{4608,24}{\pi \cdot 0,02 \cdot 10788} = 6,80 \text{ m} \quad (4.45)$$

Vnitřní plocha trubkového svazku:

$$S_{1,kon}^{NTO,hor} = \pi \cdot d_1^{NTO} \cdot L_{kon}^{NTO,hor} \cdot n_{sv}^{NTO} \quad (4.46)$$

$$S_{1,kon}^{NTO,hor} = \pi \cdot 0,017 \cdot 6,80 \cdot 10788 = 3917,01 \text{ m}^2$$

**Teplota stěny trubky**

Vnitřní strana trubky:

$$t_{st1,kon}^{NTO,hor} = \frac{\dot{Q}_{kon}^{NTO}}{\alpha_{1,kon}^{NTO} \cdot S_{1,kon}^{NTO,hor}} + t_{str,kon}^{NTO} \quad (4.47)$$

$$t_{st1,kon}^{NTO,hor} = \frac{117339,83 \cdot 1000}{8446,048 \cdot 3917,01} + 138,6 = 142,19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vnější strana trubky:

$$t_{st2,kon}^{NTO,hor} = t_{tp}^{NTO} - \frac{\dot{Q}_{kon}^{NTO}}{\alpha_{sv,kon}^{NTO} \cdot S_{kon}^{NTO,hor}} \quad (4.48)$$

$$t_{st2,kon}^{NTO,hor} = 152,7 - \frac{117339,83 \cdot 1000}{8265,026 \cdot 4608,24} = 149,62 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 4.3.2 Chladič kondenzátu

#### Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubky

Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubky probíhá stejným způsobem jako v případě kondenzační části.

Střední teplota napájecí vody v chladiči kondenzátu:

$$t_{str,ch}^{NTO} = \frac{t_{k5} + t_{k56}}{2} = \frac{125,5 + 126,6}{2} = 126,0 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.49)$$

Střední tlak napájecí vody v chladiči kondenzátu:

$$p_{str,ch}^{NTO} = \frac{p_{k5} + p_{k56}}{2} = \frac{1,174 + 1,114}{2} = 1,144 \text{ MPa} \quad (4.50)$$

Fyzikální vlastnosti vody pro střední teplotu a tlak

Součinitel tepelné vodivosti:	$\lambda_{1,ch}^{NTO} = 0,685 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
Hustota:	$\rho_{1,ch}^{NTO} = 938,62 \text{ kg}/\text{m}^3$
Dynamická viskozita:	$\mu_{1,ch}^{NTO} = 2,203 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Prandtlovo číslo:	$Pr_{1,ch}^{NTO} = 1,369$

Reynoldsovo číslo:

$$Re_{ch}^{NTO} = \frac{w_{skut}^{NTO} \cdot d_1^{NTO} \cdot \rho_{1,ch}^{NTO}}{\mu_{1,ch}^{NTO}} = \frac{0,9998 \cdot 0,017 \cdot 938,62}{2,203 \cdot 10^{-4}} = 72402,80 \quad (4.51)$$

Korekční součinitel pro Re:

$$A_{ch}^{NTO} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(Re_{ch}^{NTO}) - 1,64)^2 \cdot 8} \quad (4.52)$$

$$A_{ch}^{NTO} = \frac{1}{(1,82 \cdot \log_{10}(72402,80) - 1,64)^2 \cdot 8} = 0,00241$$

Nusseltovo číslo:

$$Nu_{0,ch}^{tr,NTO} = \frac{A_{ch}^{NTO} \cdot (Re_{ch}^{NTO} - 1000) \cdot Pr_{1,ch}^{NTO}}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{A_{ch}^{NTO}} \cdot \left[ (Pr_{1,ch}^{NTO})^{\frac{2}{3}} - 1 \right]} \quad (4.53)$$



$$Nu_{0,ch}^{tr,NTO} = \frac{0,00241 \cdot (72402,80 - 1000) \cdot 1,369}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{0,00241} \cdot (1,369^{\frac{2}{3}} - 1)} = 205,523$$

Korekce na rozdíl teplot proudu a vnitřního povrchu stěny (teplota vnitřní stěny byla nejdříve odhadnuta a po provedení výpočtu byla iterací zjištěna její hodnota 130,80 °C, tomu odpovídá Prandtlovo číslo 1,317):

$$\varepsilon_{t,ch}^{NTO} = \left( \frac{Pr_{1,ch}^{NTO}}{Pr_{st1,ch}^{NTO}} \right)^{0,11} = \left( \frac{1,369}{1,317} \right)^{0,11} = 1,00422 \rightarrow \text{lze zanedbat} \quad (4.54)$$

Pro Nusseltovo číslo při zanedbání korekčního součinitele platí:

$$Nu_{ch}^{tr,NTO} = Nu_{0,ch}^{tr,NTO} = 205,523 \quad (4.55)$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky:

$$\alpha_{1,ch}^{NTO} = \frac{Nu_{ch}^{tr,NTO} \cdot \lambda_{1,ch}^{NTO}}{d_1^{NTO}} = \frac{205,523 \cdot 0,685}{0,017} = 8281,481 \text{ W}/(m^2 \cdot K) \quad (4.56)$$

### Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Pro výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru byl zvolen postup popsaný ve zdroji [6], jelikož chladič kondenzátu má atypickou konstrukci a nebylo možné použít obvyklý postup.

Na začátku se spočítá průtočný průřez uprostřed chladiče pomocí rovnice:

$$S_m^{NTO} = \frac{CM \cdot S_{chl}^{NTO} \cdot L_{bc}^{NTO}}{X_{ch}^{NTO}} \quad (4.57)$$

Koeficient CM se odvíjí od typu přepážek. V chladiči budou použity jednosegmentové přepážky, koeficient CM se tedy bude rovnat:

$$CM = 0,5 \quad (4.58)$$

Rozteč přepážek byla zvolena:

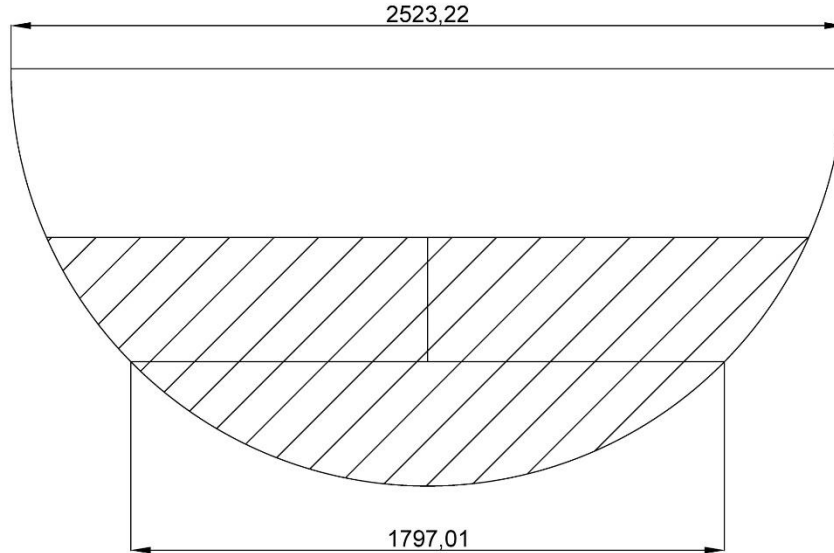
$$L_{bc}^{NTO} = 0,2 \text{ m} \quad (4.59)$$

Následuje výpočet plochy chladiče v tahu. V rámci optimalizace výpočtu bylo rozhodnuto, že chladič kondenzátu bude umístěn v 50 % 2. tahu výměníku (šrafovaná oblast na Obr. 4.4), chladičem tedy prochází polovina trubek.

$$A_{chl}^{NTO} = \frac{\pi \cdot (D_b^{NTO})^2}{8} \cdot 0,5 = \frac{\pi \cdot 2,523^2}{8} \cdot 0,5 = 1,250 \text{ m}^2 \quad (4.60)$$

Poslední veličinou nutnou pro výpočet průtočného průřezu je střední šířka chladiče. Ta byla určena pomocí nákresu v AutoCADu a je znázorněna na Obr. 4.4.

$$X_{ch}^{NTO} = 1,797 \text{ m} \quad (4.61)$$



Obr. 4.4 Znázornění plochy chladiče kondenzátu ve výměníku

Nyní již lze dosadit do rovnice (4.57) a spočítat hodnotu průtočného průřezu uprostřed chladiče.

