



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

**OPTIMALIZACE SYSTÉMU CHLAZENÍ BAZÉNU
SKLADOVÁNÍ VYHOŘELÉHO PALIVA NA JE**

OPTIMIZATION OF THE COOLING SYSTEM OF THE SPENT FUEL STORAGE POOL
AT THE NPP

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Gabriela Kyzlinková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Bohuslav Kilkovský, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství
Studentka: **Bc. Gabriela Kyzlinková**
Studijní program: Procesní inženýrství
Studijní obor: bez specializace
Vedoucí práce: **Ing. Bohuslav Kilkovský, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

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:

Optimalizace systému chlazení bazénu skladování vyhořelého paliva na JE

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Součástí projektu jaderné elektrárny je hospodářství spojené s vyhořelým jaderným palivem. Vyhořelé jaderné palivo, které je již vyjmuto z aktivní zóny, stále generuje zbytkové teplo, proto je nezbytné jej kontinuálně chladit. K tomuto účelu slouží bazény vyhořelého paliva. Kvůli kontinuálnímu vývinu tepla z vyhořelého paliva je vyžadováno nepřerušované chlazení média v bazénu. To je prováděno pomocí chladicího okruhu, jehož součástí jsou i výměníky tepla. V rámci diplomové práce bude provedena optimalizace chlazení bazénu s vyhořelým palivem pro normální provoz JE. Bude proveden kontrolní výpočet vhodného typu výměníku tepla a proběhne ověření dimenzování části systému chlazení. Součástí práce bude rovněž tvorba modelu a optimalizace tlakových ztrát.

Cíle diplomové práce:

1. Popis systému skladování vyhořelého jaderného paliva a jeho chlazení.
2. Popis základních typů výměníků tepla.
3. Kontrolní tepelný výpočet výměníku chlazení bazénu skladování vyhořelého paliva (BSVP) a aplikace různých okrajových podmínek.
4. Vytvoření modelu systému chlazení BSVP za účelem optimalizace tlakových ztrát (posoudit vliv jednotlivých členů na hydrauliku systému).

Seznam doporučené literatury:

CAO, Eduardo. Heat transfer in process engineering. New York: McGraw-Hill, 2010. ISBN 978-0-07-162408-4.

HEWITT, G. F., ed. Heat Exchanger Design Handbook, 1998. New York: Begell House, 1998. ISBN 978-1-56700-095-5.

FINLAYSON, Bruce A. Introduction to Chemical Engineering Computing. B.m.: John Wiley & Sons, 2006. ISBN 978-0-471-77667-3.

BLEVINS, Robert D. Applied Fluid Dynamics Handbook. Malabar, Fla: Krieger Pub Co, 2003. ISBN 978-1-57524-182-1.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na optimalizaci tlakových ztrát systému chlazení bazénu skladování vyhořelého jaderného paliva (BSVP) v rámci jaderné elektrárny. Teoretická část poskytuje přehled o fungování jaderné elektrárny s důrazem na vyhořelé jaderné palivo a jeho skladování. Následuje popis tepelných výměníků, které hrají klíčovou roli v chlazení BSVP, včetně vysvětlení principu přenosu tepla a představení vybraných tepelně-hydraulických výpočtů. Odvod tepla z BSVP je zajištěn jedním ze tří chladicích okruhů, přičemž zbylé dva jsou záložní. V rámci této práce byl tedy proveden kontrolní výpočet tepelného výměníku, který je součástí jednoho z chladicích okruhů a zajišťuje odvod tepla z BSVP. Hlavní částí této práce je vytvoření hydraulického modelu chlazení tohoto systému v simulačním softwaru APROS. Model byl následně vyhodnocen z hlediska tlakových ztrát a byly navrženy optimalizační kroky. Výsledky práce slouží jako podklad pro simulace různých provozních či havarijních stavů systému chlazení BSVP v jaderné elektrárně.

Klíčová slova

Bazén skladování vyhořelého paliva (BSVP), trubkový tepelný výměník s přepážkovým systémem, chladicí okruhy, hydraulický model, tlakové ztráty.

ABSTRACT

This diploma thesis focuses on the optimization of pressure losses in the cooling system of the spent fuel pool (SFP) within a nuclear power plant. The theoretical part provides an overview of a nuclear power plant operation principles, with emphasis on spent nuclear fuel and its storage. This is followed by a description of heat exchangers, which play a key role in BSVP cooling, including an explanation of the heat transfer principle as well as an overview of basic thermal-hydraulic calculations. Heat extraction from the SFP is carried out by one of three cooling circuits, while the remaining two serve as backups. This thesis includes a verification calculation of a shell-and-tube heat exchanger integrated in one of the cooling circuits responsible for the heat extraction from SFP. The main focus of the thesis is the development of a hydraulic model of the entire cooling system using APROS simulation software. The model was then evaluated regarding pressure losses and optimization steps were proposed. The final thesis results serve to simulate operational as well as emergency states of the cooling system of SFP in a nuclear power plant.

Keywords

Spent Fuel Pool (SFP), shell-and-tube heat exchanger, cooling circuits, hydraulic model, pressure losses.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KYZLINKOVÁ, Gabriela. *Optimalizace systému chlazení bazénu skladování vyhořelého paliva na JE*. Online, diplomová práce. Bohuslav KILKOVSKÝ (vedoucí práce). Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2025. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/165817>. [cit. 2024-11-29].

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Optimalizace systému chlazení bazénu skladování vyhořelého paliva na JE** vypracovala samostatně pod vedením Ing. Bohuslava Kilkovského, Ph.D. a Ing. Marka Bártů s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu použitých zdrojů. Při jejím zpracování byly také využity nástroje umělé inteligence za účelem vylepšení čitelnosti textu, nikoli ke generování odborného obsahu.

Datum

Gabriela Kyzlinková

PODĚKOVÁNÍ

Ráda bych touto cestou poděkovala vedoucímu své diplomové práce, panu Bohuslavu Kilkovskému, Ph.D., za odborné vedení, cenné rady, trpělivost a vstřícný přístup, který mi poskytoval po celou dobu zpracování této práce. Velmi si vážím jeho ochoty a času, který mi vždy věnoval, a jeho neustálé pomoci, která byla klíčová pro úspěšné zpracování této závěrečné práce. Mé poděkování patří také panu Ing. Marku Bártů, garantovi za ČEZ, za jeho vstřícnost, ochotu, technickou podporu a cenné připomínky.

OBSAH

ÚVOD	11
1 Úvod do problematiky jaderné elektrárny	12
1.1 Zjednodušený popis jaderné elektrárny	12
1.2 Palivový cyklus	13
1.2.2 Jaderný reaktor	13
1.2.1 Výroba jaderného paliva	14
1.2.3 Systém skladování vyhořelého paliva	15
1.2.4 Likvidace a přepracování vyhořelého paliva	17
2 Systém chlazení bazénu skladování vyhořelého paliva	19
2.1 Popis bazénu skladování vyhořelého paliva	19
2.2 Technické řešení chladicích okruhů	21
2.3 Systém technické vody důležité	22
3 Tepelné výměníky	23
3.1 Způsoby klasifikace tepelných výměníků	24
3.2 Základní typy výměníků tepla	25
3.2.1 Tepelný výměník trubka v trubce	25
3.2.2 Trubkový tepelný výměník s přepážkovým systémem	27
3.2.3 Deskový tepelný výměník	28
4 Přenos tepla a tepelně-hydraulické výpočty	31
4.1 Mechanismy přenosu tepla	31
4.1.1 Kondukce	31
4.1.2 Konvekce	32
4.1.3 Radiace	33
4.2 Popis parametrů tepelných výměníků a jejich výpočty	34
4.2.1 Bezrozměrná kritéria	34
4.2.2 Tepelný výkon výměníku	36
4.2.3 Střední teplotní rozdíl	37
4.2.4 Součinitel přestupu tepla	38
4.2.5 Součinitel prostupu tepla	38
4.2.6 Teplosměnná plocha tepelných výměníků	39
4.3 Tlakové ztráty	40
5 Tepelně-hydraulický výpočet výměníku chlazení BSVP	41

5.1 Vstupní parametry výměníku	42
5.2 Metodika tepelně-hydraulického výpočtu	44
5.2.1 Metodika pro metodu „Rating“	44
5.2.2 Metodika pro metodu „Simulation“	44
5.3 Interpretace výsledků	45
5.3.1 Výpočet metodou „Rating“	45
5.3.2 Výpočet metodou „Simulation“	46
5.4 Vyhodnocení tepelně-hydraulického výpočtu	48
6 Hydraulický model systému chlazení BSVP	49
6.1 Představení modelovacího softwaru APROS	50
6.2 Vstupní parametry komponent modelu	50
6.2.1 Komponenta Pump	51
6.2.2 Komponenta Heat exchanger	52
6.2.3 Komponenty Pipe a Point	53
6.2.4 Komponenta Valve	55
6.2.5 Komponenta Heat structure	56
6.2.6 Komponenta Node	56
6.2.7 Komponenta Branch	57
6.3 Metodika modelování	58
6.4 Výsledky simulace a jejich interpretace	63
6.5 Shrnutí výsledků hydraulického modelu	69
7 Optimalizace hydraulického modelu systému chlazení BSVP	70
7.1 Návrhy optimalizace	70
7.1.1 Návrhy optimalizace místních odporů	70
7.1.2 Návrhy optimalizace třecích ztrát	71
7.1.3 Návrhy optimalizace tlakových ztrát v tepelném výměníku	72
7.2 Zvolené parametry k optimalizaci	73
7.3 Citlivostní analýza	73
7.3.1 Změna drsnosti materiálu	73
7.3.2 Změna hmotnostního průtoku	75
7.3.3 Závislost průtoku na změně drsnosti	77
7.4 Shrnutí optimalizace tlakových ztrát	78
ZÁVĚR	79
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	80

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	85
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	87
SEZNAM TABULEK.....	89

ÚVOD

Jaderná energetika představuje jednu z klíčových složek současného i budoucího energetického mixu, a to zejména díky schopnosti produkovat stabilní dodávku elektrické energie. Jednou z hlavních výzev spojených s provozem jaderné elektrárny je bezpečnost s důrazem na bezpečné nakládání s vyhořelým jaderným palivem. I po ukončení štěpné reakce a po vyjmutí z reaktoru zůstává vyhořelé palivo zdrojem zbytkového tepla, které je nutné bezpečně odvádět. Odvod tepla z vyhořelého jaderného paliva zajišťuje bazén skladování vyhořelého paliva (BSVP), kam je palivo přemístěno po vyjmutí z reaktoru. Odvod tepla musí být bezpečně zajištěn ve všech stavech bloku. Systém chlazení BSVP je dimenzován 3 x 100 %. K ochlazení BSVP postačí jedna divize chladicího okruhu, která má dostatečnou tepelnou kapacitu na to, aby pomocí technické vody zajistila bezpečný odvod tepla.

Tato diplomová práce se zabývá analýzou a optimalizací systému chlazení BSVP. V souladu s povukušimskými bezpečnostními opatřeními byl v roce 2017 systém chlazení BSVP doplněn o třetí chladicí okruh, na který je tato práce zaměřena. Jedním z řešených problémů je kontrola správného dimenzování tepelného výměníku, zda odpovídá provozním požadavkům z hlediska tepelného výkonu a také jestli nepřekračuje maximální dovolené tlakové ztráty. Dále je řešena komplexní analýza celého chladicího okruhu v kontextu tlakových ztrát, zejména s ohledem na případné zhoršení parametrů, ke kterému může dojít v důsledku stárnutí materiálu, koroze, zanášení potrubí apod.

Hlavním cílem práce je provedení tepelně-hydraulického výpočtu výměníku třetího chladicího okruhu a dále vytvoření hydraulického modelu systému chlazení v simulačním softwaru APROS. Na základě vytvořeného simulačního modelu je provedena citlivostní analýza, která určí jak vstupní parametry (drsnost materiálu potrubí a hmotnostní průtok média) ovlivní třetí tlakovou ztrátu.

Předpokládaným výsledkem této práce je vytvoření funkčního simulačního modelu systému chlazení BSVP, který v rámci skupiny ČEZ může sloužit pro další analýzy systému či budoucí úpravy systému. Cílem optimalizace tlakových ztrát je zhodnocení vlivu vstupních parametru na její velikost. Optimalizační část poskytuje návrh postupu pro případ zhoršení stavu potrubí, které by vedlo ke zvýšení tlakové ztráty.

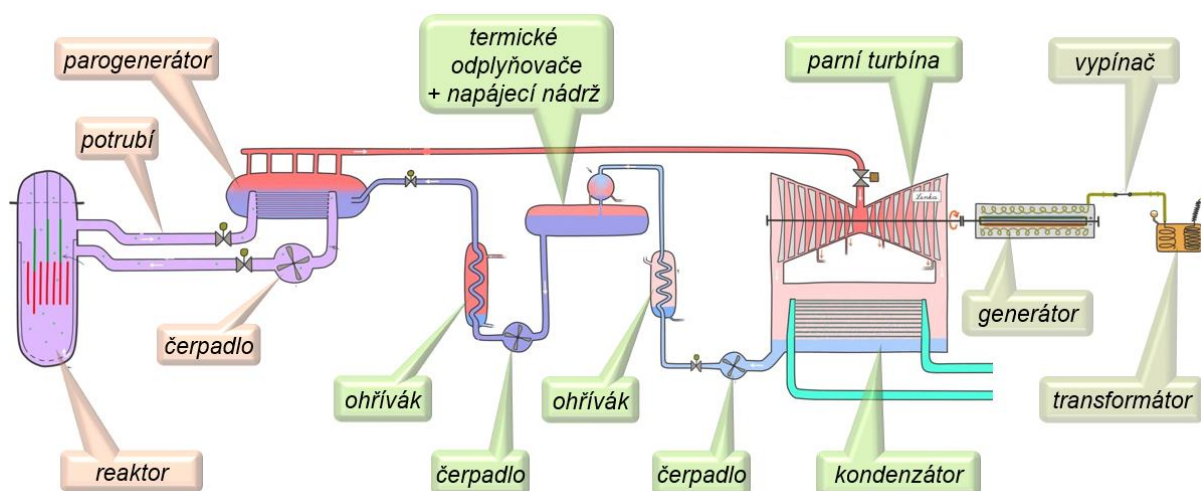
1 Úvod do problematiky jaderné elektrárny

Tato kapitola popisuje základní principy fungování jaderné elektrárny s hlavním zaměřením na vyhořelé jaderné palivo. První část kapitoly se věnuje samotné jaderné elektrárně, jejímu provozu a rozdělení na primární, sekundární a terciální část. Druhá část kapitoly je zaměřena na jaderné palivo – konkrétně na palivový cyklus začínající samotnou výrobou jaderného paliva a končící jeho skladováním nebo přepracováním.

1.1 Zjednodušený popis jaderné elektrárny

Jaderná elektrárna Dukovany je první provozovanou jadernou elektrárnou na území České republiky a je jedním ze stabilních zdrojů elektrické energie. V jaderné elektrárně se nachází čtyři tlakovodní reaktory, z nichž každý má elektrický výkon 512 MWe [1].