$$S_m^{NTO} = \frac{0,5 \cdot 1,250 \cdot 0,2}{1,797} = 0,070 \text{ m}^2$$

V dalším kroku se určí Reynoldsovo číslo:

$$Re_{sv,ch}^{NTO} = \frac{d_2^{NTO} \cdot \dot{m}_{tp}^{NTO}}{\mu_{ok}^{NTO} \cdot S_m^{NTO}} \quad (4.62)$$

Dynamická viskozita se určí ze střední teploty a tlaku kondenzátu.

$$t_{str,ok}^{NTO} = \frac{t_{tp}^{NTO} + t_{ok5}}{2} = \frac{152,7 + 134,5}{2} = 143,6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.63)$$

$$p_{str,ok}^{NTO} = p_{tp}^{NTO} = 511,569 \text{ kPa} \quad (4.64)$$

$$\mu_{ok}^{NTO} = f(t_{str,ok}^{NTO}; p_{str,ok}^{NTO}) = 1,913 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (4.65)$$

Reynoldsovo číslo se pak bude rovnat:

$$Re_{sv,ch}^{NTO} = \frac{0,02 \cdot 65,42}{1,913 \cdot 10^{-4} \cdot 0,070} = 98337,93$$

Z grafu uvedeném ve zdroji [6] byla určena hodnota Colburnova  $J$  faktoru.

$$J_f^{NTO} = 0,0044 \quad (4.66)$$

Pro výpočet základního součinitele přestupu tepla je nutné stanovit měrnou tepelnou kapacitu kondenzátu a Prandtlovo číslo.

$$c_{p,ok}^{NTO} = f(t_{str,ok}^{NTO}; p_{str,ok}^{NTO}) = 4,2941 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K}) \quad (4.67)$$

$$Pr_{ok}^{NTO} = f(t_{str,ok}^{NTO}; p_{str,ok}^{NTO}) = 1,199 \quad (4.68)$$

Základní součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru se spočítá z rovnice:

$$\alpha_{base,ch}^{NTO} = \frac{J_f^{NTO} \cdot c_{p,ok}^{NTO} \cdot \dot{m}_{tp}^{NTO}}{S_m^{NTO}} \cdot (Pr_{ok}^{NTO})^{-0,667} \quad (4.69)$$

$$\alpha_{base,ch}^{NTO} = \frac{0,044 \cdot 4,2941 \cdot 1000 \cdot 65,42}{0,070} \cdot 1,199^{-0,667} = 15738,045 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Základní součinitel přestupu tepla se musí korigovat pomocí korekčních faktorů  $J_c$ ,  $J_l$  a  $J_b$ . Hodnoty faktorů  $J_c$  a  $J_l$  byl určeny odečtením z grafů a faktor  $J_b$  se rovná 0,9 [6].

$$J_c^{NTO} = 0,5 \quad (4.70)$$

$$J_l^{NTO} = 0,615 \quad (4.71)$$

$$J_b^{NTO} = 0,9 \quad (4.72)$$

Opravený součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_{op,ch}^{NTO} = \alpha_{base,ch}^{NTO} \cdot J_c^{NTO} \cdot J_l^{NTO} \cdot J_b^{NTO} \quad (4.73)$$

$$\alpha_{op,ch}^{NTO} = 15738,045 \cdot 0,5 \cdot 0,615 \cdot 0,9 = 4355,504 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

### Výpočet součinitele prostupu tepla

Součinitel tepelné vodivosti materiálu trubek je stejný jako u kondenzační části:

$$\lambda_{tr} = 15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$$

Součinitel prostupu tepla [3]:

$$k_{ch}^{NTO} = \frac{1}{\frac{d_2^{NTO}}{d_1^{NTO}} \cdot \frac{1}{\alpha_{1,ch}^{NTO}} + \frac{d_2^{NTO}}{2 \cdot \lambda_{tr}} \cdot \ln\left(\frac{d_2^{NTO}}{d_1^{NTO}}\right) + \frac{1}{\alpha_{op,ch}^{NTO}}} \quad (4.74)$$

$$k_{ch}^{NTO} = \frac{1}{\frac{0,02}{0,017} \cdot \frac{1}{8281,481} + \frac{0,02}{2 \cdot 15} \cdot \ln\left(\frac{0,02}{0,017}\right) + \frac{1}{4355,504}} = 2083,329 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

### Výpočet středního teplotního logaritmického spádu

Teplotní spád na výstupu z chladiče kondenzátu:

$$\Delta t_{1,ch}^{NTO} = t_{tp}^{NTO} - t_{k56} = 152,7 - 126,6 = 26,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.75)$$

Teplotní spád na vstupu do chladiče kondenzátu:

$$\Delta t_{2,ch}^{NTO} = t_{ok5} - t_{k5} = 134,5 - 125,5 = 9,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.76)$$

Střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln,ch}^{NTO} = \frac{\Delta t_{1,ch}^{NTO} - \Delta t_{2,ch}^{NTO}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{1,ch}^{NTO}}{\Delta t_{2,ch}^{NTO}}\right)} = \frac{26,1 - 9}{\ln\left(\frac{26,1}{9}\right)} = 16,07 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.77)$$

### Výpočet teplosměnné plochy a délky trubkového svazku

Teplosměnná plocha chladiče kondenzátu:

$$S_{ch}^{NTO} = \frac{\dot{Q}_{ch}^{NTO}}{k_{ch}^{NTO} \cdot \Delta t_{ln,ch}^{NTO}} = \frac{5122,014 \cdot 1000}{2083,329 \cdot 16,07} = 153,02 \text{ } m^2 \quad (4.78)$$

Délka chladiče kondenzátu (počet trubek je vydělen 2, protože chladičem prochází pouze polovina trubek):

$$L_{ch}^{NTO} = \frac{S_{ch}^{NTO}}{\pi \cdot d_2^{NTO} \cdot \frac{n_{tr}^{NTO}}{2}} = \frac{153,02}{\pi \cdot 0,02 \cdot \frac{5394}{2}} = 0,90 \text{ } m \quad (4.79)$$

Vnitřní plocha trubkového svazku:

$$S_{1,ch}^{NTO} = \pi \cdot d_1^{NTO} \cdot L_{ch}^{NTO} \cdot \frac{n_{tr}^{NTO}}{2} = \pi \cdot 0,017 \cdot 0,90 \cdot \frac{5394}{2} = 130,06 \text{ } m^2 \quad (4.80)$$

### Teplota stěny trubky

Vnitřní strana trubky:

$$t_{st1,ch}^{NTO} = \frac{\dot{Q}_{ch}^{NTO}}{\alpha_{1,ch}^{NTO} \cdot S_{1,ch}^{NTO}} + t_{str,ch}^{NTO} \quad (4.81)$$

$$t_{st1,ch}^{NTO} = \frac{5122,014 \cdot 1000}{8281,481 \cdot 127,49} + 126,0 = 130,80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 4.3.3 Výsledné parametry horizontálního NTO4

Na závěr se určí výsledné parametry horizontálního provedení nízkotlakého regeneračního ohříváku.

Celková teplosměnná plocha:

$$S^{NTO,hor} = S_{kon}^{NTO,hor} + S_{ch}^{NTO} = 4608,24 + 153,02 = 4761,26 \text{ } m^2 \quad (4.82)$$

Délka trubek v jednom tahu:

$$L_{tah}^{NTO,hor} = \frac{S^{NTO,hor}}{\pi \cdot d_2^{NTO} \cdot n_{sv}^{NTO}} = \frac{4761,26}{\pi \cdot 0,02 \cdot 10788} = 7,02 \text{ } m \quad (4.83)$$

## 4.4 Vertikální provedení

### 4.4.1 Kondenzační část

#### Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubky

Postup výpočtu je stejný jako v případě horizontálního provedení a většina veličin má i stejný výsledek. Výjimkou je teplota vnitřní stěny trubky, která byla zjištěna iterací a má hodnotu 142,88 °C. Z toho vyplývá i rozdílné Prandtlovo číslo na stěně, které se bude rovnat 1,205. Tím pádem bude jiný i korekční součinitel na rozdíl teplot proudu a vnitřního povrchu stěny, který se rovná:

$$\varepsilon_{t,kon}^{NTO,ver} = \left( \frac{Pr_{1,kon}^{NTO}}{Pr_{st1,kon}^{NTO,ver}} \right)^{0,11} = \left( \frac{1,242}{1,205} \right)^{0,11} = 1,00329 \rightarrow \text{lze zanebat} \quad (4.84)$$

Jelikož se korekční součinitel na rozdíl teplot proudu a vnitřního povrchu stěny zanedbává, tak hodnota součinitele přestupu tepla uvnitř trubky bude stejná jako u horizontálního provedení.

$$\alpha_{1,kon}^{NTO} = 8446,048 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

#### Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Vzhledem k vertikálnímu uspořádání svazku se výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru provádí odlišným způsobem než u horizontálního provedení. Stejně jako u horizontálního ohříváku byl k výpočtu využit zdroj [1].

Vztažná teplota mezi teplotou sytosti a teplotou stěny (teplota vnější stěny byla nejdříve odhadnuta a po provedení výpočtu byla iterací zjištěna její hodnota 149,37 °C):

$$t_v^{NTO,ver} = t_{tp}^{NTO} - \frac{3}{8} \cdot (t_{tp}^{NTO} - t_{st2,kon}^{NTO,ver}) \quad (4.85)$$

$$t_v^{NTO,ver} = 152,7 - \frac{3}{8} \cdot (152,7 - 149,37) = 151,45 \text{ °C}$$

#### Fyzikální vlastnosti vody pro vztažnou teplotu a tlak topné páry

Součinitel tepelné vodivosti:	$\lambda_v^{NTO,ver} = 0,684 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
Hustota:	$\rho_v^{NTO,ver} = 915,66 \text{ kg}/\text{m}^3$
Dynamická viskozita:	$\mu_v^{NTO,ver} = 1,806 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$
Prandtlovo číslo:	$Pr_v^{NTO,ver} = 1,140$

Kinematická viskozita:

$$v_v^{NTO} = \frac{\mu_v^{NTO,ver}}{\rho_v^{NTO,ver}} = \frac{1,806 \cdot 10^{-4}}{915,66} = 1,972 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad (4.86)$$

Kritérium Z (délka trubkového svazku byla odhadnuta a poté byla iterací zjištěna její hodnota 7,08 m):

$$Z^{NTO} = \sqrt[3]{\frac{g}{v_v^{NTO}}} \cdot \frac{\lambda_v^{NTO,ver} \cdot (t_{tp}^{NTO} - t_{st2,kon}^{NTO,ver}) \cdot L_{kon}^{NTO,ver}}{l_k^{NTO} \cdot \mu_v^{NTO,ver}} \quad (4.87)$$

$$Z^{NTO} = \sqrt[3]{\frac{9,81}{1,972 \cdot 10^{-7}} \cdot \frac{0,684 \cdot (152,7 - 149,37) \cdot 7,08}{2105,21 \cdot 10^3 \cdot 1,806 \cdot 10^{-4}}} = 2674,951$$

Reynoldsovo číslo filmu:

$$Re_f^{NTO} = 0,941 \cdot (Z^{NTO})^{0,781} = 0,941 \cdot 2674,951^{0,781} = 447,02 \quad (4.88)$$

Velikost Reynoldsova čísla je větší než kritická velikost Reynoldsova čísla filmu, která se rovná 400. Charakter proudění v kondenzátním filmu je tedy turbulentní a Reynoldsovo číslo je nutné přepočítat podle následující rovnice (teplotě na stěně odpovídá Prandtlovo číslo 1,155):

$$Re_f^{NTO} = \left[ 89 + 0,024 \cdot \left( \frac{Pr_v^{NTO,ver}}{Pr_{st2,kon}^{NTO,ver}} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot (Pr_v^{NTO,ver})^{\frac{1}{2}} \cdot (Z^{NTO} - 2300) \right]^{\frac{4}{3}} \quad (4.89)$$

$$Re_f^{NTO} = \left[ 89 + 0,024 \cdot \left( \frac{1,140}{1,155} \right)^{\frac{1}{4}} \cdot 1,140^{\frac{1}{2}} \cdot (2674,951 - 2300) \right]^{\frac{4}{3}} = 455,36$$

Součinitel přestupu tepla se pak určí ze vztahu:

$$\alpha_{ver}^{NTO} = Re_f^{NTO} \cdot \frac{l_k^{NTO} \cdot \mu_v^{NTO,ver}}{(t_{tp}^{NTO} - t_{st2,kon}^{NTO,ver}) \cdot L_{kon}^{NTO,ver}} \quad (4.90)$$

$$\alpha_{ver}^{NTO} = 455,36 \cdot \frac{2105,21 \cdot 10^3 \cdot 1,806 \cdot 10^{-4}}{(152,7 - 149,37) \cdot 7,08} = 7352,898 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

### Výpočet součinitele prostupu tepla

Součinitel tepelné vodivosti materiálu trubek:

$$\lambda_{tr} = 15 \text{ W}/(m \cdot K)$$

Součinitel prostupu tepla [3]:

$$k_{kon}^{NTO,ver} = \frac{1}{\frac{d_2^{NTO}}{d_1^{NTO}} \cdot \frac{1}{\alpha_{1,kon}^{NTO}} + \frac{d_2^{NTO}}{2 \cdot \lambda_{tr}} \cdot \ln \left( \frac{d_2^{NTO}}{d_1^{NTO}} \right) + \frac{1}{\alpha_{ver}^{NTO}}} \quad (4.91)$$

$$k_{kon}^{NTO,ver} = \frac{1}{\frac{0,02}{0,017} \cdot \frac{1}{8446,048} + \frac{0,02}{2 \cdot 15} \cdot \ln \left( \frac{0,02}{0,017} \right) + \frac{1}{7352,898}} = 2606,616 \text{ W}/(m^2 \cdot K)$$

### Výpočet středního teplotního logaritmického spádu

Teplotní spády jsou stejné jako v případě horizontálního provedení, takže střední teplotní logaritmický spád bude mít stejnou hodnotu.

$$\Delta t_{ln,kon}^{NTO} = 9,39 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**Výpočet teplosměnné plochy a délky trubkového svazku**

Teplosměnná plocha:

$$S_{kon}^{NTO,ver} = \frac{\dot{Q}_{kon}^{NTO}}{k_{kon}^{NTO,ver} \cdot \Delta t_{ln,kon}^{NTO}} = \frac{117339,83 \cdot 1000}{2606,616 \cdot 9,39} = 4795,87 \text{ m}^2 \quad (4.92)$$

Délka trubkového svazku:

$$L_{kon}^{NTO,ver} = \frac{S_{kon}^{NTO,ver}}{\pi \cdot d_2^{NTO} \cdot n_{sv}^{NTO}} = \frac{4795,87}{\pi \cdot 0,02 \cdot 10788} = 7,08 \text{ m} \quad (4.93)$$

Vnitřní plocha trubkového svazku:

$$S_{1,kon}^{NTO,ver} = \pi \cdot d_1^{NTO} \cdot L_{kon}^{NTO,ver} \cdot n_{sv}^{NTO} \quad (4.94)$$

$$S_{1,kon}^{NTO,ver} = \pi \cdot 0,017 \cdot 7,08 \cdot 10788 = 4076,49 \text{ m}^2$$

Teplota stěny trubky

Vnitřní strana trubky:

$$t_{st1,kon}^{NTO,ver} = \frac{\dot{Q}_{kon}^{NTO}}{\alpha_{1,kon}^{NTO} \cdot S_{1,kon}^{NTO,ver}} + t_{str,kon}^{NTO} \quad (4.95)$$

$$t_{st1,kon}^{NTO,ver} = \frac{117339,83 \cdot 1000}{8446,048 \cdot 4076,49} + 138,6 = 142,05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Vnější strana trubky:

$$t_{st2,kon}^{NTO,ver} = t_{tp}^{NTO} - \frac{\dot{Q}_{kon}^{NTO}}{\alpha_{ver}^{NTO} \cdot S_{kon}^{NTO,hor}} \quad (4.96)$$

$$t_{st2,kon}^{NTO,ver} = 152,7 - \frac{117339,83 \cdot 1000}{7352,898 \cdot 4795,87} = 149,37 \text{ } ^\circ\text{C}$$

**4.4.2 Chladič kondenzátu**

Výpočet chladiče kondenzátu pro vertikální provedení probíhá stejným způsobem jako pro horizontální provedení. Proudění v mezitrubkovém prostoru je sice u vertikálního provedení složitější než u horizontálního, pro účely této práce byl ale výpočet zjednodušen a je uvažováno stejné proudění jako v případě horizontálního provedení, postup výpočtu je tedy totožný. Správnost výsledku nebude příliš ovlivněna, protože v chladiči kondenzátu se předává minimální část z celkového výkonu. Jelikož se do vzorců dosazují stejné hodnoty, tak i výsledné hodnoty budou stejné jako u horizontálního provedení. Pro přehlednost jsou výsledky pro jednotlivé podkapitoly uvedeny v následujících tabulkách.

### Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubky

Tab. 4.1 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele přestupu tepla uvnitř trubky – vertikální NTO4 – chladič kondenzátu

$t_{str,ch}^{NTO}$	126,0	°C	$p_{str,ch}^{NTO}$	1,144	MPa
$\lambda_{1,ch}^{NTO}$	0,685	W/(m·K)	$\rho_{1,ch}^{NTO}$	938,62	kg/m <sup>3</sup>
$\mu_{1,ch}^{NTO}$	$2,203 \cdot 10^{-4}$	Pa·s	$Pr_{1,ch}^{NTO}$	1,369	-
$Re_{ch}^{NTO}$	72402,80	-	$A_{ch}^{NTO}$	0,00241	-
$Nu_{0,ch}^{tr,NTO}$	205,523	-	$Pr_{st1,ch}^{NTO}$	1,317	-
$\varepsilon_{t,ch}^{NTO}$	1,00422	-	$\alpha_{1,ch}^{NTO}$	8281,481	W/(m <sup>2</sup> ·K)

### Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Tab. 4.2 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru – vertikální NTO4 – chladič kondenzátu

$CM$	0,5	-	$L_{bc}^{NTO}$	0,2	m
$A_{chl}^{NTO}$	1,250	m <sup>2</sup>	$X_{ch}^{NTO}$	1,797	m
$S_m^{NTO}$	0,070	m <sup>2</sup>	$t_{str,ok}^{NTO}$	143,6	°C
$p_{str,ok}^{NTO}$	511,569	kPa	$\mu_{ok}^{NTO}$	$1,913 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
$Re_{sv,ch}^{NTO}$	98337,93	-	$J_f^{NTO}$	0,0044	-
$c_{p,ok}^{NTO}$	4,2941	kJ/(kg·K)	$Pr_{ok}^{NTO}$	1,199	-
$\alpha_{base,ch}^{NTO}$	15738,045	W/(m <sup>2</sup> ·K)	$J_c^{NTO}$	0,5	-
$J_i^{NTO}$	0,615	-	$J_b^{NTO}$	0,9	-
$\alpha_{op,ch}^{NTO}$	4355,504	W/(m <sup>2</sup> ·K)			

### Výpočet součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy

Tab. 4.3 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy – vertikální NTO4 – chladič kondenzátu

$\lambda_{tr}$	15	W/(m·K)	$k_{ch}^{NTO}$	2083,329	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\Delta t_{1,ch}^{NTO}$	26,1	°C	$\Delta t_{2,ch}^{NTO}$	9,0	°C
$\Delta t_{ln,ch}^{NTO}$	16,07	°C	$S_{ch}^{NTO}$	153,02	m <sup>2</sup>
$L_{ch}^{NTO}$	0,90	m	$S_{1,ch}^{NTO}$	130,06	m <sup>2</sup>



#### 4.4.3 Výsledné parametry vertikálního NTO4

Celková teplosměnná plocha:

$$S^{NTO,ver} = S_{kon}^{NTO,ver} + S_{ch}^{NTO} = 4795,87 + 153,02 = 4948,89 \text{ m}^2 \quad (4.97)$$

Délka trubek v jednom tahu byla spočítána součtem délek kondenzační části a chladiče kondenzátu, protože kondenzační část se musí nacházet nad hladinou vody, která je nad chladičem kondenzátu.

$$L_{tah}^{NTO,ver} = L_{kon}^{NTO,ver} + L_{ch}^{NTO} = 7,08 + 0,90 = 7,98 \text{ m} \quad (4.98)$$

#### 4.5 Porovnání horizontálního a vertikálního provedení

V následující tabulce jsou porovnány dva parametry regeneračního ohříváku NTO4 – celková teplosměnná plocha a délka trubek v jednom tahu.

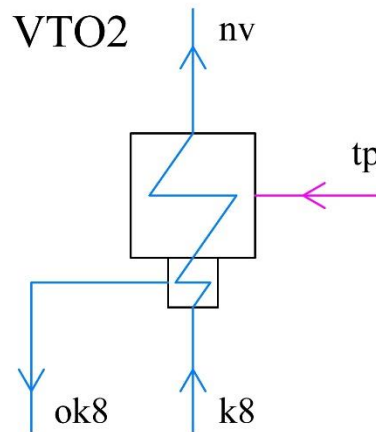
Tab. 4.4 Porovnání horizontálního a vertikálního provedení NTO4

Horizontální provedení			Vertikální provedení		
$S^{NTO,hor}$	4761,26	m <sup>2</sup>	$S^{NTO,ver}$	4948,89	m <sup>2</sup>
$L_{tah}^{NTO,hor}$	7,02	m	$L_{tah}^{NTO,ver}$	7,98	m

Z tabulky je patrné, že termodynamicky lépe vychází horizontální provedení. Teplosměnná plocha je u horizontálního ohříváku menší o 187,63 m<sup>2</sup>, což jsou necelá 4 %. Ještě výraznější rozdíl je u délky trubek v jednom tahu, které jsou u horizontálního provedení kratší přibližně o 12 %, konkrétně o 0,96 m. Tento rozdíl je způsoben efektivnějším využitím teplosměnné plochy v případě horizontální konstrukce. U vertikálního provedení je nutné, aby byl chladič kondenzátu zaplavený vodou (platí pro typ „channel down“). Zároveň musí být splněny požadavky na teplosměnnou plochu pro kondenzační část, která musí být nad hladinou. Tím pádem v tahu výměníku, který neobsahuje chladič kondenzátu, vzniká pod hladinou vody nevyužitý prostor, který zvětšuje celkové rozměry vertikálního ohříváku.

## 5 Tepelný výpočet regeneračního ohříváku VTO2

Druhým ohřívákem, u kterého byl proveden tepelný výpočet, je vysokotlaký regenerační ohřívák VTO2. Jak je patrné z Obr. 5.1, ohřívák se skládá z kondenzační části a chladiče kondenzátu a je tedy typově stejný jako nízkotlaký ohřívák NTO4.



Obr. 5.1 Schéma regeneračního ohříváku VTO2

### Zadané parametry

#### Napájecí voda

Teplota napájecí vody na vstupu:	$t_{k8} = 204,0 \text{ } ^\circ\text{C}$
Tlak napájecí vody na vstupu:	$p_{k8} = 7,750 \text{ MPa}$
Entalpie napájecí vody na vstupu:	$h_{k8} = 872,99 \text{ kJ/kg}$
Teplota napájecí vody na výstupu:	$t_{nv} = 230,0 \text{ } ^\circ\text{C}$
Tlak napájecí vody na výstupu:	$p_{nv} = 7,650 \text{ MPa}$
Entalpie napájecí vody na výstupu:	$h_{nv} = 991,20 \text{ kJ/kg}$
Průtok napájecí vody:	$\dot{m}_{k8} = 1695,68 \text{ kg/s}$

#### Topná pára/kondenzát

Teplota topné páry na vstupu:	$t_{tp}^{VTO} = 233,0 \text{ } ^\circ\text{C}$
Tlak topné páry na vstupu:	$p_{tp}^{VTO} = 2,954 \text{ MPa}$
Entalpie topné páry na vstupu:	$h_{tp}^{VTO} = 2688,21 \text{ kJ/kg}$
Průtok topné páry:	$\dot{m}_{tp}^{VTO} = 112,82 \text{ kg/s}$
Teplota kondenzátu na výstupu:	$t_{ok8} = 213,0 \text{ } ^\circ\text{C}$
Entalpie kondenzátu na výstupu:	$h_{ok8} = 911,61 \text{ kJ/kg}$

Postup výpočtu je totožný s nízkotlakým ohřívákem NTO4, proto jsou v této kapitole uvedeny pouze výsledky pro jednotlivé části výpočtu. Změněny byly pouze rozměry trubek a rychlost napájecí vody, změněné hodnoty jsou zapsány v Tab. 5.1.