Jaderné elektrárny využívají jako palivo obohacený uran a tepelná energie vzniká jeho štěpení v jaderném reaktoru. Celý proces výroby tepelné a elektrické energie probíhá ve třech částech – primární, sekundární a elektrické. Podrobné schéma lze vidět v obrázku 1.1. [1]



Obr. 1.1 Schéma jaderné elektrárny [2]

V primární části elektrárny probíhá přeměna jaderné energie na tepelnou. Základní částí každého bloku je jaderný reaktor, ve kterém se nachází aktivní zóna, kde je pod vodou uschováno jaderné palivo. Jaderné palivo je zdrojem štěpné řetězové reakce. V jaderném reaktoru se také nachází regulační kazety, sloužící k rychlé změně výkonu nebo odstavení reaktoru. Hlavní cirkulační čerpadla zajišťují oběh chladiva v primárním okruhu a tím transport tepelné energie z reaktoru do parogenerátorů. Parogenerátory jsou tepelné výměníky, ve kterých se tepelná energie z chladiva primárního okruhu předává napájecí vodě, ze které tím vzniká pára. Parogenerátor zajišťuje integritu a odděluje primární a sekundární část. [1, 2]

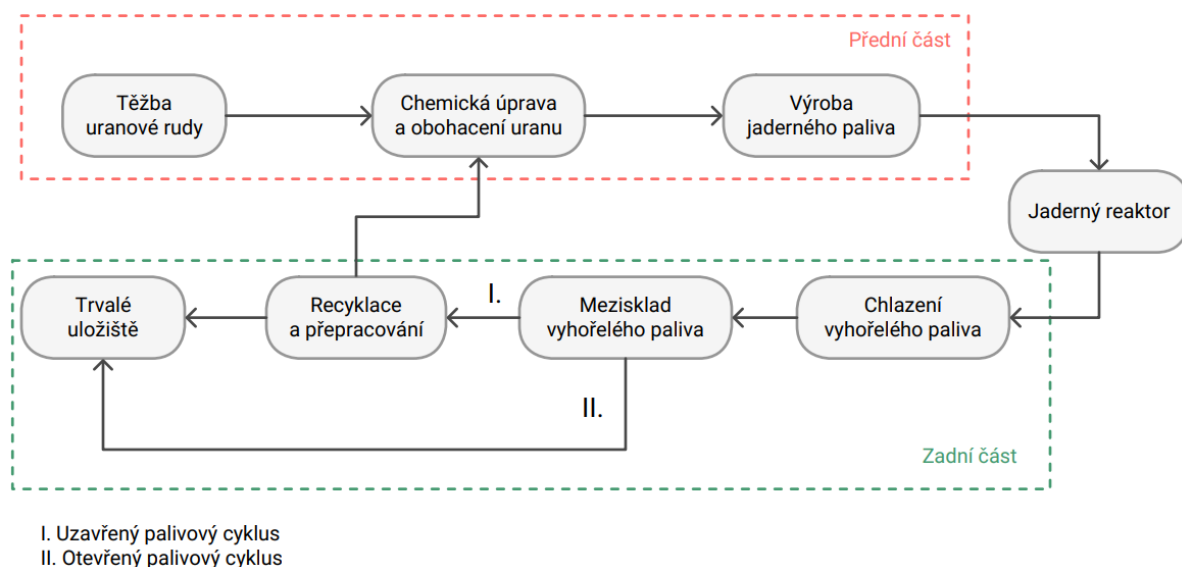
V sekundární části dochází k přeměně tepelné energie na mechanickou. Pára zde nepřichází do přímého kontaktu s radioaktivními látkami. Vyvinutá pára z parogenerátoru je parovodem odváděna do parní turbíny, kde se mění na energii mechanickou. Turbína je složena z jednoho vysokotlakého a dvou nízkotlakých dílů. Po průchodu turbínou pokračuje pára do kondenzátoru, kde je ochlazená cirkulační chladicí vodou. Tento ochlazený kondenzát je pak

pomocí kondenzátních čerpadel dopraven do napájecí nádrže. Před napájecí nádrží je kondenzát ohříván soustavou tepelných výměníků (nízkotlaká regenerace) odběrovou párou z turbíny. V termických odplyňovačích se z kondenzátu vyvaří vázané plyny a stane se z něj napájecí voda. Napájecí nádrž je zásobník vody pro napájecí čerpadlo, které dopravuje vodu z napájecí nádrže do parogenerátorů. Napájecí voda je dále ohřívána soustavou ohřivačů (vysokotlaká regenerace) pomocí dalších stupňů parních odběrů a pokračuje dále do parogenerátoru. [1, 2]

Elektrická část elektrárny slouží k přeměně mechanické energie na elektrickou. Generátor, který je napojen na hřídel parní turbíny, mění otáčivý pohyb turbíny na střídavý elektrický proud. Tento proud je dál veden do transformátoru, kde dochází k přeměně napětí z generátoru, pro účely přenosu elektrické energie na velké vzdálenosti. Elektrická část elektrárny tedy zajišťuje samotnou dodávku elektřiny do sítě. [1, 2]

1.2 Palivový cyklus

Palivový cyklus označuje množinu procesů jaderného paliva, která začíná těžbou uranu a končí až konečným uložením vyhořelého paliva nebo jeho přepracováním. Palivový cyklus se dělí na dvě části. Přední část cyklu tvoří těžba uranové rudy, její chemická úprava a obohacení a samotná výroba paliva. Zadní část palivového cyklu označuje proces chlazení vyhořelého paliva a jeho skladování až do likvidace či recyklace. Schéma palivového cyklu je pro větší přehlednost zobrazeno na obrázku 1.2 níže. Rozlišuje se také cyklus uzavřený, kde dochází k přepracování paliva a jeho opětovnému použití anebo naopak cyklus otevřený, kde je palivo uloženo bez dalšího využití. [3]



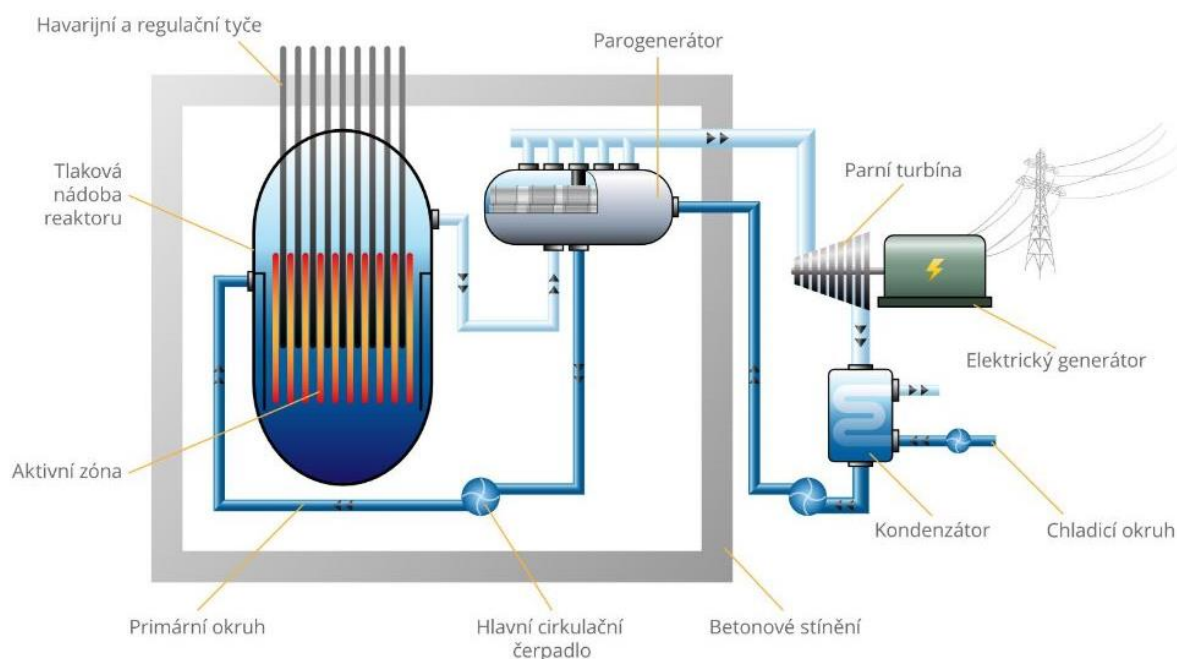
Obr. 1.2 Schéma palivového cyklu

1.2.2 Jaderný reaktor

Pro přeměnu jaderné energie na tepelnou se v jaderných elektrárnách využívají jaderné reaktory. V elektrárně Dukovany jsou v provozu lehkovodní tlakové reaktory VVER (z ruštiny: Vodo-Vodjanyj Energetičeskij Reaktor). Tlakovodní reaktor zasazen do kontextu jaderné elektrárny je zobrazen na obrázku 1.3. [4]

V reaktorech je využíváno jaderné reakce štěpením, přičemž z původního jádra vznikají dvě nová jádra. Ke štěpné reakci dochází v jádře izotopu ${}^{235}_{92}\text{U}$, které je zasaženo pomalými neutrony. Dále se rozpadá na jádra lehčích prvků a zároveň uvolňuje 2–3 rychlé neutrony při štěpení. Uvolněné neutrony způsobují další štěpení a tímto způsobem vzniká řetězová reakce. Pro zvýšení pravděpodobnosti štěpení uranu je potřeba zpomalit rychlé neutrony. Po štěpení mají vzniklé neutrony kinetickou energii do 2 MeV a je třeba ji snížit na hodnotu mezi 0,025–0,5 eV. Tohoto zpomalení lze docílit moderátorem (v tomto případě se využívá obyčejná voda), který obklopuje palivo. Štěpná reakce tedy musí být regulována tak, aby nedošlo k nekontrolovanému růstu výkonu. K regulaci jsou využívány aktivní i pasivní mechanismy. [4]

Jedním z aktivních mechanismů jsou regulační tyče, které jsou nezbytnou součástí reaktoru a slouží k řízení štěpné řetězové reakce. Jejich postupné spuštění směrem dolů pomocí pohonu umožňuje regulaci výkonu reaktoru. Regulace výkonu reaktoru je možná také změnou koncentrace kyseliny borité v chladivu. Pasivní mechanismy naopak umožňují regulaci bez zásahu obsluhy nebo externí energie. Je to například gravitační zasunutí regulačních tyčí při výpadku energie, což přeruší štěpnou reakci. [4]



Obr. 1.3 Tlakovodní reaktor VVER [5]

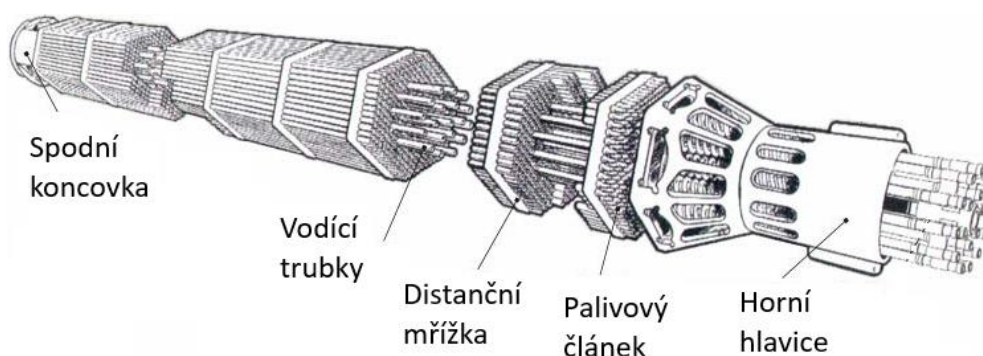
1.2.1 Výroba jaderného paliva

Prvním krokem jaderného cyklu je samotná těžba uranové rudy. Uran je mírně radioaktivní kov, který se přirozeně vyskytuje v zemské kůře [6]. Těžba uranové rudy probíhá jak povrchově, tak podzemně, a to v případě, že jsou ložiska více jak 120 metrů pod povrchem země [3].

Po těžbě uranové rudy nastává proces mletí, jehož produktem je samotný uran. Mlýny bývají součástí uranových dolů nebo jsou v jejich bezprostřední blízkosti. Uranová ruda je nejednodušší drcena a louhována v kyselině sírové, což umožní oddělení uranu a odpadní horniny.

Uran je z roztoku extrahován a vysrážen jako koncentrát oxidu uranu U_3O_8 (tzv. „žlutý koláč“), který obsahuje obvykle více než 80 % uranu oproti původnímu neupravenému uranu, který obsahoval průměrně 0,1 %. Přírodní uran je tvořen převážně izotopy U-238 a obsahuje pouze 0,7 izotopu štěpného uranu U-235. Pro využití v reaktorech je nutné zvýšení koncentrace izotopu U-235 na přibližně 3,5 až 5 %. Proces obohacování bývá většinou prováděn v plyných centrifugách, kde dojde k rozdělení izotopů na základě hmotnostního rozdílu. [3]

Obohacený uran je přeměněn na oxid uraničitý UO_2 a jeho lisováním vznikají malé pelety při teplotě až 1400 °C. Pelety jsou vloženy do hermeticky uzavřených trubek a ty utvářejí palivové proutky, jejichž svazky dále tvoří palivové kazety. Při výrobě jsou také přísně kontrolovány rozměry jednotlivých palivových proutků a kazet, aby bylo bezpečně dosaženo stejných charakteristik a vlastností všech jednotlivých kazet. Tyto palivové kazety jsou pak připraveny na vložení do reaktoru a zároveň je tímto zakončena přední část palivového cyklu. Ukázka palivového souboru, který se používá v reaktoru VVER 1000, je na obrázku 1.4, kde jsou také popsány jeho jednotlivé části. [7]



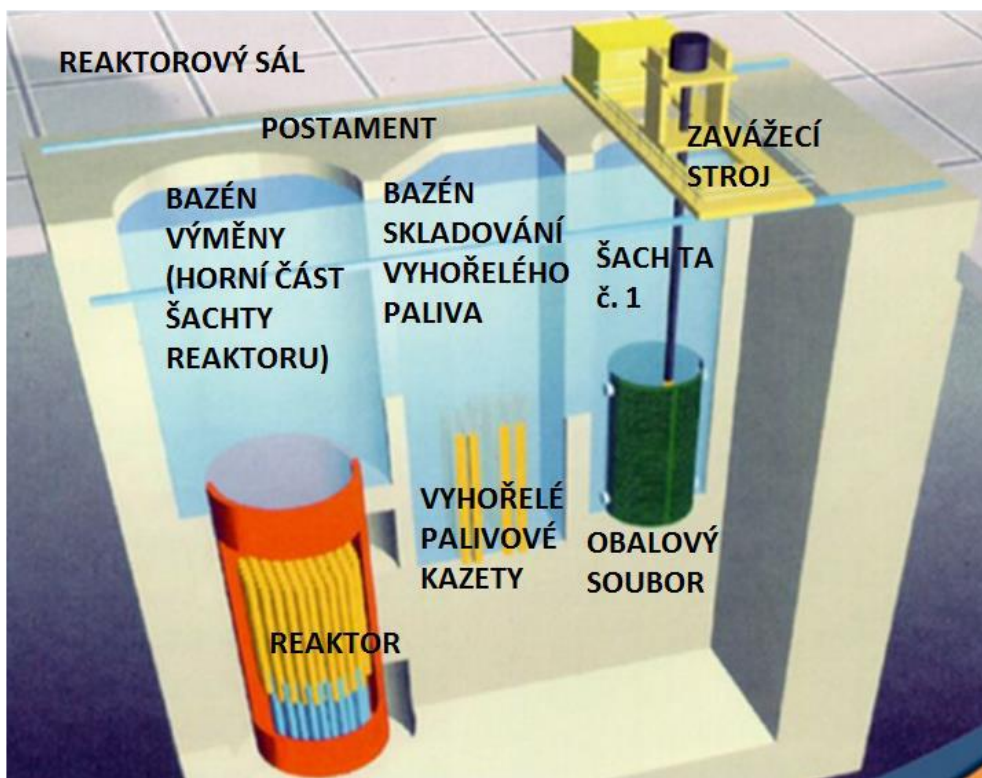
Obr. 1.4 Palivový soubor pro reaktor VVER 1000 [8]

1.2.3 Systém skladování vyhořelého paliva

Vyhořelé jaderné palivo je vedlejším produktem při provozu reaktoru [9]. Toto vyhořelé palivo obsahuje vysokou míru radioaktivity, která roste s množstvím produktů štěpení [1]. Vyhořelé jaderné palivo je částečně vyměňováno v pravidelných periodách ve vazbě na délku kampaně (12 až 16 měsíců). Vždy je vyměněna pouze pětina až čtvrtina celkového objemu palivových kazet a je nahrazena čerstvým palivem. Výměna paliva probíhá pod vodou z důvodu vysoké radioaktivity použitého paliva. [4]

Pro dočasné bezpečné skladování vyhořelého jaderného paliva je vedle reaktoru umístěn bazén skladování vyhořelého paliva (BSVP), kde je vyhořelé palivo uloženo. Chladicím médiem v bazénu je voda s kyselinou boritou, která brzdí řetězovou štěpnou reakci a slouží k odvodu tepla z vyhořelého paliva, které i po vyjmutí z reaktoru stále uvolňuje zbytkové teplo. Palivo je zde uloženo po dobu snížení jeho radioaktivity a zbytkového tepla, což bývá zpravidla 5–10 let [10]. Bazén skladování vyhořelého jaderného paliva je blíže popsán v kapitole 2 *Systém chlazení bazénu skladování vyhořelého paliva*.

Vyhořelé palivo se po uskladnění v BSVP přesouvá do šachty č. 1, kde je ukládáno do obalových souborů typu CASTOR a následně je převezeno do suchých skladů vyhořelého paliva, k čemuž v Dukovanech slouží mezisklad vyhořelého paliva nebo sklad vyhořelého paliva, kde je palivo dále skladováno několik desítek let [9]. Obalové soubory slouží k bezpečné přepravě a skladování vyhořelého jaderného paliva. Jsou navrženy tak, aby zajistili stínění radiačního záření a mechanickou ochranu paliva. Manipulace s vyhořelým palivem z jaderného reaktoru, přes BSVP až do šachty č. 1 je prováděna výhradně pod vodou pomocí zavážecího stroje. Celý proces transportu vyhořelého jaderného paliva je zobrazen na obrázku 1.5.



Obr. 1.5 Propojení bazénů a šachty v reaktorovém sálu [11]

Mezisklad vyhořelého jaderného paliva (viz obr. 1.6) v Dukovanech byl uveden do zkušebního provozu v roce 1995 a byl využíván až do roku 2006, kdy došlo k naplnění jeho kapacity. Přišla tedy nutnost výstavby dalšího obdobného skladu. Nově postavený sklad vyhořelého paliva byl v Dukovanech uveden do zkušebního provozu v roce 2006 s takovou kapacitou, která by měla být dostačující pro pokrytí celkové doby provozu elektrárny [12]. Vyhořelé jaderné palivo bude v těchto prostorech uskladněno až do výstavby hlubinného uložistiště, do kterého bude následně převezeno a umístěno na trvalo [13]. Hlubinné uložistiště je určeno k dlouhodobému skladování vyhořelého jaderného paliva a zahájení jeho provozu je na území České republiky naplánováno na rok 2065 [14].