## 5.1 Výpočet výkonu výměníku a počtu trubek

Tab. 5.1 Vypočítané hodnoty pro určení výkonu výměníku a počtu trubek

$h_{tp,ok}^{VTO}$	1004,32	kJ/kg	$\dot{Q}_{kon}^{VTO}$	189972,55	kW
$\dot{Q}_{ch}^{VTO}$	10459,82	kW	$\dot{Q}^{VTO}$	200432,37	kW
$d_2^{VTO}$	0,022	m	$d_1^{VTO}$	0,018	m
$w^{VTO}$	1,5	m/s	$t_{str}^{VTO}$	217,0	°C
$p_{str}^{VTO}$	7,700	MPa	$\rho_{str}^{VTO}$	848,70	kg/m <sup>3</sup>
$S_p^{VTO}$	1,3320	m <sup>2</sup>	$S_{tr}^{VTO}$	0,000254	m <sup>2</sup>
$n_{tr}^{VTO}$	5235	ks	$n_{CH}^{VTO}$	2	-
$n_{sv}^{VTO}$	10470	ks	$S_{p,skut}^{VTO}$	1,3321	m <sup>2</sup>
$w_{skut}^{VTO}$	1,4998	m/s			

Nyní následuje výpočet horizontálního a vertikálního provedení.

## 5.2 Horizontální provedení

### 5.2.1 Kondenzační část

#### Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubky

Tab. 5.2 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele přestupu tepla uvnitř trubky – horizontální VTO2 – kondenzační část

$p_{k89}$	7,750	MPa	$h_{k89}$	879,16	kJ/kg
$t_{k89}$	205,4	°C	$t_{str,kon}^{VTO}$	217,7	°C
$p_{str,kon}^{VTO}$	7,700	MPa	$\lambda_{1,kon}^{VTO}$	0,656	W/(m·K)
$\rho_{1,kon}^{VTO}$	847,82	kg/m <sup>3</sup>	$\mu_{1,kon}^{VTO}$	$1,243 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
$Pr_{1,kon}^{VTO}$	0,863	-	$Re_{kon}^{VTO}$	184207,69	-
$A_{kon}^{VTO}$	0,00198	-	$t_{st1,kon}^{VTO,hor}$	220,63	°C
$Pr_{st1,kon}^{VTO,hor}$	0,858	-	$\varepsilon_{t,kon}^{VTO,hor}$	1,00068	-
$Nu_{kon}^{tr,VTO}$	330,877	-	$\alpha_{1,kon}^{VTO}$	12049,809	W/(m <sup>2</sup> ·K)

### Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Tab. 5.3 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru – horizontální VTO2 – kondenzační část

$t_{st2,kon}^{VTO,hor}$	229,08	°C	$t_v^{VTO,hor}$	231,53	°C
$Pr_{st2,kon}^{VTO,hor}$	0,851	-	$Pr_v^{VTO,hor}$	0,848	-
$\varepsilon_{T,kon}^{VTO,hor}$	0,99918	-	$\lambda_v^{VTO,hor}$	0,638	W/(m·K)
$\rho_v^{VTO,hor}$	825,14	kg/m <sup>3</sup>	$\mu_v^{VTO,hor}$	$1,152 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
$\rho_p^{VTO}$	15,76	kg/m <sup>3</sup>	$l_k^{VTO}$	1798,91	kJ/kg
$b_1^{VTO}$	0,0275	m	$b_2^{VTO}$	0,02382	m
$D_b^{VTO}$	2,738	m	$N_{řad,max}^{VTO}$	57	řad
$N_{řad}^{VTO}$	30	řad	$\alpha_{sv,kon}^{VTO}$	7334,132	W/(m <sup>2</sup> ·K)

### Výpočet součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy

Tab. 5.4 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy – horizontální VTO2 – kondenzační část

$\lambda_{tr}$	15	W/(m·K)	$k_{kon}^{VTO,hor}$	2597,820	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\Delta t_{1,kon}^{VTO}$	27,6	°C	$\Delta t_{2,kon}^{VTO}$	3,0	°C
$\Delta t_{ln,k}^{VTO}$	11,08	°C	$S_{kon}^{VTO,hor}$	6599,90	m <sup>2</sup>
$L_{kon}^{VTO,hor}$	9,12	m	$S_{1,kon}^{VTO,hor}$	5399,92	m <sup>2</sup>

### 5.2.2 Chladič kondenzátu

#### Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubky

Tab. 5.5 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele přestupu tepla uvnitř trubky – horizontální VTO2 – chladič kondenzátu

$t_{str,ch}^{VTO}$	204,7	°C	$p_{str,ch}^{VTO}$	7,750	MPa
$\lambda_{1,ch}^{VTO}$	0,666	W/(m·K)	$\rho_{1,ch}^{VTO}$	863,76	kg/ m <sup>3</sup>
$\mu_{1,ch}^{VTO}$	$1,326 \cdot 10^{-4}$	Pa·s	$Pr_{1,ch}^{VTO}$	0,893	-
$Re_{ch}^{VTO}$	175904,19	-	$A_{ch}^{VTO}$	0,00200	-
$Nu_{0,ch}^{tr,VTO}$	325,718	-	$t_{st1,ch}^{VTO}$	209,56	°C

$Pr_{st1,ch}^{VTO}$	0,881	-	$\varepsilon_{t,ch}^{VTO}$	1,00149	-
$\alpha_{1,ch}^{VTO}$	12043,789	W/(m <sup>2</sup> ·K)			

### Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Chladič kondenzátu je podobný tomu, který je použit u nízkotlakého ohříváku. Obsahuje jednosegmentové přepážky, ale v rámci optimalizace délky trubek je umístěn v 65 % 2. tahu výměníku.

Tab. 5.6 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru – horizontální VTO2 – chladič kondenzátu

$CM$	0,5	-	$L_{bc}^{VTO}$	0,2	m
$A_{chl}^{VTO}$	1,914	m <sup>2</sup>	$X_{ch}^{VTO}$	2,039	m
$S_m^{VTO}$	0,094	m <sup>2</sup>	$t_{str,ok}^{VTO}$	223,0	°C
$p_{str,ok}^{VTO}$	2,954	MPa	$\mu_{ok}^{VTO}$	$1,199 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
$Re_{sv,ch}^{VTO}$	220477,33	-	$J_f^{VTO}$	0,0036	-
$c_{p,ok}^{VTO}$	4,6273	kJ/(kg·K)	$Pr_{ok}^{VTO}$	0,859	-
$\alpha_{base,ch}^{VTO}$	22157,390	W/(m <sup>2</sup> ·K)	$J_c^{VTO}$	0,85	-
$J_l^{VTO}$	0,59	-	$J_b^{VTO}$	0,9	-
$\alpha_{op,ch}^{VTO}$	10000,738	W/(m <sup>2</sup> ·K)			

### Výpočet součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy

Tab. 5.7 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy – horizontální VTO2 – chladič kondenzátu

$\lambda_{tr}$	15	W/(m·K)	$k_{ch}^{VTO}$	2868,349	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\Delta t_{1,ch}^{VTO}$	27,6	°C	$\Delta t_{2,ch}^{VTO}$	9,0	°C
$\Delta t_{ln,ch}^{VTO}$	16,59	°C	$S_{ch}^{VTO}$	219,78	m <sup>2</sup>
$L_{ch}^{VTO}$	0,93	m	$S_{1,ch}^{VTO}$	179,82	m <sup>2</sup>

### 5.2.3 Výsledné parametry horizontálního VTO2

Tab. 5.8 Výsledné parametry horizontálního VTO2

$S^{VTO,hor}$	6819,69	m <sup>2</sup>	$L_{tah}^{VTO,hor}$	9,42	m
---------------	---------	----------------	---------------------	------	---

### 5.3 Vertikální provedení

#### 5.3.1 Kondenzační část

#### Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubky

Tab. 5.9 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele přestupu tepla uvnitř trubky – vertikální VTO2 – kondenzační část

$p_{k89}$	7,750	MPa	$h_{k89}$	879,16	kJ/kg
$t_{k89}$	205,4	°C	$t_{str,kon}^{VTO}$	217,7	°C
$p_{str,kon}^{VTO}$	7,700	MPa	$\lambda_{1,kon}^{VTO}$	0,656	W/(m·K)
$\rho_{1,kon}^{VTO}$	847,82	kg/m <sup>3</sup>	$\mu_{1,kon}^{VTO}$	$1,243 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
$Pr_{1,kon}^{VTO}$	0,863	-	$Re_{kon}^{VTO}$	184207,69	-
$A_{kon}^{VTO}$	0,00198	-	$t_{st1,kon}^{VTO,ver}$	220,74	°C
$Pr_{st1,kon}^{VTO,ver}$	0,858	-	$\varepsilon_{t,kon}^{VTO,ver}$	1,00071	-
$Nu_{kon}^{tr,VTO}$	330,877	-	$\alpha_{1,kon}^{VTO}$	12049,809	W/(m <sup>2</sup> ·K)

#### Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Tab. 5.10 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru – vertikální VTO2 – kondenzační část

$t_{st2,kon}^{VTO,ver}$	229,34	°C	$t_v^{VTO,ver}$	231,63	°C
$\lambda_v^{VTO,ver}$	0,638	W/(m·K)	$\rho_v^{VTO,ver}$	825,00	kg/m <sup>3</sup>
$\mu_v^{VTO,ver}$	$1,151 \cdot 10^{-4}$	Pa·s	$Pr_v^{VTO,ver}$	0,848	-
$v_v^{VTO}$	$1,395 \cdot 10^{-7}$	m <sup>2</sup> /s	$l_k^{VTO}$	1798,91	kJ/kg
$Z^{VTO}$	7890,847	-	$Re_f^{VTO}$	1267,666	-
$\alpha_{ver}^{VTO}$	8150,368	W/(m <sup>2</sup> ·K)			

#### Výpočet součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy

Tab. 5.11 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy – vertikální VTO2 – kondenzační část

$\lambda_{tr}$	15	W/(m·K)	$k_{kon}^{VTO,ver}$	2693,362	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\Delta t_{1,kon}^{VTO}$	27,6	°C	$\Delta t_{2,kon}^{VTO}$	3,0	°C

$\Delta t_{ln,kon}^{VTO}$	11,08	°C	$S_{kon}^{VTO,ver}$	6365,78	m <sup>2</sup>
$L_{kon}^{VTO,ver}$	8,80	m	$S_{1,kon}^{VTO,ver}$	5208,37	m <sup>2</sup>

### 5.3.2 Chladič kondenzátu

#### Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř trubky

Tab. 5.12 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele přestupu tepla uvnitř trubky – vertikální VTO2 – chladič kondenzátu

$t_{str,ch}^{VTO}$	204,7	°C	$p_{str,ch}^{VTO}$	7,750	MPa
$\lambda_{1,ch}^{VTO}$	0,666	W/(m·K)	$\rho_{1,ch}^{VTO}$	863,76	kg/m <sup>3</sup>
$\mu_{1,ch}^{VTO}$	$1,326 \cdot 10^{-4}$	Pa·s	$Pr_{1,ch}^{VTO}$	0,893	-
$Re_{ch}^{VTO}$	175904,19	-	$A_{ch}^{VTO}$	0,00200	-
$Nu_{0,ch}^{tr,VTO}$	325,718	-	$t_{st1,ch}^{VTO}$	209,56	°C
$Pr_{st1,ch}^{VTO}$	0,881	-	$\varepsilon_{t,ch}^{VTO}$	1,00149	-
$\alpha_{1,ch}^{VTO}$	12043,789	W/(m <sup>2</sup> ·K)			

#### Výpočet součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Tab. 5.13 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru – vertikální VTO2 – chladič kondenzátu

$CM$	0,5	-	$L_{bc}^{VTO}$	0,2	m
$A_{chl}^{VTO}$	1,914	m <sup>2</sup>	$X_{ch}^{VTO}$	2,039	m
$S_m^{VTO}$	0,094	m <sup>2</sup>	$t_{str,ok}^{VTO}$	223,0	°C
$p_{str,ok}^{VTO}$	2,954	MPa	$\mu_{ok}^{VTO}$	$1,199 \cdot 10^{-4}$	Pa·s
$Re_{sv,ch}^{VTO}$	220477,33	-	$J_f^{VTO}$	0,0036	-
$c_{p,ok}^{VTO}$	4,6273	kJ/(kg·K)	$Pr_{ok}^{VTO}$	0,859	-
$\alpha_{base,ch}^{VTO}$	22157,390	W/(m <sup>2</sup> ·K)	$J_c^{VTO}$	0,85	-
$J_l^{VTO}$	0,59	-	$J_b^{VTO}$	0,9	-
$\alpha_{op,ch}^{VTO}$	10000,738	W/(m <sup>2</sup> ·K)			

## Výpočet součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy

Tab. 5.14 Vypočítané hodnoty pro určení součinitele prostupu tepla a teplosměnné plochy – vertikální VTO2 – chladič kondenzátu

$\lambda_{tr}$	15	W/(m·K)	$k_{ch}^{VTO}$	2868,349	W/(m <sup>2</sup> ·K)
$\Delta t_{1,ch}^{VTO}$	27,6	°C	$\Delta t_{2,ch}^{VTO}$	9,0	°C
$\Delta t_{ln,ch}^{VTO}$	16,59	°C	$S_{ch}^{VTO}$	219,78	m <sup>2</sup>
$L_{ch}^{VTO}$	0,93	m	$S_{1,ch}^{VTO}$	179,82	m <sup>2</sup>

### 5.3.3 Výsledné parametry vertikálního VTO2

Tab. 5.15 Výsledné parametry vertikálního VTO2

$S^{VTO,ver}$	6585,57	m <sup>2</sup>	$L_{tah}^{VTO,ver}$	9,73	m
---------------	---------	----------------	---------------------	------	---

## 5.4 Porovnání horizontálního a vertikálního provedení

Stejně jako u nízkotlakého ohříváku i zde je uvedena tabulka, ve které je porovnána teplosměnná plocha a délka trubek v jednom tahu pro obě provedení.

Tab. 5.16 Porovnání horizontálního a vertikálního provedení VTO2

Horizontální provedení			Vertikální provedení		
$S^{VTO,hor}$	6819,69	m <sup>2</sup>	$S^{VTO,ver}$	6585,57	m <sup>2</sup>
$L_{tah}^{VTO,hor}$	9,42	m	$L_{tah}^{VTO,ver}$	9,73	m

Jak je z tabulky vidět, tak v případě vysokotlakého ohříváku termodynamicky lépe vyšlo vertikální provedení. Teplosměnná plocha je u vertikální konstrukce menší přibližně o 234 m<sup>2</sup>, tedy zhruba o 3,5 %. V důsledku více turbulentního proudění došlo u vertikálního provedení, ve srovnání s nízkotlakým ohřívákem, k nárůstu součinitele přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru kondenzační části, což mělo za následek zvýšení součinitele prostupu tepla a snížení potřebné teplosměnné plochy. Naopak u horizontálního provedení VTO2 se vlivem vyšších parametrů topné páry součinitel přestupu tepla v mezitrubkovém prostoru kondenzační části snížil, takže došlo ke zvětšení požadované teplosměnné plochy. I přesto, že je teplosměnná plocha menší u vertikálního ohříváku, tak celková délka trubek v jednom tahu je u tohoto provedení větší, konkrétně o 0,31 m. Důvody jsou stejné jako v případě ohříváku NTO4. Délku trubek zvyšuje nevyužitý prostor pod hladinou vody, který vzniká v tahu výměníku bez chladiče kondenzátu.



## 6 Základní rozměrový návrh regeneračních ohříváků

Na základě vypočítaných hodnot z předchozích kapitol, bude v této kapitole proveden základní rozměrový návrh pro oba regenerační ohříváky. Výsledkem je hrubý náčrtek horizontálního i vertikálního provedení obou ohříváků.