Obr. 1.6 Mezisklad vyhořelého paliva Dukovany [13]

1.2.4 Likvidace a přepracování vyhořelého paliva

Jak již bylo zmíněno na začátku kapitoly 1.2 *Palivový cyklus*, palivový cyklus může být buď otevřený nebo uzavřený. Otevřený palivový cyklus znamená, že po snížení jeho radioaktivity a zbytkového tepla může být palivo v obalových souborech uloženo do hlubinného uložení. Naopak uzavřený palivový cyklus spočívá v tom, že je vyhořelé jaderné palivo přepracováno a opět využito jako čerstvé palivo – využívá se například metody separace uranu a plutonia. Tyto dva způsoby nakládání s vyhořelým jaderným palivem jsou popsány v následujících odstavcích.

Hlubinné úložiště

V současné době je přepracování vyhořelého paliva technologicky velmi náročné a provádí se zejména v ekonomicky vyspělejších zemích. V České republice státní organizace SÚRAO (Správa úložišť radioaktivních odpadů) navrhla vhodné lokality pro výstavbu hlubinného uložení a v roce 2020 byly vládou schváleny 4 doporučené lokality: Březový potok, Horka, Hrádek a Janoch (všechny se nachází v okolí jaderných elektráren Dukovany a Temelín). Hlavními výhodami těchto lokalit bylo zejména potvrzení absence významných vodních zdrojů a také výborné geologické vlastnosti. [15, 16]

První fází vzniku hlubinného uložení je analýza terénu a návrh podzemního i nadzemního areálu. Dále nastává fáze výstavby hlubinného uložení včetně povrchového areálu, který slouží především k údržbovým činnostem a bezpečnému uložení radioaktivního odpadu. Samotný provoz hlubinného uložení je odhadován na období přibližně 100 let. Během

provozu budou zaplněné ukládací sekce postupně oddělovány výplní (především bentonitem a kamenivem) až dojde k úplnému zaplnění úložiště včetně chodeb, tunelů i technického zázemí. Za kompletní uzavření hlubinného úložiště je považováno také odstranění povrchového areálu a uvedení lokality do původní podoby s pasivně funkčním podzemním úložištěm po dobu několika stovek tisíc let. [16]

Přepřacování vyhořelého jaderného paliva

Přepřacování vyhořelého jaderného paliva je v dnešní době technologicky náročnější než pouhé uložení do hlubinného úložiště. Ovšem v budoucnu by se vyhořelé jaderné palivo mohlo stát cennou energetickou surovinou. [7] Níže jsou uvedeny dvě nejrozšířenější metody přepřacování vyhořelého paliva:

- Transmutace vyhořelého paliva – Přeměna, při které dochází ke změně složení atomového jádra. Je vyvolána především rychlými neutrony, proto v lehkovodních reaktorech nebývá využívána. Hlavním cílem je přeměna radioaktivního odpadu tak, že se výrazně zkrátí doba jeho radioaktivity na pouhých pár stovek let. Riziko takto upraveného jaderného odpadu je také mnohonásobně nižší. [17]
- Přepřacování paliva a výroba MOX – K přepřacování je využíván proces PUREX (plutonium uranium extraction), který separuje uran a plutonium z paliva. Při tomto procesu dochází k oddělení plutonia (1 %) a zbylého uranu (96 %) od štěpných produktů (3 %). Po extrakci mohou být uran a plutonium dále využity. Uran se vrací do palivového cyklu a dochází k jeho chemické úpravě a obohacení. Plutonium je dále využito pro výrobu MOX (= mixed oxide) paliva, které je využíváno jako jaderné palivo v určitých reaktorech ve světě. Výroba MOX paliva je ekonomičtější řešením v případě rostoucí ceny uranu. Velkou výhodou tohoto paliva je také podstatně nižší množství odpadu ve formě vyhořelého paliva. [17, 18]

2 Systém chlazení bazénu skladování vyhořelého paliva

Bazén skladování vyhořelého paliva (BSVP) je důležitou součástí jaderné elektrárny a slouží k dočasnému uložení vyhořelého paliva a k odvodu jeho zbytkového tepla. Tato kapitola je věnována popisu BSVP, systému jeho chlazení, technickému řešení jednotlivých chladicích okruhů a popisu systému technické vody důležité.

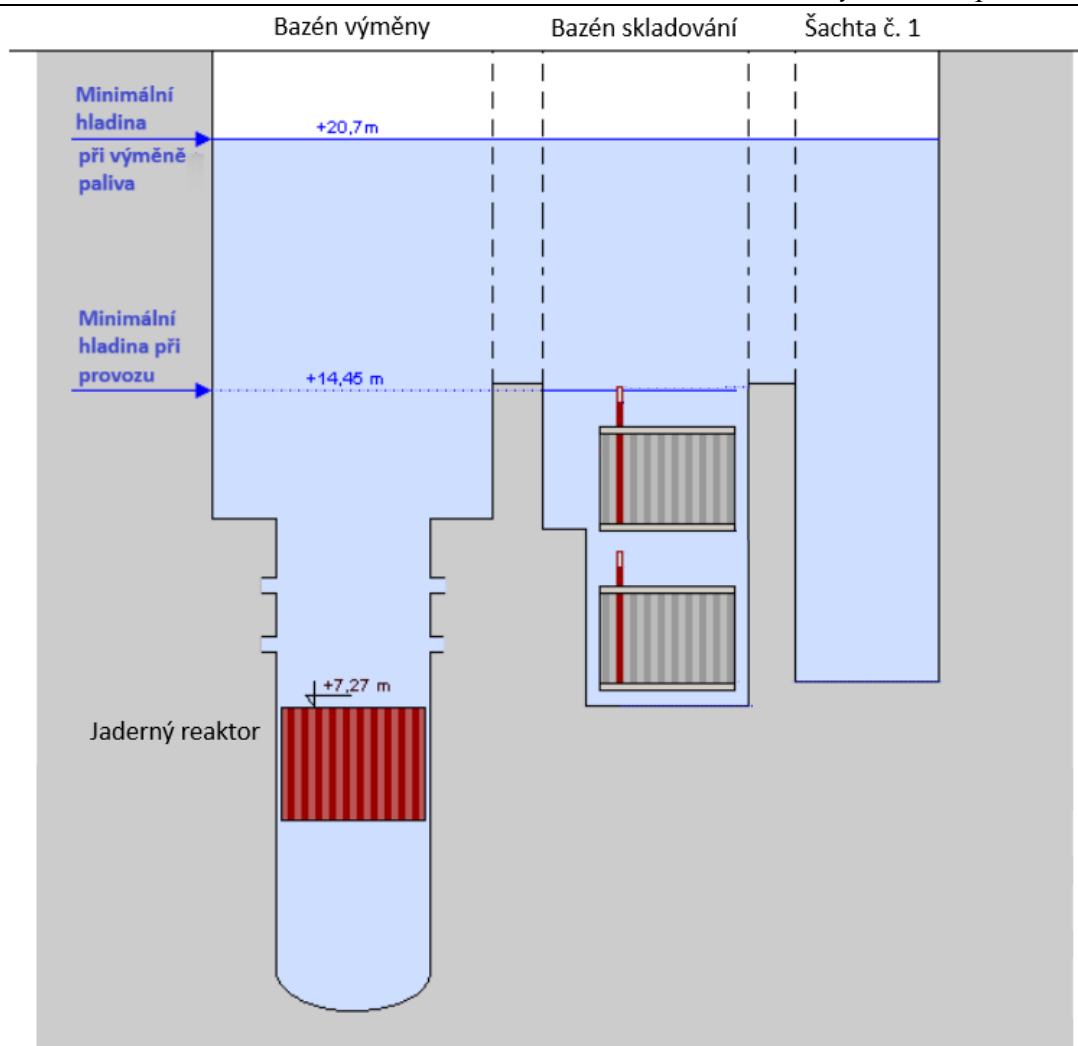
2.1 Popis bazénu skladování vyhořelého paliva

Vyhořelé jaderné palivo je po vyjmutí z aktivní zóny reaktoru dočasně uloženo do bazénu skladování vyhořelého paliva (dále jen BSVP), který zajišťuje odvod jeho zbytkového tepla stejně tak jako ochranu proti radiačnímu záření. Po ukončení štěpné reakce palivo dále uvolňuje teplo důsledkem pokračujícího rozpadu radioaktivních látek. Chladicím médiem v BSVP je vodný roztok kyseliny borité (H_3BO_3), který kromě odvodu zbytkového tepla také absorbuje volné neutrony a tím udržuje palivo ve stavu podkritičnosti [19]. Hodnota koncentrace kyseliny borité je přibližně 16 g/kg. Toto primární médium je dále ochlazováno pomocí systému technické vody důležité (dále jen TVD). [11]

Hlavním účelem tohoto systému je odvod zbytkového tepla z vyhořelého jaderného paliva takovým způsobem, aby mohlo být po vyjmutí z BSVP bezpečně umístěno do obalového souboru. Dalším účelem chlazení BSVP je zajištění bezpečných pracovních podmínek pracovníků při výměně paliva a jeho transportu mezi bazénem výměny paliva, BSVP a šachtou č. 1. [11]

Při provozu BSVP rozlišujeme stav během běžného provozu a během odstávky. Tyto dva stavy jsou znázorněny na obrázku 2.1, kde může být pozorována odlišná hladina vody pro následující stavy:

- Stav při běžném provozu – v BSVP se nachází běžné množství vyhořelého paliva z reaktoru s cílem snížit jeho aktivitu. Bazén výměny nad reaktorem je prázdný stejně tak jako šachta č. 1. Bazén skladování je ovšem i při běžném provozu naplněn vodným roztokem H_3BO_3 aby byl zajištěn kontinuální odvod tepla z vyhořelých palivových kazet. Minimální hladina BSVP je 14,45 m což odpovídá výšce hradítka mezi bazénem výměny a bazénem skladování. Během běžného provozu jsou oba bazény a šachta zakryty plechovými kryty. [11]
- Stav při odstávce – Probíhá výměna paliva, reaktor je otevřen a hladina je zvýšena na minimální hodnotu 20,7 m, což umožňuje bezpečný transport vyhořelého jaderného paliva. V BSVP se palivo nachází ve dvou patrech nad sebou, jelikož během odstávky bývá vyvezeno kompletní množství paliva z aktivní zóny reaktoru. I v režimu výměny paliva musí být odvod tepla z BSVP zajištěn. [11]



Obr. 2.1 Hladiny vody v bazénech při různých stavech [19]

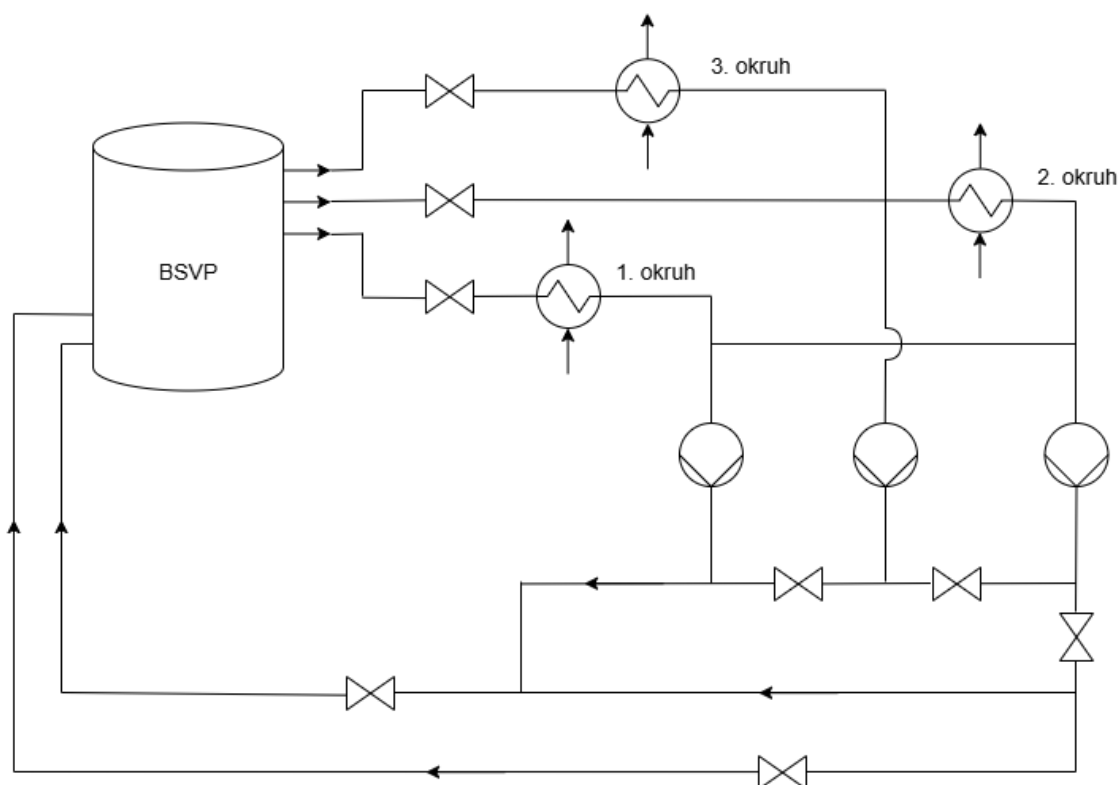
Konstrukce BSVP je pro celkovou bezpečnost skladování vyhořelého paliva vybavena skladovacími mřížemi. Hlavním úkolem skladovacích mříží je zajistit bezpečné a přehledné uložení vyhořelého jaderného paliva po vyjmutí z reaktoru. Tyto skladovací mříže jsou umístěny na dně BSVP a vyhořelé palivové soubory jsou do nich svisle vloženy. [20]

Základní skladovací mříž na dně BSVP pojme 699 vyhořelých palivových souborů. V případě odstavení bloku a potřeby vyvézt veškeré palivo se do BSVP navíc umísťuje horní rošt. Horní rošt má 296 míst pro použité jaderné palivo a 54 pozic pro hermetická pouzdra. Popřípadě se místo horního roštu zavede do BSVP kompaktní rezervní skladovací mříž, která má 388 skladovacích pozic. [20]

2.2 Technické řešení chladicích okruhů

Tato kapitola je věnována popisu odvodu tepla z BSVP, včetně stručného popisu jednotlivých komponent. Odvod tepla z BSVP probíhá pomocí jednoho ze tří nezávislých chladicích okruhů, které jsou z hlediska výkonu rovnocenné. V provozu je pouze jeden chladicí okruh a další dva jsou v rezervě. [11]

Chlazení BSVP bylo zajištěno pouze dvěma chladicími okruhy a až v rámci pofukušimských bezpečnostních opatření byl v roce 2017 systém doplněn o třetí chladicí okruh. Do prvního a druhého chladicího okruhu vstupuje ohřáté médium z BSVP pod hladinou v horní části bazénu, respektive i z šachty č. 1. Naopak u třetího chladicího okruhu je teplé médium odváděno pouze z dolního přepadu BSVP, a ne z šachty č. 1. Pokud je v provozu třetí chladicí okruh, využívá pak jedno ze dvou přívodních potrubí prvního a druhého okruhu. Před sáním čerpadel prvního a druhého okruhu jsou trasy propojeny, což umožňuje křížový provoz obou chladicích okruhů. Teplé médium je u všech chladicích okruhů odváděno do tepelného výměníku, kde je ochlazenou technickou vodou důležitou a dále je pak čerpáno zpět do dolní části bazénu. Zjednodušené schéma chlazení BSVP a jeho jednotlivé chladicí okruhy jsou znázorněny na obrázku 2.2, včetně tabulky 2.1, která vysvětluje jednotlivé komponenty schématu. [21]



Obr. 2.2 Zjednodušené schéma chladicího systému BSVP

Tab. 2.1 Význam symbolů z prostředí draw.io

Symbol			
Komponenta	Tepelný výměník	Čerpadlo	Jednoduchý ventil

Popis zařízení 1. a 2. chladicího okruhu

Tepelné výměníky na trasách prvního a druhého okruhu jsou trubkové výměníky s přepážkovým systémem. Vnitřní vestavba výměníku je rozdělena svislou i vodorovnou přepážkou na čtyři chody. V mezitrubkovém prostoru je jedna vertikální přepážka, která rozděluje průtok média na dva chody. [21]

Čerpadlo na trase prvního a druhého chladicího okruhu je odstředivé, horizontální, jednostupňové a poháněné elektromotorem. Čerpadlo je z nerezové oceli a jeho hřídel je uložena ve dvou hydrodynamických ložiskách. Čerpadlo nesmí být spuštěno bez pracovního média, aby nedošlo k jeho poškození. [21]

Popis zařízení 3. chladicího okruhu

Tepelný výměník třetího chladicího kruhu je tvořen dvěma tělesy, která jsou umístěna nad sebou. Výměník je trubkového typu s přepážkovým systémem. Každé těleso je strukturováno tak, že mezitrubkovým prostorem proteče tekutina v jednom chodu a v trubkovém prostoru je výměník dvouchodý. [21]

Čerpadlo na trase třetího chladicího okruhu je odstředivé, horizontální, jednostupňové a poháněné elektromotorem. Čerpadlo nesmí být spuštěno bez pracovního média, aby nedošlo k jeho zničení. Před spuštěním musí být řádně odvzdušněno. [21]

2.3 Systém technické vody důležité

Systém technické vody důležité (TVD) jako podpůrný bezpečnostní systém zajišťuje odvod tepla ze zařízení důležitých z hlediska jaderné bezpečnosti. Systém TVD zajišťuje odvod tepla z mnoha tepelných výměníků v elektrárně včetně výměníků na trasách chlazení BSVP.