Pro určení vnitřního průměru pláště bylo nutné zvolit vůli mezi svazkem trubek a stěnou pláště. Hodnota byla zvolena podle literatury [7] a je stejná pro nízkotlaký i vysokotlaký ohřívák.

$$L_{bs} = 0,15 \text{ m} \quad (6.1)$$

Nyní lze ze známé hodnoty průměru svazku trubek, která byla zjištěna během tepelného výpočtu, spočítat vnitřní průměr pláště ohříváku podle vzorce:

$$D_{si} = 2 \cdot L_{bs} + D_b \quad (6.2)$$

Tloušťka stěny pláště byla určena na základě literatury [7] a [19] a je odlišná pro nízkotlaký a vysokotlaký ohřívák:

$$Sh_{th}^{NTO} = 0,012 \text{ m} \quad (6.3)$$

$$Sh_{th}^{VTO} = 0,032 \text{ m} \quad (6.4)$$

Vnější průměr pláště se vypočítá následující rovnicí:

$$D_{so} = 2 \cdot Sh_{th} + D_{si} \quad (6.5)$$

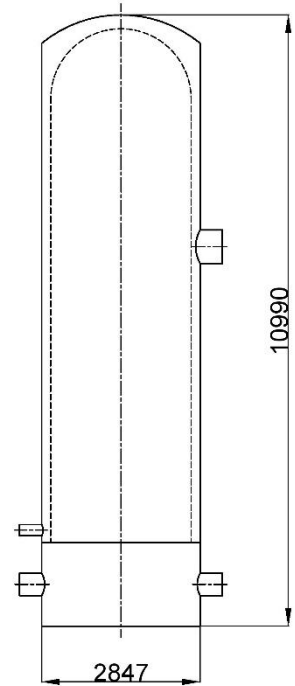
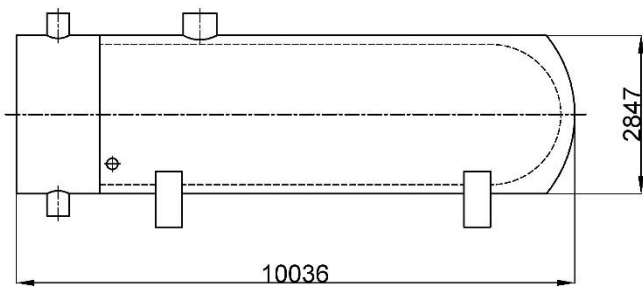
Vypočítané průměry pláště pro oba typy ohříváků jsou uvedeny v tabulce Tab. 6.1 a jsou shodné pro horizontální i vertikální provedení jednotlivých ohříváků.

Tab. 6.1 Průměry pláště pro jednotlivé ohříváky

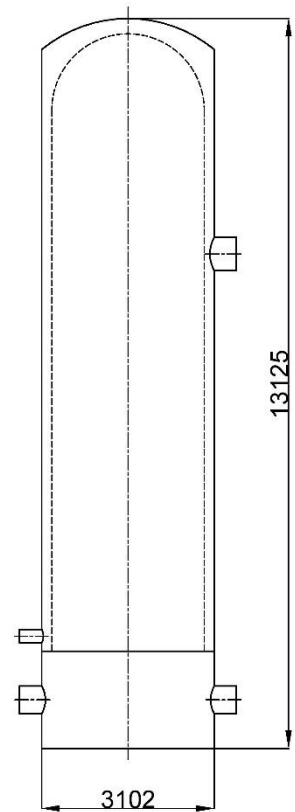
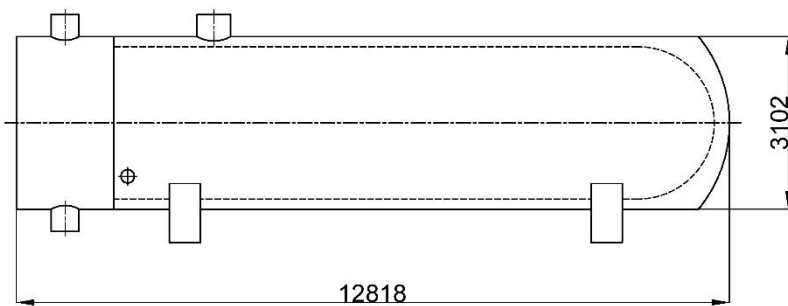
Nízkotlaký ohřívák NTO4			Vysokotlaký ohřívák VTO2		
$D_{si}^{NTO}$	2,823	m	$D_{si}^{VTO}$	3,038	m
$D_{so}^{NTO}$	2,847	m	$D_{so}^{VTO}$	3,102	m

Pro oba ohříváky byl následně vypracován hrubý náčrtek se zakótovanými hlavními rozměry. Tyto náčrty jsou pouze přibližné a v případě skutečného návrhu by byla potřeba detailnější analýza. Na Obr. 6.1 jsou zobrazeny oba typy ohříváků v horizontálním i vertikálním provedení, čárkovanou čarou je znázorněn trubkový svazek. Jak již bylo zmíněno dříve, šířka je pro obě provedení stejná a výměníky se liší pouze v délce, přičemž vertikální ohřívák je u obou typů delší kvůli větší délce trubkového svazku, která vyplynula z tepelného výpočtu. Horizontální ohřívák je tedy celkově menší, což má pozitivní vliv na spotřebu materiálu při výrobě, případně i na cenu výměníku. Hlavní nevýhodou horizontálního provedení je ale větší zabraná podlahová plocha strojovny, jak je patrné i z Obr. 6.1. Výhodou větší podlahové plochy je však méně koncentrované zatížení na podlahu. Proto je v případě konkrétní instalace nutné posoudit výhody a nevýhody jednotlivých provedení a dostupnou podlahovou plochu strojovny. Za předpokladu, že podlahová plocha strojovny není limitujícím prvkem, se pro modelový blok navrhovaný v rámci této práce více vyplatí horizontální regenerační ohříváky.

## NTO4



## VTO2



Obr. 6.1 Základní rozměry regeneračních ohříváků  
Vlevo – horizontální provedení; vpravo – vertikální provedení

## ZÁVĚR

Tato diplomová práce měla dva hlavní cíle. Prvním byl návrh technologické koncepce jaderného zdroje neboli výpočet tepelného schématu. Na začátku byly zvoleny vstupní parametry, které odpovídají typickému bloku o výkonu 1000 MW. Poté postupoval výpočet po jednotlivých komponentách sekundárního okruhu a byly vypočítány parametry pracovní látky v dílčích uzlových bodech. Po zjištění parametrů pracovní látky byly komponenty propojeny do jednoho celku a pomocí tepelné a hmotnostní bilance spočítány hmotnostní průtoky v jednotlivých větvích tepelného schématu. Pro zvolený výkon generátoru 1000 MW a vypočítanou měrnou práci parní turbíny 626,84 kJ/kg vyšel hmotnostní tok páry na výstupu z parogenerátoru 1695,68 kg/s.

Parametry pracovní látky zjištěné z návrhu tepelného schématu byly následně využity pro tepelný výpočet regeneračního ohříváku nízkotlaké i vysokotlaké regenerace, což byl druhý hlavní cíl závěrečné práce. Regenerační ohříváky obsahovaly kromě kondenzační části i chladič kondenzátu. Výpočet byl proveden jak pro horizontální, tak pro vertikální provedení výměníku a na závěr výpočtu byly obě provedení porovnány. Nejdříve byl spočítán nízkotlaký ohřívák NTO4, u kterého díky efektivnějšímu využití teplosměnné plochy vyšlo termodynamicky lépe horizontální provedení. Potřebná teplosměnná plocha u horizontální konstrukce vyšla 4761,26 m<sup>2</sup>, délka trubek v jednom tahu pak 7,02 m. Pro vertikální provedení byla spočítána celková teplosměnná plocha 4948,89 m<sup>2</sup> a délka trubek v jednom tahu 7,98 m.

V další kapitole byl stejný výpočet proveden u vysokotlakého ohříváku VTO2. Z pohledu celkové teplosměnné plochy byl výsledek opačný oproti nízkotlakému ohříváku. Menší teplosměnnou plochu vyžaduje vertikální provedení, u kterého bylo spočítáno 6585,57 m<sup>2</sup>, pro horizontální konstrukci pak vyšlo 6819,69 m<sup>2</sup>. Celková délka trubek je ovšem vlivem lepšího využití teplosměnné plochy menší u horizontálního provedení, kde vyšla 9,42 m, zatímco pro vertikální provedení bylo spočítáno 9,73 m.

Na základě vypočítaných rozměrů trubkového svazku byl v poslední kapitole proveden základní rozměrový návrh a hrubý náčrt nízkotlakého i vysokotlakého regeneračního ohříváku pro oba typy provedení. Horizontální ohříváky mají celkově menší rozměry, ale zabírají větší podlahovou plochu. Zvolení konkrétního provedení je pak závislé na zhodnocení výhod a nevýhod jednotlivých provedení a dostupnosti podlahové plochy, kdy při neomezené podlahové ploše strojovny vychází lépe použít horizontální regenerační ohříváky.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KRBEK, Jaroslav, Jan FIEDLER a Bohumil POLESNÝ. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4
- [2] *Nuclear Power Plant* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.nuclear-power.com/nuclear-power-plant/>
- [3] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s.: obr., tabulky, grafy. ISBN 80-214-0363-2
- [4] INCROPERA, Frank P. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed. New York: John Wiley, 2007, 997 s. : il. ISBN 0-471-45728-0.
- [5] SINNOTT, R K. *Coulson & Richardson's chemical engineering design: (Chemical engineering design)*. 6. Butterworth-Heinemann, 2005. ISBN 9780750665384.
- [6] G.E. WEBER a W.M. WOREK. *Development of a Method to Evaluate the Design Performance of a Feedwater Heater With a Short Drain Cooler* [online]. 1994 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://citeseerx.ist.psu.edu/document?repid=rep1&type=pdf&doi=10ab4f174bd38099c5477a60e02d88d93995932d>
- [7] SENOSI, Roseth a Robert M. FIELD. *Design of Feedwater Heaters for the AM600 Turbine Island* [online]. 2018 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.davidpublisher.com/Public/uploads/Contribute/5c51019b6e5a0.pdf>
- [8] DOLEŽAL, Jaroslav, Jiří ŠŤASTNÝ, Jan ŠPETLÍK, Stanislav BOUČEK a Zbyněk BRETTSCHEIDER. *Jaderné a klasické elektrárny* [online]. Praha, 2011 [cit. 2023-05-20]. ISBN 978-80-01-04936-5. Dostupné z: <https://www.mpo-efekt.cz/upload/7799f3fd595eeee1fa66875530f33e8a/cvut-1-elektrarny.pdf>
- [9] DUBŠEK, František. *Jaderná energetika*. Brno: PC DIR, 1994, 216 s. : il., grafy. ISBN 80-214-0538-4.
- [10] *Nuclear Power in the World Today* [online]. 2023 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://world-nuclear.org/information-library/current-and-future-generation/nuclear-power-in-the-world-today.aspx>
- [11] *Jaderná elektrárna Dukovany* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobní-zdroje/jaderna-energetika/jaderna-energetika-v-ceske-republice/edu>
- [12] *Jaderná elektrárna Temelín* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobní-zdroje/jaderna-energetika/jaderna-energetika-v-ceske-republice/ete>
- [13] *Roční zpráva o provozu elektrizační soustavy ČR pro rok 2021* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.eru.cz/roční-zpráva-o-provozu-elektrizacní-soustavy-cr-pro-rok-2021>
- [14] *Základní typy jaderných reaktorů* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobní-zdroje/jaderna-energetika/je-ve-svete/zakladni-typy-jaderných-reaktorů>

- [15] *Energetika zblízka: Regenerační ohřívák* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.svetenergie.cz/cz/energetika-zblizka/uhelne-elektrarny/uhelna-elektrarna-podrobne/regeneracni-ohrivak/vyklad>
- [16] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL, 1984, 607 s.
- [17] KORNIA, Libor. *Parní turbíny: Provozní zkušenosti* [online]. Brno, 2019 [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: [https://eu.fme.vutbr.cz/userfiles/Kudela/files/2019\\_Parn%C3%AD%20turb%C3%ADny\\_Skripta\\_Kornia.pdf](https://eu.fme.vutbr.cz/userfiles/Kudela/files/2019_Parn%C3%AD%20turb%C3%ADny_Skripta_Kornia.pdf)
- [18] *Feedwater Heaters: Cost Effective & Environmentally Friendly Solutions* [online]. [cit. 2023-05-20]. Dostupné z: <https://www.fluiddynamics.com.au/services/articles-case-studies/feedwater-heaters>
- [19] *Modern Power Station Practice: VOLUME C - Turbines, Generators and Associated Plant*. Third Edition. Oxford: Pergamon Press, 1991. ISBN 978-0-08-040735-7.

## SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN

ZNAČKA	JEDNOTKA	NÁZEV
A	[-]	Korekční součinitel pro Reynoldsovo číslo
$A_{chl}$	$[m^2]$	Plocha chladiče kondenzátu v tahu výměníku
$a_i^{PT}$	$[kJ/kg]$	Měrná práce parní turbíny
b	$[m]$	Rozteč trubek
CM	[-]	Koeficient závislý na typu přepážek v chladiči kondenzátu
$c_p$	$[kJ/(kg \cdot K)]$	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku
d	$[m]$	Průměr trubky
$D_b$	$[m]$	Průměr trubkového svazku
$D_{si}$	$[m]$	Vnitřní průměr pláště
$D_{so}$	$[m]$	Vnější průměr pláště
g	$[m/s^2]$	Gravitační zrychlení
h	$[kJ/kg]$	Entalpie
H	$[kJ/kg]$	Entalpický spád
J	[-]	Korekční faktor pro určení součinitele přestupu tepla v chladiči kondenzátu
K	[-]	Koeficient pro výpočet průměru trubkového svazku
k	$[W/(m^2 \cdot K)]$	Součinitel prostupu tepla
l	$[kJ/kg]$	Latentní teplo
L	$[m]$	Délka trubek
$L_{bc}$	$[m]$	Rozteč přepážek v chladiči kondenzátu
$L_{bs}$	$[m]$	Vůle mezi svazkem trubek a stěnou pláště
$L_{tah}$	$[m]$	Délka trubkového svazku
$\dot{m}$	$[kW]$	Hmotnostní průtok
n	[-]	Koeficient pro výpočet průměru trubkového svazku
n <sub>CH</sub>	[-]	Počet chodů
$N_{řad}$	$[řad]$	Počet řad trubek
$N_{řad,max}$	$[řad]$	Maximální počet řad trubek nad sebou
$n_{sv}$	$[ks]$	Počet trubek v příčném řezu
$n_{tr}$	$[ks]$	Počet trubek
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
p	$[kPa, MPa]$	Tlak
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
$P_{sv}$	$[MW]$	Svorkový výkon
$\dot{Q}$	$[kW]$	Tepelný výkon
Re	[-]	Reynoldsovo číslo

s	[kJ/(kg·K)]	Entropie
S	[m <sup>2</sup> ]	Teplosměnná plocha
Sh <sub>th</sub>	[m]	Tloušťka stěny pláště
S <sub>m</sub>	[m <sup>2</sup> ]	Průtočný průřez uprostřed chladiče kondenzátu
S <sub>p</sub>	[m <sup>2</sup> ]	Průtočný průřez
S <sub>tr</sub>	[m <sup>2</sup> ]	Průřez jedné trubky
t	[°C]	Teplota
v	[m <sup>3</sup> /kg]	Měrný objem
w	[m/s]	Rychlost napájecí vody
x	[-]	Suchost páry
X	[m]	Střední šířka chladiče
Z	[-]	Bezrozměrné kritérium
α	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	Součinitel přestupu tepla
β	[-]	Poměrný průtok
δ	[°C]	Nedohřev
Δh	[kJ/kg]	Rozdíl entalpií
Δp	[MPa]	Tlakový rozdíl
δp	[-]	Relativní tlaková ztráta
Δt	[°C]	Teplotní rozdíl
ε <sub>t</sub>	[-]	Korekce na rozdíl teplot proudu a vnitřního povrchu stěny
ε <sub>T</sub>	[-]	Oprava na závislost fyzikálních vlastností kondenzátu na teplotě vyjadřující směr tepelného toku
η	[-]	Účinnost
λ	[W/(m·K)]	Součinitel tepelné vodivosti
μ	[Pa·s]	Dynamická viskozita
ν	[m <sup>2</sup> /s]	Kinematická viskozita
ρ	[kg/m <sup>3</sup> ]	Hustota

### Často používané indexy

hor	Horizontální provedení
ch	Chladič kondenzátu
k	Kondenzát/napájecí voda
kon	Kondenzační část
NTO	Nízkotlaký ohřívák
o	Odběr páry
ok	Odváděný kondenzát
ver	Vertikální provedení
VTO	Vysokotlaký ohřívák