Rozvod TVD je proveden třemi zcela samostatnými a nezávislými větvemi (divizemi), z nichž každá je napájena z jiné sekce zajištěného elektrického napájení, systém je tedy redundantní 3 x 100 %. Každá divize systému TVD má pro každý hlavní výrobní blok (HVB) k dispozici až 4 čerpadla TVD, jimiž zajišťuje potřebný průtok přes chladiče TVD. Tato čerpadla jsou umístěna v centrální čerpací stanici v oddělených kobkách. [21]

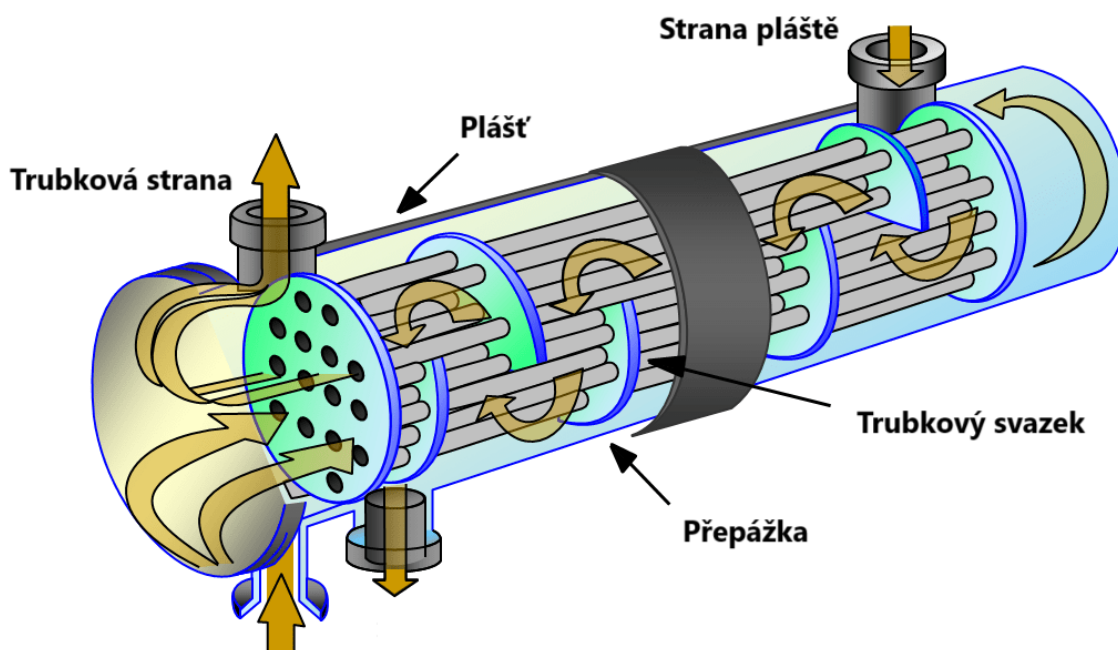
Odvod tepla z TVD do okolního prostředí je zajištěn ventilátorovými chladicími věžemi (VCHV). Odvod tepla je zprostředkován v závislosti na způsobu provozu věží, počtu najetých buněk VCHV, rychlosti otáčení ventilátorů, teplotě a relativní vlhkosti okolního vzduchu, teplotě a průtoku TVD na vstupu do VCHV. Princip odvodu odpadního tepla v mokřích chladicích věžích spočívá v odeírání tepla vodě proudícím vzduchem konvekcí a vypařováním. Po konstrukční stránce jsou chladicí věže tvořeny ventilátorem s difuzorem, a chladicím komplexem, který je uložen na soustavě trámových a sloupových podpěr. Voda je ve věži rozváděna systémem trubek na rozstřikovací trysky, který zajišťuje rovnoměrné zavodnění chladicího systému a vyplňuje celý půdorysný prostor chladicí věže. Pro dosažení tahového efektu je využito dvourychlostního ventilátoru. Ochlazená TVD putuje zpět do centrální čerpací stanice. Ztráty vody jsou doplňovány z gravitačního vodojemu (úpravny chladicí vody). [21]

3 Tepelné výměníky

Pro bezpečný provoz bazénu skladování vyhořelého jaderného paliva je kromě jeho vlastní konstrukce nezbytné zejména spolehlivé fungování jeho chladicího systému. Klíčovým fyzikální procesem, na kterém je systém chlazení BSVP založ, je přenos tepla. Přenos tepla konkrétně v systému chlazení BSVP je zajištěn tepelnými výměníky. Tato kapitola je tedy věnována tepelným výměníkům – jejich funkci, klasifikaci a popisu některých základních typů. Jeden ze základních typů výměníku, konkrétně trubkový výměník s přepážkovým systémem, lze vidět na obrázku 3.1.

Tepelné výměníky jsou klíčovými zařízeními v široké škále průmyslových procesů a jejich hlavní funkcí je přenos tepla mezi médii. Tepelné výměníky jsou tímto způsobem využívány k ochlazování nebo ohřevu kapalin či plynů. Pracovní látkou ve výměníku může být kapalina i plyn. Vhodný výběr tepelného výměníku závisí na parametrech pracovní látky, požadavku na výkon, ale také prostorové omezení, jelikož se tepelné výměníky často aplikují do již zavedených procesů. V běžném životě jsou tepelné výměníky používány častěji, než by se mohlo zdát. Jsou k vidění v různých procesních aplikacích, v chemickém či potravinářském průmyslu nebo v elektrárnách. Jeden z běžných typů výměníku je trubkový výměník tepla s přepážkovým systémem, který je zobrazen na obrázku 3.1.

Efektivní přenos tepla mezi médii v tepelném výměníku vede ke snižování tepelných ztrát, čímž je zvyšována účinnost celého procesu. Nižší spotřeba energie snižuje celkové provozní náklady, čímž je pozitivně ovlivněna ekonomika celého provozu. Ve výměníku je také často využíváno odpadní teplo, které by v opačném případě bylo z provozu volně vypuštěno do atmosféry bez dalšího využití. V praxi jsou tepelné výměníky používány v energetice, chemickém či potravinářském průmyslu. Konkrétně v jaderných elektrárnách jsou tepelné výměníky používány v mnoha odvětvích jako například chlazení bazénu skladování vyhořelého paliva.



Obr. 3.1 Základní schéma Shell and tube výměníku [22]

3.1 Způsoby klasifikace tepelných výměníků

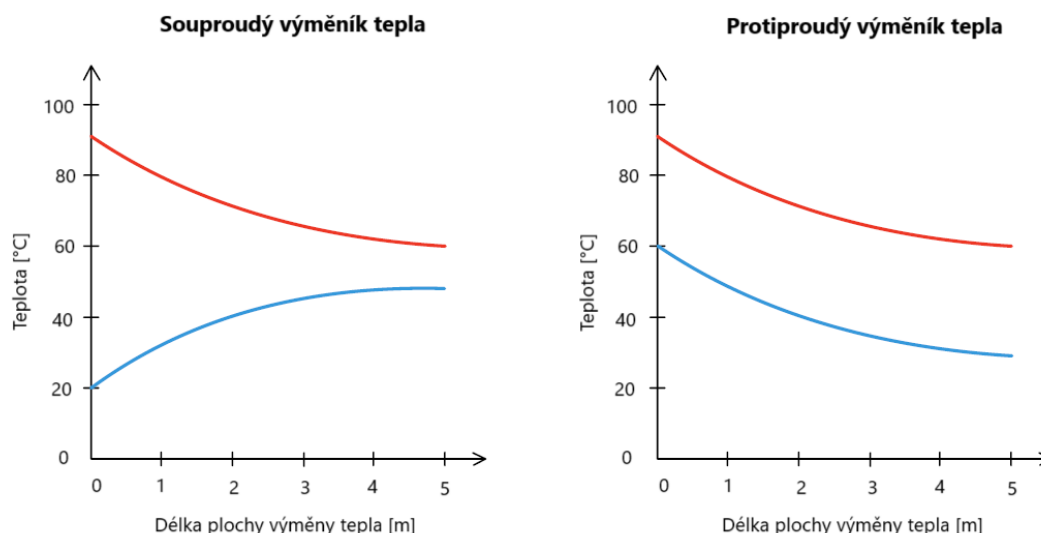
V dnešní technologicky pokročilé moderní době existuje široká škála různých typů výměníků. Mohou se lišit konstrukcí, principem fungování, efektivitou, provozními podmínkami nebo typem pracovního média. Pro lepší orientaci se tepelné výměníky klasifikují podle různých kritérií. Nejčastější způsoby klasifikace jsou popsány níže:

Na základě charakteru procesu výměny tepla:

- Tepelný výměník s přímým kontaktem – V tomto případě jde o výměnu tepla mezi dvěma médii stejných látek. Často se jedná o výměnu tepla mezi vodní párou a vodou. V tomto případě tedy dojde k mísení médií. [23]
- Regenerační tepelný výměník – Teplejší médium předá své teplo materiálu, který předané teplo akumuluje. Následně je teplo z materiálu uvolněno do chladnějšího média. Velkou výhodou regeneračních výměníků je možnost uchovat teplo a uvolnit ho až ve chvíli, kdy je to potřeba. Obě média tedy prochází stejným výměníkem, ale vždy v jiný čas a nikdy současně. [23]
- Rekuperační tepelný výměník – V této situaci proudí teplé i studené médium výměníkem ve stejnou chvíli a aby nedošlo k mísení, jsou odděleny tenkou stěnou. Jedná se například o deskový nebo trubkový výměník. Je to nejčastější způsob výměny tepla a jednotlivé výměníky budou detailně popsány v dalších kapitolách. [23]

Na základě vzájemného směru toku médií (viz obrázek 3.2):

- Protiproudý – Teplé médium teče opačným směrem než studené, je zajištěn maximální teplotní rozdíl a tento způsob je tedy nejefektivnější.
- Souproudý – Teplé i studené médium tečou stejným směrem, tím pádem se teplotní rozdíl zmenšuje po délce výměníku a lze dosáhnout menší účinnosti.
- Křížový – Teplé a studené médium tečou vzájemně k sobě kolmo.



Obr. 3.2 Grafické zobrazení souproudého a protiproudého výměníku tepla

Na základě konstrukce:

- Tepelný výměník s koncentrickými trubkami – Skládá se ze dvou trubek, kdy jedna je vložena dovnitř druhé a jsou vzájemně soustředné. Jedno médium je uvnitř trubky, a to druhé tuto trubku obtéká.
- Plášťový a trubkový výměník – Skládá se ze svazku trubek, který je vložen do skořepiny. Jedno médium je vloženo do svazku trubek a druhé tyto trubky obtéká a proudí skořepinou. Pro zvýšení účinnosti se do výměníku vkládají přepážky a také je možné navýšit počet chodů trubkovou nebo plášťovou částí.
- Deskový tepelný výměník – Výměník je tvořen deskami, které jsou k sobě připevněny tak, že mezi nimi vznikají kanálky, kterými média protékají, aniž by se mísila.

Existuje další spousta druhů různých konstrukcí výměníku (rotační, hairpin atd.). Konstrukce výměníku se vybírá podle vlastností médií a požadavků na přenos tepla. Další kapitola bude věnována jednotlivým typům výměníků, jejich konstrukci a vlastnostem. [23]

Na základě změny fáze pracovní látky:

- Bez změny fáze – V tepelném výměníku dochází k výměně tepla, ale pracovní látka nemění své skupenství. Jedná se například o klasické ohřívače nebo chladiče.
- Se změnou fáze – V tepelném výměníku může také docházet ke změně fáze pracovní látky (jedná se o kondenzátory a výparníky). Změna fáze pracovní látky vede k uvolnění latentního tepla, což výrazně zvyšuje účinnost procesu. Změna fáze také vyžaduje kvalitnější materiál výměníku tepla, aby nedocházelo k nechtěné korozi. [23]
 - Kondenzátory – Tepelný výměník, ve kterém dochází k přeměně páry na kapalinu tím, že odvádí teplo do okolí.
 - Výparníky – Tepelný výměník, ve kterém dochází k přeměně kapaliny na páru tím, že přijímá teplo z okolí.

3.2 Základní typy výměníků tepla

Tato kapitola je věnována nejběžnějším typům tepelných výměníků, které lze v praxi vidět nejčastěji. Bude popsána konstrukce, běžné použití a hlavní výhody a nevýhody u těchto výměníků: plášťový a trubkový, deskový a dvojtrubkový.

3.2.1 Tepelný výměník trubka v trubce

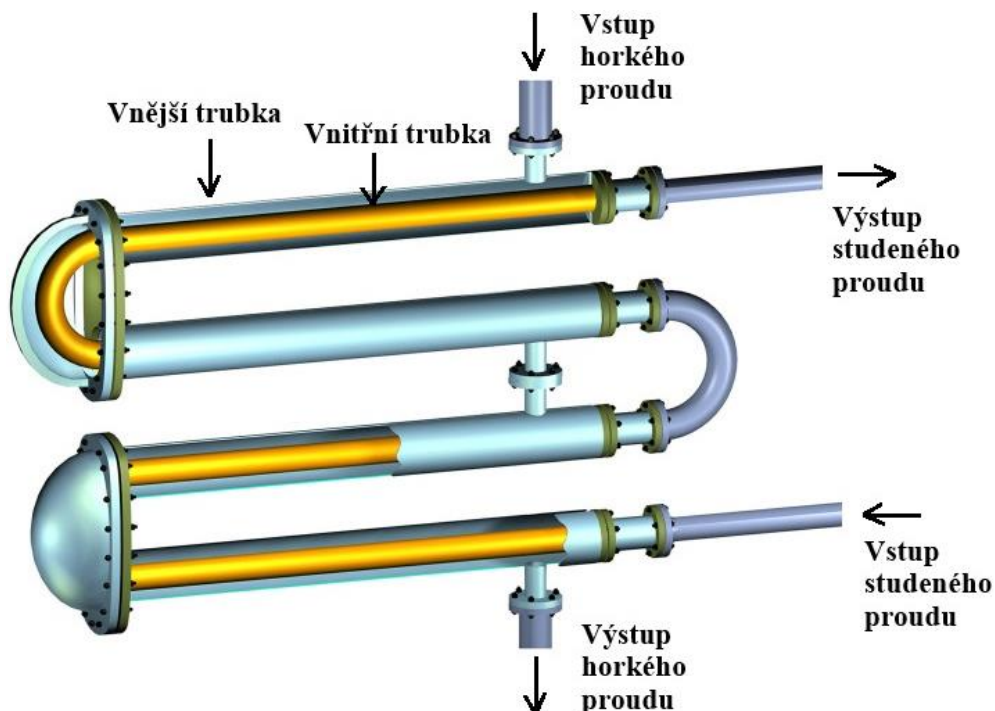
Výměník typu trubka v trubce (z angličtiny: Double pipe HE) je nejjednodušším a nejčastěji používaným výměníkem ve strojírenské praxi – lze jej najít v chemickém, potravinářském, ropném nebo plynárenském průmyslu [24]. Tento typ výměníku se skládá z vnější trubky, kterou proudí jedno médium a soustředně v ní je umístěna buď jedna další trubka, což je nejběžnější případ, nebo se v ní nachází svazek několika trubek, kterými protéká druhé médium. K přenosu tepla tedy dochází přes stěnu vnitřní trubky nebo svazku trubek. Uspořádání dvojtrubkového výměníku bývá běžně protiproudé, což vede k vyšší účinnosti přenosu tepla. Vnější trubka bývá často izolována, aby byl přenos tepla do okolí minimalizován. [25]

Jednoduchý výměník trubka v trubce, který se skládá ze dvou soustředných trubek se nazývá vlásenkový výměník (z angličtiny: hairpin HE). Pro dosažení požadovaného tepelného výkonu se většinu spojují jednotlivé vlásenkové výměníky do série. Vnitřní trubky mohou být

jak hladké, tak i žebrované, což vede ke zvětšení teplosměnné plochy a tím je zlepšován přenos tepla. [25]

Hlavní výhody a omezení [24, 25]:

- vhodné pro vysoké teploty i tlaky
- nízké konstrukční a údržbové náklady, snadná údržba
- konstrukční flexibilita ve formě zapojování více vlásenkových výměníků do sestavy
- vhodné pro aplikace s nižšími rychlostmi proudění médií



Obr. 3.3 Dvojtrubkový tepelný výměník [26]

Na obrázku 3.3 lze vidět schéma jednoduchého vlásenkového tepelného výměníku trubka v trubce, jedná se o sériové zapojení dvou kusů výměníků. V sériovém zapojení médium postupně prochází všemi výměníky, aniž by se dělilo. Naopak v paralelním zapojení pracují výměníky nezávisle na sobě a médium je rozděleno mezi jednotlivé výměníky.

Zvýšení tepelného výkonu lze dosáhnout buď aktivně, nebo pasivně. Aktivní metoda využívá externí síly, jako je generování magnetického pole nebo vibrace, které zvyšují intenzitu přenosu tepla. Pasivní metoda využívá úpravu povrchu nebo samotné geometrie výměníku, což ovlivní charakter proudění a vede k vyšší intenzitě přenosu tepla. [24]

Jednou z pasivních metod zvyšování přenosu tepla je vkládání zkroucených pásků, které fungují jako kontinuální generátor víru a způsobují turbulentní proudění. Díky tomu dochází k lepšímu promíchání pracovního média, které vede ke zvýšení intenzity přenosu tepla. Další metodou je vložení drátové spirály, kdy rychlost přenosu tepla roste se zvyšujícím se počtem závitů spirály a se snižujícím se stoupáním závitů. Další pasivní metodou je žebrování, které zvětšuje teplosměnnou plochu a tím zvyšuje intenzitu přenosu tepla. Pro správné vyhodnocení účinnosti žebrování se zavádí tzv. faktor účinnosti žebra, který je definován jako poměr tepelného toku povrchem s žebrováním ku tepelnému toku povrchem bez žebrování. [24]

3.2.2 Trubkový tepelný výměník s přepážkovým systémem

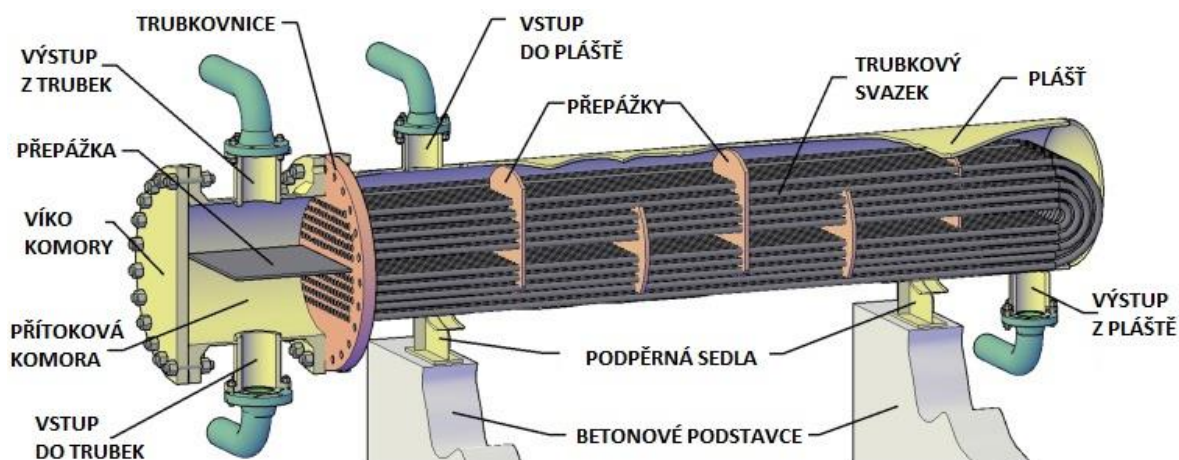
Trubkový tepelný výměník s přepážkovým systémem (z angličtiny: Shell-and-Tube HE) je zařízení, ve kterém jedno médium proudí v trubkovém svazku a druhé ve válcové skořepině. Podmínkou pro výměnu tepla je samozřejmě teplotní diference a teplo je přenášeno přes stěnu svazku trubek z teplejšího média do toho chladnějšího. Tento typ výměníku je jedním z nejrozšířenějších v průmyslech, jako například chemických procesech, v rafineriích atd. Tepelně-hydraulický výpočet v kapitole 5 je proveden právě pro tento typ tepelného výměníku. [22]

Trubkový tepelný výměník s přepážkovým systémem bývají navrhovány podle standardů TEMA (z angličtiny: Tubular Exchanger Manufacturers Association). Tyto standardy jsou používány již od poloviny minulého století a pokládají základy pro návrh toho druhu tepelného výměníku. TEMA je třípísmenné označení, které popisuje typ přední hlavy, pláště a zadní hlavy výměníku. [25]

Do plášťové části výměníku jsou vkládány průtokové přepážky z mnoha důvodů: zvyšují účinnost přenosu tepla, ovlivňují rychlost proudění kapaliny a usměrňují její tok, zlepšují stabilitu trubek a ovlivňují velikost tlakové ztráty. Existuje několik typů přepážek: segmentové, koncentrické nebo šroubovicové. [25]

Jedním z klíčových parametrů tohoto typu výměníku je kromě přepážek také uspořádání trubek, které ovlivňuje tepelný výkon výměníku, jeho mechanickou stabilitu nebo i jeho možnost čištění. Uspořádání trubek ve svazku může být čtvercové (90°), otočené čtvercové (45°) a trojúhelníkové (30°) [25]. Vhodné uspořádání trubek závisí na požadavcích konkrétní průmyslové aplikace.

Na obrázku 3.4 je zobrazen trubkový výměník s přepážkovým systémem a jeho komponenty. Lze pozorovat jednotlivé vstupy do plášťové i trubkové části, trubkovnice jejíž úkolem je držet trubky na svém místě, přepážky v plášťové části, přepážka v přítokové komoře atd. Tento typ výměníku může mít více průchodů jak trubkovou, tak plášťovou částí. Konkrétní zobrazený výměník na obrázku níže má jeden chod pláštěm, ale dva průchody trubkami.



Obr. 3.4 Komponenty Trubkového tepelného výměníku s přepážkovým systémem [27]

Hlavní výhody a omezení [22]:

- vysoká tepelná účinnost
- široký rozsah pracovních teplot a tlaků
- široká škála vhodných materiálů konstrukce
- flexibilita (různé uspořádání trubek, přepážek atd.)
- snadná údržba a čištění
- používáné v procesech s kondenzací nebo vypařováním
- není kompaktní – větší rozměry a hmotnost
- složitější konstrukce a výroba

Důležité parametry při návrhu [22]:

- přiřazení teplosměnných médií do plášťové nebo trubkové části
- stanovení pracovních teplot, tlaků a tlakových ztrát
- stanovení uspořádání výměníků a počtu chodů v plášťové i trubkové části
- specifikace trubkové části – délka trubky, tloušťka stěny trubky, průměr trubky, počet trubek ve svazku, rozteč trubek, materiál
- specifikace plášťové části – materiál, rozteč přepážek, výřez přepážek

Pokud jsou v trubkovém výměníku s přepážkovým systémem dvě média s velkými teplotními rozdíly, může dojít k dilataci (=roztahení) materiálu. Z tohoto důvodu jsou některé typy tohoto výměníku vyráběny také jako výměníky s možnou kompenzací. Jsou to například výměníky s U-trubicí nebo s plovoucí hlavou.

Tepelný výměník s U-trubicemi (z angličtiny: U-tube HE) má v plášti vložený svazek trubek, které jsou ohnuty do soustředných tvarů „U“. Každá trubice má v jednom směru volnost pohybu v plášti. Díky této flexibilitě v konstrukci je výměník vhodný právě pro procesy, kde může docházet k teplotním šokům. Odnímatelný svazek U-trubek umožňuje snadnou údržbu a čištění vnitřní strany pláště a vnější strany trubek. Přístup do vnitřní části trubek není kvůli jejímu U-tvaru jednoduchý a je potřeba je chemicky čistit. [28]

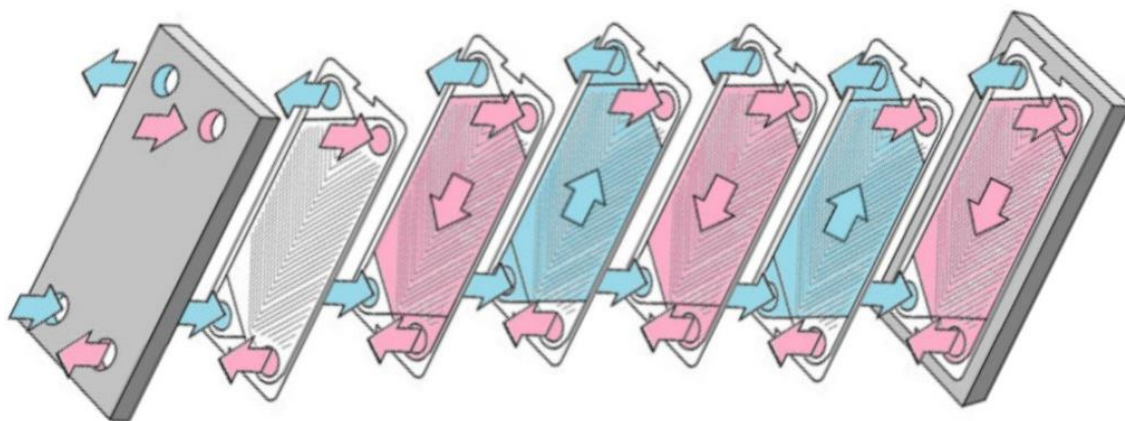
Tepelný výměník s plovoucí hlavou (z angličtiny: floating head HE) má možnost kompenzace teplotních dilatací stejně jako výměník s U-trubicemi. Na jednom konci výměník je stacionární trubkovnice, která je pevně spojena s pláštěm a na druhém konci je trubkovnice plovoucí, která umožňuje pohyb v axiálním směru z důvodu roztahnosti trubek [29]. Na rozdíl od výměníků s U-trubicemi lze tento typ výměníku čistit mechanicky. Jeho nevýhodou je vyšší pořizovací cena z důvodu složitější konstrukce.

3.2.3 Deskový tepelný výměník

Deskový tepelný výměník se skládá z několika tenkých kovových desek, které jsou na sebe neskládány nebo svařeny v paralelním uspořádání a následně uloženy do kovového pláště. Tenké kovové desky bývají zvlněné, což umožňuje rovnoměrné rozložení toku deskou a zároveň zvyšuje turbulenci, což vede k vyšší efektivitě přenosu tepla. Těsnění, které je kolem krajů kovových desek, zabraňuje míchání horkého a studeného média. Horké a studené médium tedy procházejí každou sekci výměníku a střídavě prochází přes zadní a přední stranu desek

(viz obrázek 3.5) – dochází tedy k výměně tepla bez míšení médií. Obvykle je výměník uspořádán do protiproudého proudění. [25, 30]

Hlavní výhodou tohoto typu tepelného výměníku je velikost teplosměnné plochy na jednotku objemu, což umožňuje kompaktní design. Součinitel přestupu tepla je zpravidla vyšší než u trubkových tepelných výměníků s přepážkovým systémem (díky turbulenci vznikající mezi deskami výměníku). Často používaný v chemických procesech a potravinářském průmyslu. Používají se převážně pro kapalná média. Podle uložení desek dělíme tepelné výměníky na tři nejčastější konfigurace těsné, pájené a svařované. Dalšími zajímavými typy jsou spirálové, plášťové deskové nebo deskové žebrované výměníky. [25, 30]



Obr. 3.5 Schematické znázornění proudění médií v deskovém výměníku tepla [31]

Těsněné deskové výměníky

Tento druh deskového výměníku se skládá z několika tenkých kovových desek, které jsou uloženy v rámu s pevným těsněním [25]. Mezi jednotlivými deskami výměníku je umístěno těsnění, aby nedocházelo k míšení kapalin a tyto desky jsou k sobě sešroubovány a umístěny do těsného rámu. Pevné uložení zajišťují utahovací šrouby. [30]

Hlavní výhody a omezení [25]:

- jednoduchá montáž a demontáž – umožňuje jednoduché čištění celého výměníku stejně tak jako poskytuje flexibilitu přidání/odebrání jednotlivých desek výměník a tím zvýšení/snížení celkového výkonu výměníku
- vhodné pro tlaky do 25 bar a teploty do 250 °C
- účinnost tepelné výměny dosahuje až 90 %

Pájený deskový výměník tepla

U tohoto typu výměníku jsou kovové desky spojeny pájením využitím mědi nebo niklu ve vakuové peci, výsledkem je velmi pevná konstrukce [30].

Hlavní výhody a omezení [30]:

- možnost vyšších provozních tlaků a teplot než umožňuje těsné uložení
- nelze demontovat – komplikace čištění a znemožnění flexibility přidání dalších desek
- pevnější konstrukce výměníku – více náchylný na tepelnou únavu

Svařovaný deskový výměník tepla

Desky výměníku jsou k sobě svařeny, což zajišťuje vysokou pevnost spojů a konstrukce je pevnější než u pájeného deskového výměníku tepla [30].

Hlavní výhody a omezení [30]:

- vyšší odolnost vůči tepelné námaze ve srovnání s pájenými výměníky
- vhodné pro vyšší provozní teploty a tlaky (ve srovnání s pájenými deskovými výměníky) – vhodné pro náročné průmyslové aplikace
- nelze demontovat – komplikace čištění a znemožnění flexibility přidání dalších desek

Plášťový deskový výměník tepla

Plášťový a deskový výměník tepla (z angličtiny: Shell-and-plate) se skládá pláště a kruhových desek. Kruhové desky jsou na těsně vloženy do válcového pláště a tvoří tak kombinaci klasického deskového a trubkového výměníku. Vyšší součinitel přestupu tepla nabízí kompaktní design. Svařovaný válcový plášť umožňuje využití i v náročných pracovních podmínkách, jako je tlak pracovního média až 15 MPa a jeho teplota až 900 °C. [25]

Deskový žebrovaný výměník tepla

Tento typ výměníku se skládá z žebrovaných desek, které jsou umístěny mezi tenké kovové desky – tzv. oddělovací plechy k oddělení horkého a studeného média. Z důvodu komplikovaného čištění zařízení je vhodný jen pro čistá a málo zanášivá média. Nabízí kompaktní design. [25]

Spirálový výměník tepla

Spirálový výměník se skládá dvou dlouhých desek, které jsou navinuty do spirálového tvaru. Pro zvýšení mechanické odolnosti jsou mezi desky navařené kolíky, jako prevence pohybu desek. Uspořádání bývá protiproudé. Vhodné i pro nečistá média a kapaliny s vysokou viskozitou. [32]

4 Přenos tepla a tepelně-hydraulické výpočty

Přenos tepla je fyzikální jev, při kterém dochází k transportu tepelné energie z místa s vyšší teplotou do místa s nižší teplotou. Přenos tepla probíhá samovolně, dokud existuje teplotní difference a ustává v momentu dosažení tepelné rovnováhy. Přenos tepla lze vysvětlit na prvním zákoně termodynamiky. [23]

$$Q - W = \Delta E \quad (4.1)$$

kde:

Q	[J]	předané teplo
W	[J]	termodynamická práce
ΔE	[J]	změna energie systému

Jsou rozlišovány tři hlavní mechanismy přenosu tepla – kondukce, konvekce a radiace. [23]

4.1 Mechanismy přenosu tepla

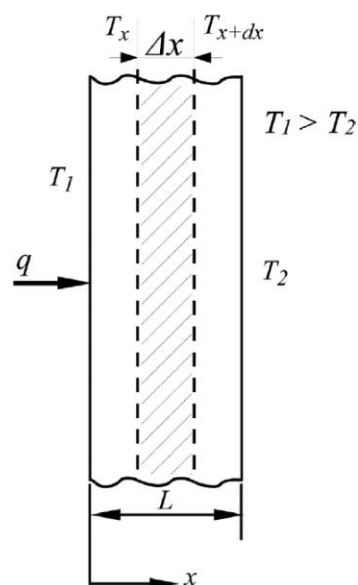
4.1.1 Kondukce

Kondukce (neboli vedení), je způsob přenosu tepla prostřednictvím fyzického kontaktu, respektive přímými srážkami molekul a je schematicky znázorněno na obrázku 4.1. Částice s vyšší kinetickou energií mají vyšší rychlost a při nárazu do pomalejších částic s nižší kinetickou je těmto částicím předána tepelná energie. Tato forma přenosu tepla je nejčastější a lze ji pozorovat například v tepelných výměnících. Množství předaného tepla vychází z Fourierova zákona. [23]

$$\dot{Q} = -k \cdot A_n \frac{(T_2 - T_1)}{l_s} \quad (4.2)$$

kde:

$\dot{Q}$	[W]	tepelný výkon
k	[W/(m·K)]	tepelná vodivost
A_n	[m ²]	normálová plocha
$T_2 - T_1$	[K]	teplotní gradient
l_s	[m]	tloušťka stěny



Obr. 4.1 Schéma kondukce [23]

Záporné znaménko se ve Fourierově zákoně objevuje v souladu s druhým zákonem termodynamiky. Jelikož výraz $(T_2 - T_1)$ nabírá záporné hodnoty, pak záporné znaménko na začátku rovnice zajišťuje, že hodnota tepelného výkonu $\dot{Q}$ bude ve směru osy x kladná. [23]

4.1.2 Konvekce

Konvekce neboli proudění je způsob přenosu tepla v tekutinách a podle povahy proudění může být klasifikována jako přirozená (volná) nebo nucená. Konvekce je vyjádřena Newtonovým zákonem ochlazování, který říká, že tepelný tok se zvyšuje s rozdílem teplot a s plochou stěny. [23]

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A_s \cdot (T_w - T_\infty) \quad (4.3)$$

kde:

$\dot{Q}$	[W]	tepelný výkon
α	[W/(m ² · K)]	součinitel přestupu tepla
A_s	[m ²]	plocha stěny
T_w	[K]	teplota na povrchu stěny
T_∞	[K]	teplota v hlavním proudu tekutiny

V tomto případě musí platit že $T_w > T_\infty$

Přirozená konvekce

Přirozená konvekce je přenos tepla prouděním za podmínky existence teplotní difference, což vede k rozdílné hustotě a díky tomu vzniká vztahová síla nutná k pohybu molekul [33]. Při přirozené konvekci dochází k míšení molekul, kdy ty zahřáté stoupají v tekutině nahoru a ochlazené molekuly vlivem rozdílu hustot padají ke dnu [23]. Tímto způsobem je tedy možný přirozený přenos tepla prouděním bez vnějšího působení. Praktickým případem přirozené konvekce je například ohřívání vzduchu v okolí radiátoru. Přenos tepla přirozenou konvekci je tedy méně efektivní, než je přenos tepla nucenou konvekci a závisí pouze na teplotní diferencii.

Nucená konvekce

Nucená konvekce je přenos tepla prouděním za pomoci externího činitele, jako například ventilátor, kompresor, čerpadlo nebo silný atmosférický vítr [33]. Toto proudění tedy není způsobeno rozdílnými hustotami, ale pomocí vnější síly. Nucená konvekce vede k efektivnějšímu přenosu tepla než přirozená konvekce. V praxi lze nucenou konvekci vidět například v tepelných výměnících nebo v klimatizačních systémech. Výpočet přenosu tepla v případě nucené konvekce je podstatně složitější než u přirozené konvekce, a to z důvodu, že proudění tekutiny je většinou kvůli vnějším silám turbulentní.

Smíšená konvekce

Pokud se přenos tepla děje pomocí přirozené i nucené konvekce, jedná se pak o smíšenou konvekci. Jedná se o stavy, kdy je přenos tepla řízen jak vnější silou, tak vztahovými silami, které vznikají v důsledku teplotní difference. Při smíšené konvekci může nucená konvekce, jak podporovat, tak narušovat přirozenou konvekci, což výrazně ovlivňuje efektivitu celého přenosu tepla. [33]

4.1.3 Radiace

Radiace neboli sálání je energie vyzařovaná z tělesa ve formě infračerveného záření. Každé těleso či živý mechanismus s teplotou nad absolutní nulou (tzn. teplota vyšší jak 0 K) vyzařuje elektromagnetické záření, jehož množství záleží na teplotě povrchu tělesa. K výpočtu radiace je využíván model černého tělesa, které absorbuje veškeré elektromagnetické záření, jež dopadne na jeho povrch. V tomto ideálním případě není žádné záření odraženo. Z modelu černého tělesa vychází Stefanův-Boltzmanův zákon. [25]

$$\dot{Q} = \sigma_{SB} \cdot A_{\check{c}} \cdot T_{\check{c}}^4 \quad (4.4)$$

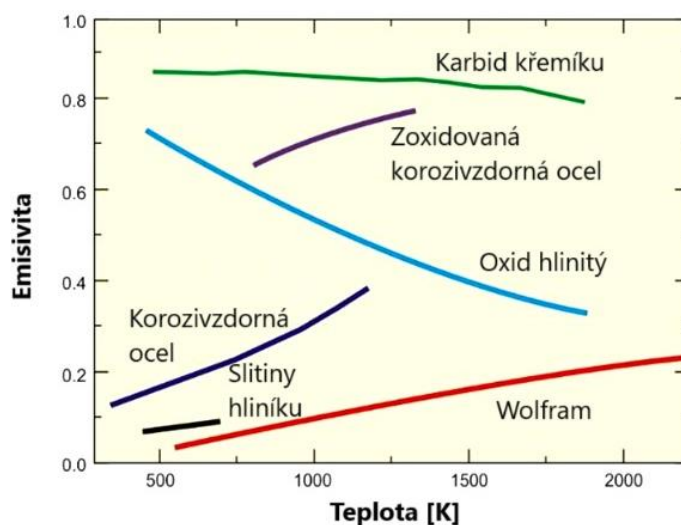
kde:

$\dot{Q}$	[W]	tepelný výkon
σ_{SB}	[W/(m ² ·K ⁴)]	Stefan-Boltzmanova konstanta
$A_{\check{c}}$	[m ²]	plocha černého tělesa
$T_{\check{c}}$	[K]	teplota černého tělesa

Všechny reálné objekty ovšem při stejné teplotě vyzařují záření o menší hodnotě, než absolutní černé těleso. Maximální hodnotu záření při dané teplotě tedy určuje Stefanův-Boltzmanův zákon. Zavádí se pojem „šedé těleso“, jehož emisivita není závislá na vlnové délce a hodnota emisivity je vždy menší než 1. Potom lze Stefanův-Boltzmanův zákon upravit následovně. [25]

$$Q = \varepsilon \cdot \sigma_{SB} \cdot A_{\check{c}} \cdot T_{\check{c}}^4 \quad (4.5)$$

Emisivita (ε) je vlastnost materiálu, která udává schopnost materiálu vyzařovat teplo ve formě záření. Tato konstanta vyjadřuje poměr zářivé energie daného materiálu a černého tělesa při stejné teplotě. Její hodnota se pohybuje mezi 0 (nízká schopnost vyzařovat teplo – například zrcadlo) a 1 (vysoká schopnost vyzařovat teplo – černé těleso). Emisivita závisí na teplotě materiálu, na vlastnostech povrchu jako je jeho úprava, barva nebo čistota a také na vlnové délce záření. Je tedy patrné, že odlišné materiály mají různou hodnotu emisivity, což lze sledovat na obrázku 4.2 níže. [23, 34]



Obr. 4.2 Emisivita různých materiálů [34]

4.2 Popis parametrů tepelných výměníků a jejich výpočty

Pro efektivní návrh tepelného výměníku je nezbytné analyzovat parametry tak, aby bylo dosaženo optimálního výsledku. Tato kapitola je věnována hlavním parametrům tepelných výměníků, jejich výpočtům a vzájemným vztahům.

4.2.1 Bezrozměrná kritéria

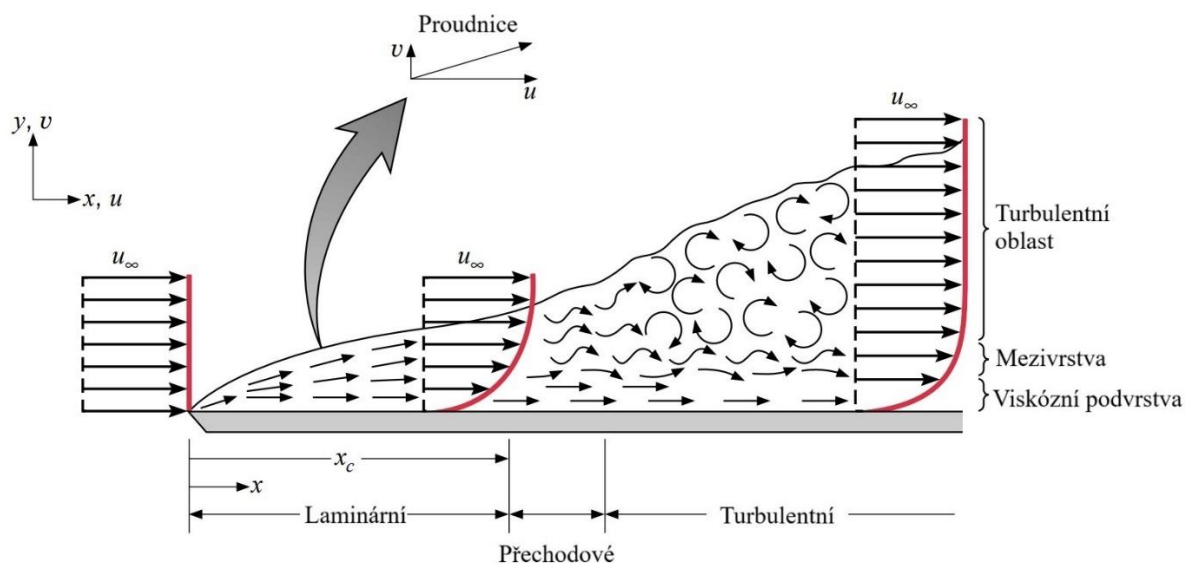
Reynoldsovo číslo – bezrozměrný parametr pro stanovení typu proudění. Vyjadřuje poměr setrvačných sil k silám viskózním. Nízká hodnota Reynoldsova čísla indikuje, že viskózní síly jsou podstatně vyšší než setrvačné síly a proudění zůstává v laminární oblasti. Pokud je ovšem hodnota Reynoldsova čísla vysoká, značí to silné setrvačné síly a přechod na turbulentní proudění. [33]

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\mu} \quad (4.6)$$

kde:

Re	[-]	Reynoldsovo číslo
ρ	[kg/m ³]	hustota pracovního média
u	[m/s]	rychlost média
L	[m]	charakteristický rozměr
μ	[(N·s)/m ²]	dynamická viskozita

Dle rychlosti pracovních médií lze proudění rozdělit na laminární, turbulentní a přechodové. Každé z těchto typů proudění má svoji vlastní charakteristiku a specifické vlastnosti. Právě podle hodnoty Reynoldsova čísla lze určit, zda se jedná o laminární nebo turbulentní proudění. Různé zdroje uvádějí odlišné kritické hodnoty Reynoldsova čísla, kdy dochází k přelomu mezi laminárním a turbulentním prouděním. Zdroj [33] uvádí, že kritická hodnota Reynoldsova čísla je 2300. Tato hodnota je ovšem potřeba brát pouze informativně a v praxi se může lišit. Obrázek 4.3 popisuje změnu typu proudění v závislosti na změně rychlosti. [33]



Obr. 4.3 Závislost rychlosti proudění na typu proudění [33]

Laminární proudění je charakterizováno následovně [33]:

- tok tekutiny je uspořádaný a nedochází k míchání média
- je možné jednoduše identifikovat jednotlivé proudnice
- rychlostní profil má obvykle parabolický tvar
- viskózní síly jsou dominantní oproti setrvačným

Turbulentní proudění je charakterizováno následovně [33]:

- tok tekutiny je vysoce nepravidelný, chaotický a pracovní médium se promíchává (dochází ke vzniku vírů)
- lze rozdělit na 3 vrstvy: viskózní podvrstva, mezivrstva a turbulentní oblast
- rychlostní profil je nerovnoměrný a proměnný
- setrvačné síly jsou dominantní oproti viskózním

Přechodová oblast je přechod mezi laminárním a turbulentním prouděním. Dochází k přechodu ze stabilního uspořádaného proudění na chaotické a nepravidelné proudění.

Prandtlovo číslo – další bezrozměrný parametr, který se používá při výpočtech přenosu tepla. Vypočítá se jako poměr viskózních sil a tepelné difuzivity. Hodnota Prandtlova čísla tedy určuje, rychlost šíření tepla v porovnání s viskozitou. Tuto hodnotu lze vypočítat dle následujícího vztahu: [33]

$$Pr = \frac{c_p \cdot \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha_t} \quad (4.7)$$

kde:

c_p	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
α_t	[m ² /s]	termální difuzivita

Nusseltovo číslo – bezrozměrný parametr, který udává poměr mezi konvekčním a kondukčním přenosem tepla. Hodnota tohoto čísla je tedy klíčovou pro hodnocení efektivity konvekce oproti vedení tepla. Hodnota Nusseltova čísla lze vypočítat dle vztahu níže: [33]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{k} \quad (4.8)$$

kde:

Nu	[-]	Nusseltovo číslo
α	[W/(m ² ·K)]	součinitel přestupu tepla
L	[m]	charakteristický rozměr
k	[W/(m·K)]	tepelná vodivost

Mezi Prandtlovým a Nusseltovým číslem existuje přímá souvislost, často používaná v empirických vzorcích pro výpočet přenosu tepla při různých typech proudění. V praxi se pro výpočet Nusseltova čísla používají různé empirické vztahy, do kterých mimo jiné vstupuje právě Prandtlovo číslo.

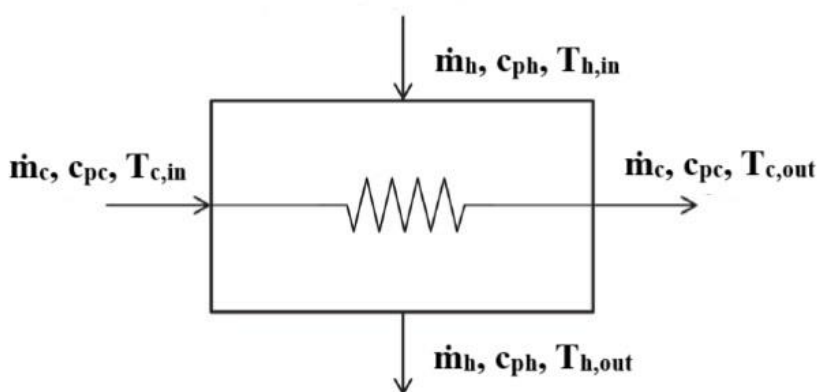
4.2.2 Tepelný výkon výměníku

Tepelný výkon je jedním z nejdůležitějších parametrů výměníku a udává množství tepelné energie, která bude mezi dvěma médii předána za jednotku času. Výpočet výkonu výměníku závisí mimo jiné na velikosti jeho teplosměnné plochy, teplotní diferenci pracovních médií nebo na jejich průtocích. Jednotlivé zobrazení parametrů médií je zobrazeno na obrázku 4.4. Konkrétní rovnice pro výpočet tepelného výkonu je uvedena níže [23]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (4.9)$$

kde:

$\dot{Q}$	[W]	tepelný výkon
$\dot{m}$	[kg/s]	měrný hmotnostní průtok
c_p	[J/(kg·K)]	měrná tepelná kapacita
T	[K]	teplota média



Obr. 4.4 Schéma znázornění přenosu tepla [23]

Indexy „h“ a „c“ značí horké („hot“) a studené („cold“) médium. Druhé indexy u teplot značí, zdali se jedná o teplotu vstupujícího média („in“) nebo vystupujícího média („out“). Z uvedené rovnice je zřejmé, že tepelný výkon roste s vyšší specifickou tepelnou kapacitou, se zvyšující se teplotní diferencí nebo taky s rostoucím průtokem pracovního média. Tepelný výkon lze také vypočítat v závislosti na ploše výměníku takto [23]:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{mean} \quad (4.10)$$

kde:

U	[W/(m ² ·K)]	součinitel prostupu tepla
A	[m ²]	velikost teplosměnné plochy
ΔT_{mean}	[K]	střední teplotní rozdíl

4.2.3 Střední teplotní rozdíl

Střední teplotní rozdíl značí průměrný rozdíl teplot mezi horkým a studeným médiem. Vypočítá se následovně [25]:

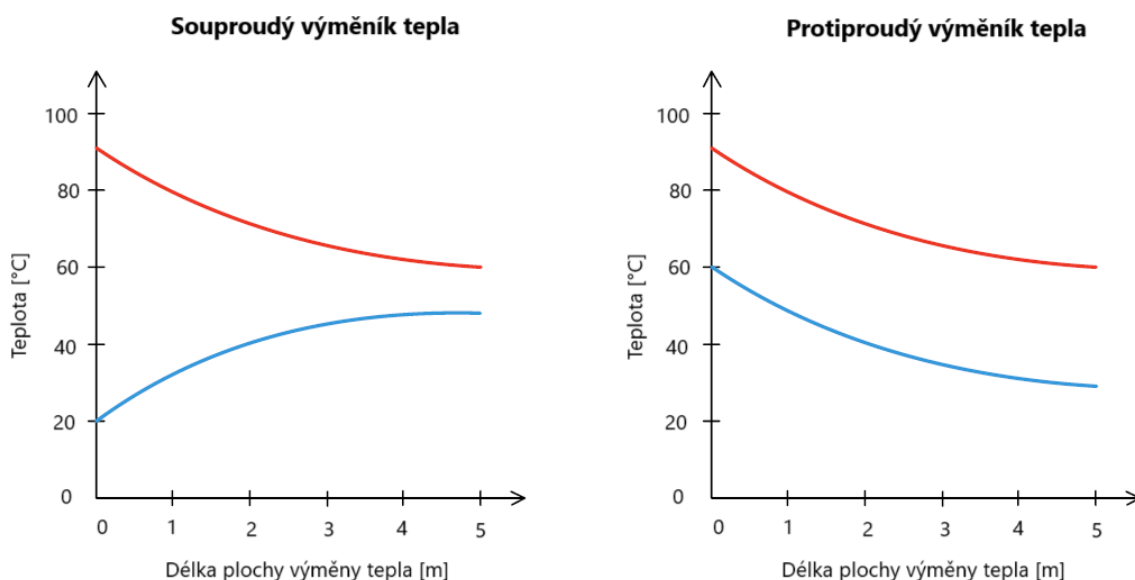
$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \quad (4.11)$$

$$\Delta T_{mean} = F \cdot \Delta T_{ln} \quad (4.12)$$

kde:

ΔT_{ln} [K]	logaritmický střední teplotní rozdíl
ΔT_{mean} [K]	střední teplotní rozdíl
ΔT_1 [K]	teplotní difference mezi proudy na vstupu do výměníku
ΔT_2 [K]	teplotní difference mezi proudy na výstupu do výměníku
F [-]	korekční faktor

V případě čistě souproudého či protiproudého uspořádání je korekční faktor roven 1, takže hodnota středního teplotního rozdílu je totožná s hodnotou logaritmického středního teplotního rozdílu. V ostatních případech, jako je například výměník s křížovým tokem nebo s více chody, je hodnota korekčního faktoru menší než 1. Korekční faktor slouží ke zpřesnění výpočtu přestupu tepla v situacích, kdy proudění není ideálně protiproudé nebo souproudé. Teplotní difference mezi horkým a studeným proudem je znázorněna na obrázku 4.5.



Obr. 4.5 Grafické znázornění teplotních diferencí

4.2.4 Součinitel přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla vyjadřuje množství tepla, které se přenese jednotkovou plochou za jednotku času při jednotkovém rozdílu teplot mezi povrchem a tekutinou. Tento součinitel se značí řeckým písmenem α , popřípadě v anglické literatuře písmenem h . Jeho jednotka je $W/(m^2 \cdot K)$, popřípadě $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$. [25]

Hodnota součinitele přestupu tepla závisí na řadě faktorů, jako jsou termo-fyzikální vlastnosti tekutiny nebo rychlost a druh proudění. Obecně platí, že čím vyšší rychlost proudění, tím vyšší hodnota součinitele přestupu tepla, jelikož dochází k intenzivnějšímu přenosu tepla. [25]

Hodnota součinitele přestupu tepla je zásadní při výpočtu součinitele prostupu tepla, který je stěžejní při návrhu tepelného výměníku. Do tohoto výpočtu vstupuje součinitel přestupu tepla pro obě strany (např. vnitřní a vnější povrch trubky) a je uveden níže v rovnicích 4.9 a 4.10.

4.2.5 Součinitel prostupu tepla

Tento parametr popisuje schopnost výměníku přenášet teplo mezi dvěma médii v závislosti na vlastnostech médií, geometrii výměníku a také typu proudění. S rostoucím součinitelem prostupu tepla roste také výkon tepelného výměníku. Rovnice pro výpočet součinitele prostupu tepla se počítá různě s ohledem na typ tepelného výměníku. Pro deskový tepelný výměník je výpočet následující [35]:

$$U = \frac{1}{(1/\alpha_1) + (R_1) + \left(\frac{l_s}{k_w}\right) + (R_2) + (1/\alpha_2)} \quad (4.13)$$

kde:

α_1, α_2	$[W/(m^2 \cdot K)]$	součinitel přestupu tepla
R_1, R_2	$[(m^2 \cdot K)/W]$	tepelný odpor zanášením
l_s	$[m]$	tloušťka stěny
k_w	$[W/(m \cdot K)]$	tepelná vodivost materiálu stěny trubky

Pro trubkový tepelný výpočet s hladkými trubkami (pro jeho vnější plochu) je výpočet následující [25]:

$$U = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_i} + R_{fi}\right) + \frac{d_o}{2 \cdot k_w} \cdot \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_o} + R_{fo}\right)} \quad (4.14)$$

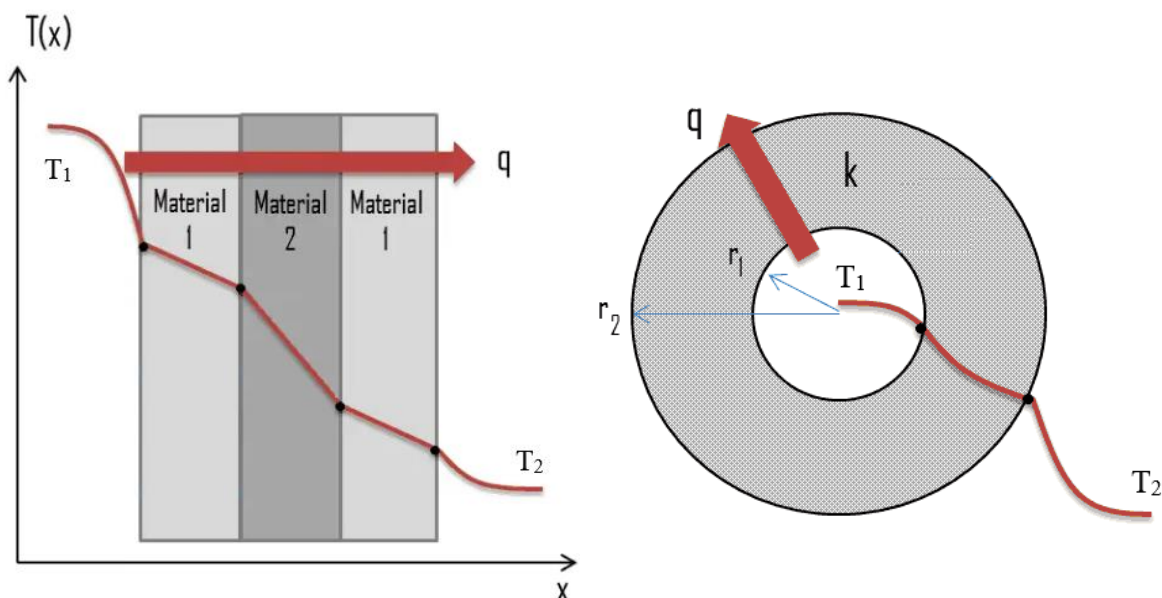
kde:

d_i, d_o	$[m]$	vnitřní/vnější průměr trubky
α_i, α_o	$[W/(m^2 \cdot K)]$	součinitel přestupu tepla na vnitřní/vnější straně trubky
R_i, R_o	$[(m^2 \cdot K)/W]$	tepelný odpor zanášením na vnitřní/vnější straně
k_w	$[W/(m \cdot K)]$	tepelná vodivost materiálu stěny trubky

Jak lze vidět z obou rovnic uvedených výše, součinitel prostupu tepla uvažuje i se zanášením výměníku, jelikož je nutné, aby i v takovém případě byl schopný zajistit požadovaný přenos tepla. Vyšší hodnoty tepelného odporu zanášením vedou k nižší hodnotě součinitele prostupu tepla. Pokud má být zachován tepelný výkon výměníku, musí být zvětšena teplosměnná plocha. V případě, že bude výměník nově vyčištěn, budou tedy výsledné výstupové hodnoty teplot médií převyšovat navrhnuté hodnoty. [25]

Zanášení výměníku může vznikat důsledkem několika jevů [25]:

- Koroze – při hromadění koroze na stěnách výměníku dochází ke snížení přenosu tepla, lze minimalizovat správným výběrem materiálu, který je odolný proti korozi.
- Krystalizace – nastává při přítomnosti rozpuštěných sulfátů v chladicím vodním proudu, které mají tendenci srážet se a vzniká tím vodní kámen. Lze minimalizovat správnou regulací teplot pracovních médií.
- Sedimentace – usazování pevných částic, lze minimalizovat zvýšením rychlosti proudění.



Obr. 4.6 prostup tepla stěnou a trubkou [36]

Na obrázku 4.6 je znázorněn teplotní profil při prostupu tepla stěnou a trubkou. Z obrázku je patrné, že součinitel prostupu tepla závisí na tepelných odporech materiálu jednotlivých vrstev a také na samotné geometrii stěny nebo trubky.

4.2.6 Teplosměnná plocha tepelných výměníků

Teplosměnná plocha značí velikost plochy, kde dochází k přenosu tepelné energie mezi dvěma médii. Její velikost závisí na geometrii výměníku (např. počet a délka trubek, rozměry desek atd.). Zvýšení velikosti teplosměnné plochy zvyšuje samotnou celkovou velikost tepelného výměníku, což vede jak k vyššímu výkonu výměníku, tak i k vyšším nákladům na zařízení.

4.3 Tlakové ztráty

Tlaková ztráta je velmi důležitým parametrem při návrhu tepelného výměníku. Pracovní médium musí být čerpáno přes čerpadlo a potřebná čerpací energie je úměrná celkové tlakové ztrátě ve výměníku. To je tedy důvod, proč mají tlakové ztráty vliv na celkové provozní náklady procesu. Tlakové ztráty se dělí na místní tlakové ztráty a třecí tlakové ztráty. Celková tlaková ztráta se pak vypočítá jako součet těchto dvou hodnot.

a) Místní tlakové ztráty

- Tlakové ztráty vznikající v konkrétních bodech, kde dochází ke změně geometrie.
- Jsou to například ventily, vstupy a výstupy, kolena, redukce...
- Celkové místní tlakové ztráty se vypočítají jako suma místních součinitelů odporu jednotlivých geometrických změn (lze vyhledat v tabulkách) dle rovnice [37]:

$$\Delta p = \sum K_i \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (4.15)$$

kde:

Δp	[Pa]	tlaková ztráta
K	[-]	místní součinitel odporu (neboli ztrátový součinitel)

- Ztrátový součinitel vyjadřuje tlakovou ztrátu způsobenou místními odpory – jsou to ventily, kolena, redukce atd. Jeho hodnota je také ovlivněna drsností a povrchovou úpravou povrchu trubky nebo typem proudění. Hodnotu tlakového součinitele lze zjistit v technických normách nebo v příslušné literatuře.

b) Třecí tlakové ztráty

- Vznikají v důsledku tření pracovního média o stěnu potrubí a přímo závisí na délce potrubí.
- Jeho hodnotu ovlivňuje průměr a délka potrubí, rychlost proudění pracovního média, fyzikální vlastnosti pracovního média a stav povrchu potrubí.
- Jsou vypočítány dle Darcy – Weisbachovy rovnice následovně [37]:

$$\Delta p = f_D \cdot \frac{l}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad (4.16)$$

kde:

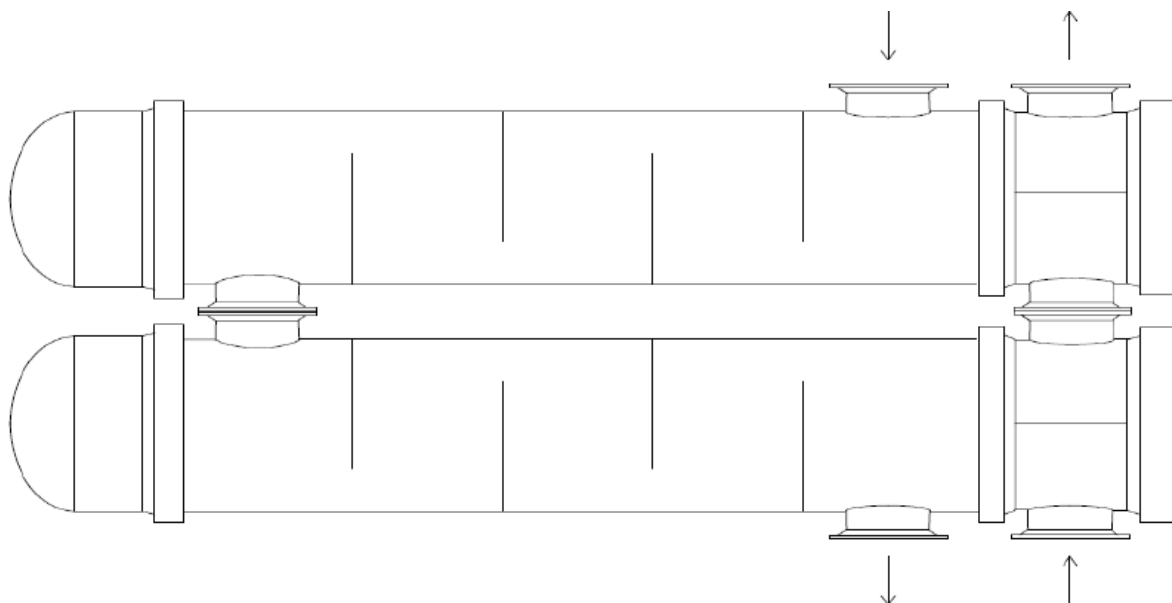
f_D	[-]	Darcyho faktor tření
l	[m]	délka potrubí
D_h	[m]	hydraulický průměr
f	[-]	Fanningův faktor tření

5 Tepelně-hydraulický výpočet výměníku chlazení BSVP

V jaderné elektrárně Dukovany se vyhořelé jaderné palivo po vyjmutí z reaktoru ukládá do bazénu skladování vyhořelého paliva (BSVP), kde je z něj uvolňováno zbytkové teplo. BSVP je tedy neustále ohříván a pomocí tří na sobě nezávislých chladicích okruhů je kontinuálně ochlazován. Každý tento jeden okruh se skládá z tepelného výměníku, čerpadla a potřebných armatur. Ochlazování BSVP je v jednu chvíli zajištěno pouze jedním okruhem. Chlazení BSVP bylo původně realizováno pouze dvěma chladicími okruhy, ale v rámci rozsáhlé modernizace v roce 2017 byl pro zvýšení celkové bezpečnosti přidán třetí chladicí okruh [38].

První výpočtovou metodou bude ověřena navržená geometrie tepelného výměníku a bude posouzeno, zda je navržený výměník schopen přenést požadovaný tepelný výkon. Druhá výpočtová metoda bude spočívat ve výpočtu hmotnostního průtoku TVD, kterého lze při dané geometrii dosáhnout. Bude také vypočítán skutečný tepelný výkon, který odpovídá vypočtenému průtoku TVD. Tyto dvě metody budou blíže popsány v kapitole 5.2 *Metodika tepelně-hydraulického výpočtu*. Pro kontrolní výpočet tohoto tepelného výměníku byl využit specializovaný software využívaný na Ústavu Procesního Inženýrství. Tento software bývá využíván k navrhování, analýze nebo optimalizaci tepelných výměníků.

Při výběru tepelného výměníku třetího chladicího okruhu byly zvažovány dva typy – deskový výměník a trubkový výměník s přepážkovým systémem. Z důvodu zanášení a horšího čištění byl deskový výměník zavrhnut. Vzhledem k omezenému prostoru pro instalaci bylo zvoleno dvou-tělesové řešení trubkového výměníku s přepážkovým systémem, přičemž jsou tyto dvě tělesa výměníku umístěna nad sebou, takže minimalizují nárok na prostor a z tohoto hlediska tedy představují ideální řešení. Schematické znázornění tohoto typu výměníku je uvedeno na obrázku 5.1.



Obr. 5.1 Dvou-tělesový výměník

Upozornění:

Následující část práce (tj. kapitola 5 až 7) obsahuje konkrétní výpočty tepelné výměníku a celého chladicího okruhu. S ohledem na skutečnost, že provozovatel jaderné elektrárny společnost ČEZ a.s. podléhá přísným bezpečnostním pravidlům, není možné do veřejné diplomové verze zahrnout reálné technické údaje. Místo citlivých neveřejných údajů byly v této části práce použity upravené (modelové) hodnoty, které odpovídají rozsahu běžných provozních parametrů, ovšem nevykreslují reálná data.

5.1 Vstupní parametry výměníku

Uvedený trubkový výměník tepla s přepážkovým systémem má dva chody v trubkách a jeden chod mezitrubkovým prostorem. Horkým médiem je roztok vody s kyselinou boritou, která je z BSVP přiváděna do výměníku gravitačním spádem a pak za pomoci čerpadla dopravena zpět do BSVP. Studeným médiem je TVD, která zajišťuje kontinuální chlazení BSVP. Trubkovým prostorem výměníku protéká chladicí médium, a naopak v mezitrubkovém prostoru proudí horké médium. Další parametry výměníku (pro nominální provoz) jsou specifikovány v následujících tabulkách.

Chladivo v BSVP je 1,3% roztok H_3BO_3 a jeho teplota by měla být udržována v rozmezí 15 až 62 °C, přičemž na výstupu z výměníku by teplota neměla překročit 47 °C. Teplota technické vody důležité se během roku pohybuje v rozmezí 6 až 30 °C. Kontrolní výpočet je realizován pro maximální teplotu TVD, aby byla zajištěna funkčnost a bezpečnost systému i v těch nejméně příznivých podmínkách. Požadovaný tepelný výkon výměníku je 7800 kW, což je výkon potřebný k zajištění odvodu maximálního možného tepelného výkonu při plném obsazení BSVP včetně rezervy. V následujících tabulkách jsou postupně uvedeny všechny vstupní parametry, které musely být zadány do výpočtového softwaru.

Tab. 5.1 Základní procesní parametry

	Trubkový prostor	Mezitrubkový prostor
Médium	TVD	Voda s kyselinou boritou
Materiál	1.4541	1.4571
Počet chodů	2	1
Tlak na vstupu [kPa]	830	450
Dovolená tlaková ztráta [kPa]	60	80
Teplota na vstupu [°C]	30	62
Průtok [kg/s]	145	90
Uvažované zanášení [m ² ·K/W]	0,00015	0,00005

Jsou uvažovány hladké trubky a v mezitrubkovém prostoru není předpokládán rozrážecí plech ani podélná přepážka. Vstupní i výstupní hrdla v mezitrubkovém prostoru mají DN 300 a v trubkovém prostoru DN 250. Kromě základních procesních parametrů uvedených v tabulce 5.1. jsou pro tepelný výpočet výměníku stěžejní informace o jeho geometrických parametrech, ty jsou uvedeny v tabulce 5.2.

Tab. 5.2 Geometrie tepelného výměníku a jeho přepážek

Geometrie tepelného výměníku	
Počet trubek [ks]	1520
Délka trubek [mm]	3200
Vnější průměr trubky [mm]	19
Tloušťka stěny trubky [mm]	1,65
Uspořádání trubek [°]	30
Rozteč trubek [mm]	25
Vnitřní průměr pláště [mm]	910
TEMA typ	AEM
Geometrie přepážek	
Typ	segmentové
Seřiznutí	horizontální
Výřez [%]	20
Materiál	1.4571
Rozteč středových přepážek [mm]	400

Pro komplexní tepelný výpočet je také důležité uvést tepelně-fyzikální vlastnosti pracovních médií jako je teplota, hustota, viskozita atd. Jelikož jsou teploty pracovních médií proměnné během výpočtu, byly uvedeny přesné hodnoty tepelně-fyzikálních vlastností pro 3 různé teploty pracovních médií. Ty jsou uvedeny v tabulce 5.3

Tab. 5.3 Tepelně-fyzikální vlastnosti vody s kyselinou boritou

Voda s kyselinou boritou			
Teplota [°C]	6	55	100
Hustota [kg/m ³]	1010,1	1000,4	972,3
Viskozita [mPa·s]	1,58	0,64	0,31
Tepelná kapacita [kJ/(kg·K)]	4,18	4,15	4,24
Tepelná vodivost [W/(m·K)]	0,56	0,60	0,64
Technická voda důležitá (TVD)			
Teplota [°C]	6	30	100
Hustota [kg/m ³]	999,9	995,7	958,5
Viskozita [mPa·s]	1,52	0,80	0,29
Tepelná kapacita [kJ/(kg·K)]	4,18	4,17	4,21
Tepelná vodivost [W/(m·K)]	0,56	0,61	0,68

5.2 Metodika tepelně-hydraulického výpočtu

Pro vyhodnocení vstupních parametrů byly zvoleny dvě výpočtové metody. Jedná se o metody „*Rating*“ a „*Simulation*“.

5.2.1 Metodika pro metodu „*Rating*“

Metoda *Rating* slouží k ověření navrženého tepelného výměníku při konkrétní zadané geometrii. Při této metodě je třeba zadat kompletní informace pro jeden z proudů, zatím co u druhého proudu zůstává jeden parametr neznámý. Tento parametr je následně bilančně dopočítán. V kontextu této práce bylo naopak využito znalosti tepelného výkonu, který nahradil zmíněný plně definovaný proud. Výpočet pak spočívá v tom, že na základě uvedených vstupních parametrů jsou na základě bilance dopočteny výstupní teploty obou médií. Program potom dopočítá tlakové ztráty v tepelném výměníku a overdesign zařízení.

Klíčovým výstupním parametrem metody *Rating* je tzv. overdesign, který je vyjádřením o kolik procent se skutečný tepelný výkon výměníku liší od požadovaného výkonu – tedy zdali tepelný výměník přenáší více nebo méně tepla, než bylo požadováno. Velmi vysoká hodnota overdesignu značí, že je výměník předdimenzovaný a je zde prostor pro optimalizaci. V opačném případě, pokud je hodnota overdesignu záporná, znamená to, že tepelný výměník není schopný přenést požadovaný tepelný výkon a je tedy nevyhovující. Ve strojařské praxi je většinou žádoucí hodnota overdesignu výměníků okolo 5–10 %, to zajistí dostatečnou rezervu v případě chyby a zároveň je výměník pouze mírně naddimenzován a náklady zůstávají přijatelné. V jaderné energetice je kladen důraz na vysokou bezpečnost, a proto bývá hodnota overdesignu výrazně vyšší.

Metoda *Rating* bývá využívána pro případy ověření návrhu nového výměníku před jeho realizací, kontrola výměníku v provozu – zda plní požadované parametry a případně jaká je jeho rezerva.

5.2.2 Metodika pro metodu „*Simulation*“

Metoda *Simulation* funguje na opačném principu a slouží k analýze chování tepelného výměníku. To tedy znamená, že při této metodě jsou vstupními parametry známá geometrie tepelného výměníku, včetně zadaných parametrů pracovních médií, ale u každého proudu je jeden parametr neznámý. Výpočet pak spočívá v tom, že na základě uvedených vstupních parametrů jsou neznámé parametry dopočteny. Tyto neznámé parametry jsou počítány iteračním způsobem tak dlouho, dokud není hodnota overdesignu rovna nule. Metoda *Simulation* tedy počítá stejně jako metoda *Rating*, ale výpočet iteruje, dokud nedosáhne hodnoty overdesignu blízké nule.

Tato výpočetní metoda se využívá pro identifikaci limitů výměníku, jeho citlivosti na změny provozních parametrů a hodnotí, zdali je potřeba změn v systému (jako je regulace průtoku pracovních médií nebo jejich vstupních teplot). Metoda *Simulation* je vhodná především pro výměníky, které mají proměnné provozní podmínky nebo pokud jsou provozovány mimo návrhové podmínky.

5.3 Interpretace výsledků

Na základě stanovených vstupních parametrů byly aplikovány dvě výpočtové metody – *Rating* a *Simulation*.

5.3.1 Výpočet metodou „Rating“

Na základě výpočtu provedeného metodou *Rating* bylo ověřeno, že výměník vyhovuje jak z hlediska tepelného výkonu, tak i tlakových ztrát. Teplota chladiva BSVP (voda s kyselinou boritou) po výstupu z výměníku nesmí mít teplotu vyšší jak 47 °C. Dle výpočtu je hodnota teploty tohoto média 41,3 °C.

Hodnota overdesignu je rovna 21,3 % což značí, že výměník má dostatečnou rezervu a je naddimenzovaný. Overdesign by měl být většinou okolo 5–10 %, aby zajistil dostatečnou bezpečnost a funkčnost i při odchylkách provozních podmínek. V jaderných elektrárnách se klade velký důraz na bezpečnost a spolehlivost provozu, jelikož jen malá závada může vést k fatálním následkům. Proto je vyšší hodnota overdesignu žádaná.

Vypočítané tlakové ztráty jak na straně trubek, tak na straně pláště jsou přijatelné, jelikož je jejich hodnota nižší než maximální dovolené tlakové ztráty. Tlaková ztráta na straně trubky má hodnotu 43,4 kPa (dovolená tlaková ztráta 60 kPa) a na straně pláště je pak rovna 52,2 kPa (dovolená tlaková ztráta 80 kPa).

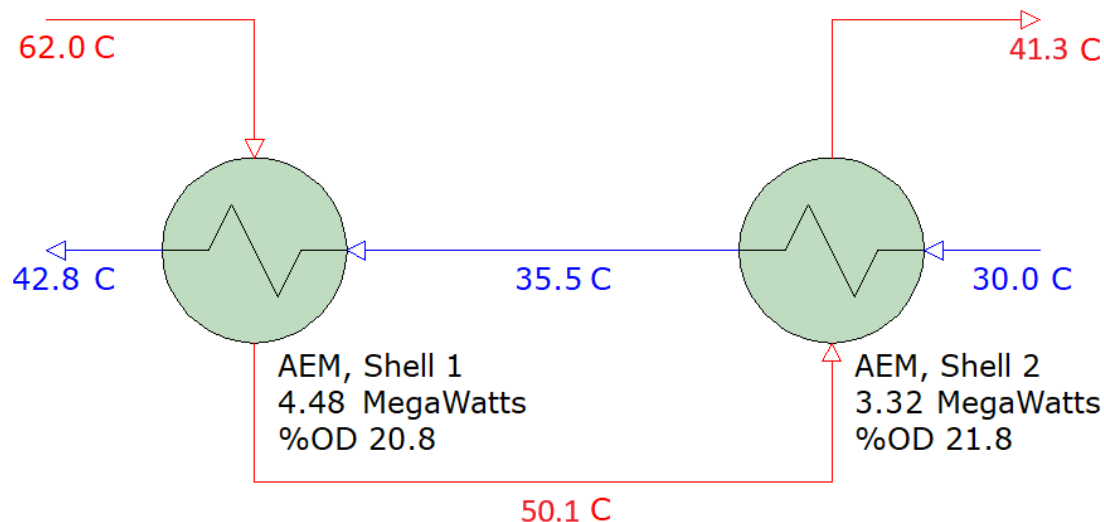
Výsledky výpočtu metodou *Rating* jsou uvedeny v tabulce 5.4. Z uvedených hodnot je zřejmé, že návrh výměníku tepla je vyhovující.

Tab. 5.4 Výsledky výpočtu metodou *Rating*

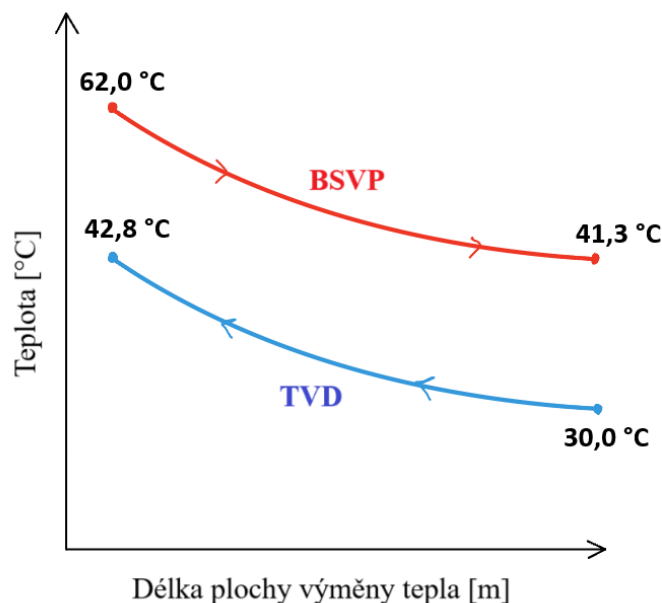
Výsledné hodnoty výpočtovou metodou <i>Rating</i>	Trubkový prostor	Mezitrubkový prostor
Teplota na výstupu [°C]	42,8	41,3
Tlaková ztráty [kPa]	43,4	52,2
Dovolená tlaková ztráta [kPa]	60	80
Součinitel přestupu tepla [W/(m ² ·K)]	6656	6604
Efektivní střední rozdíl teplot [°C]		14
Skutečný součinitel prostupu tepla [W/(m ² ·K)]		1665
Požadovaný součinitel prostupu tepla [W/(m ² ·K)]		1374
Teplosměnná plocha [m ²]		406
Overdesign [%]		21,3

Na obrázku 5.2 je znázorněno proudění obou pracovních médií v jednotlivých tělesech tepelného výměníku. Chladivo BSVP vstupuje do prvního tělesa o teplotě 62 °C, kde dochází k ochlazení na 50,1 °C. Následně proudí do druhého tělesa, kde je dále ochlazeno na konečnou teplotu 41,3 °C. Na druhé straně výměníku je TVD přiváděna do druhého tělesa při teplotě 30 °C a je ohřata na 35,5 °C. Po průchodu prvním tělesem dosahuje výsledné teploty 42,8 °C. Tepelný profil výměníku tepla je uveden na obrázku 5.3.

Z uvedeného schématu na obrázku 5.2 je zřejmé, že tepelné výkony těchto dvou těles nejsou identické. Těleso 1 má výkon 4,48 MW a těleso 2 má výkon nižší a to konkrétně 3,32 MW. Součet výkonů obou těles odpovídá celkovému výkonu výměníku, který činí 7,80 MW. Tento rozdíl je způsoben rozdílnými teplotními spády mezi teplotonosnými médii.



Obr. 5.2 Teplotní schéma dvou-tělesového tepelného výměníku metodou Rating



Obr. 5.3 Teplotní profil výměníku tepla

5.3.2 Výpočet metodou „Simulation“

Před samotnou interpretací výsledků je nutno zmínit, že vstupní parametry pro metodu *Simulation* byly odlišné než vstupní parametry pro metodu *Rating* (blíže vysvětleno v kapitole 5.2. *Metodika tepelně hydraulického výpočtu*). Odlišnosti vstupních parametrů jsou uvedeny v tabulce 5.5. Pro metodu *Simulation* byla u každého proudu jedna neznámá, což byla výstupní

teplota vody s kyselinou boritou a průtok TVD. Další neznámou byl požadovaný výkon. Jedním ze vstupních parametrů pro metodu *Simulation* byla výstupní teplota TVD, která byla předem vypočtena pomocí metody *Rating*.

Tab. 5.5 Odlišné vstupní parametry pro metodu *Simulation*

	Metoda <i>Rating</i>	Metoda <i>Simulation</i>
Výstupní teplota TVD [°C]	Nezadáno – vypočteno	42,8
Průtok TVD [kg/s]	145	Nezadáno – vypočteno
Požadovaný výkon [kW]	7800	Nezadáno – vypočteno

Výsledky výpočtu metodou *Simulation* jsou uvedeny v tabulce 5.6 a budou objasněny v následujících odstavcích.

Tab. 5.6 Výsledky výpočtu metodou *Simulation*

Výsledné hodnoty výpočtovou metodou <i>Simulation</i>	Trubkový prostor	Mezitrubkový prostor
Teplota na výstupu [°C]	-	39,2
Tlaková ztráty [kPa]	52,1	52,2
Součinitel přestupu tepla [W/(m ² ·K)]	7162	6542
Efektivní střední rozdíl teplot [°C]		14
Součinitel prostupu tepla [W/(m ² ·K)]		1699
Teplosměnná plocha [m ²]		406
Průtok TVD [kg/s]		160
Skutečný tepelný výkon [MW]		8,59

Při výpočtu metodou *Simulation* byl reálný výkon vypočten na 8,59 MW, což je přibližně o 10 % vyšší než požadovaný výkon. Tato hodnota není chybou výpočtu, ovšem důsledkem komplexního výpočtu pomocí přesného modelování výměníku pomocí softwaru. Při tomto reálném výkonu je pak hmotnostní průtok TVD 160 kg/s. Výstupní teplota vody s kyselinou boritou vyšla 39,2 °C.

Z tabulky výsledků 5.6. je patrné, že došlo k nárůstu tlakové ztráty na straně trubek z původních 43,4 kPa na 52,1 kPa. Toto bylo způsobeno zvýšením hmotnostního průtoku TVD, což vedlo k vyšší rychlosti proudění média, a to vede k vyšší tlakové ztrátě.

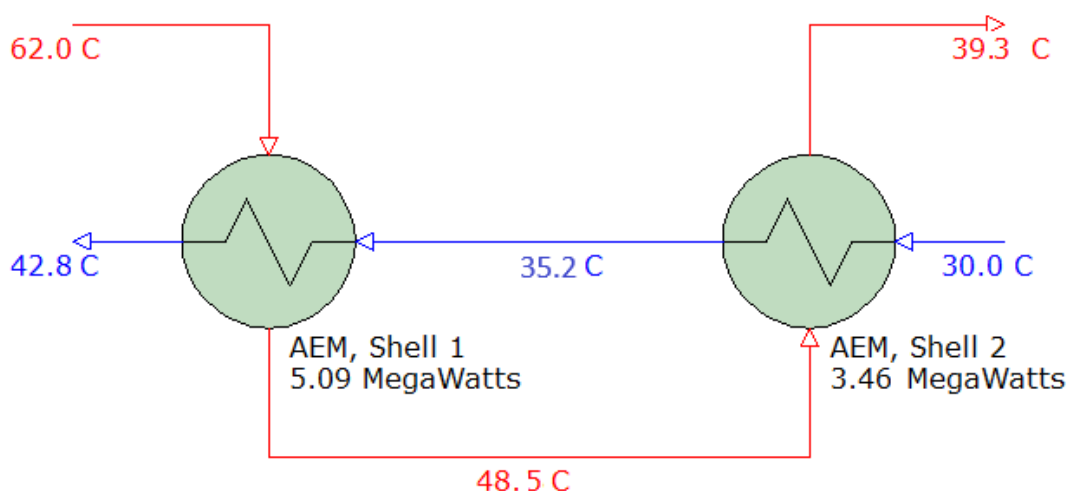
Zadaná výstupní teplota vody s kyselinou boritou byla přepočítána z původních 41,3 °C na 39,3 °C. Tato situace byla způsobena tím, že zadaná teplota odpovídala požadovanému tepelnému výkonu, který se ovšem zvýšil. Výměník má tedy vyšší účinnost a teplé médium může ochladit na nižší teploty, než bylo požadováno.

Na obrázku 5.4 je znázorněno proudění obou pracovních médií v jednotlivých tělesech tepelného výměníku. Chladivo BSVP vstupuje do prvního tělesa o teplotě 62 °C, kde dochází k ochlazení na 48,5 °C. Následně proudí do druhého tělesa, kde je dále ochlazeno na konečnou

teplotu 39,3 °C. Na druhé straně výměníku je TVD přiváděna do druhého tělesa při teplotě 30 °C a je ohřáta na 35,2 °C. Po průchodu prvním tělesem dosahuje výsledné teploty 42,8 °C.

Z uvedeného schématu je zřejmé, že tepelné výkony těchto dvou těles nejsou identické. Těleso 1 má výkon 5,10 MW a těleso 2 má výkon nižší a to konkrétně 3,46 MW. Součet výkonů obou těles odpovídá celkovému výkonu výměníku, který činí 8,56 MW. Tento rozdíl je způsoben rozdílnými teplotními spády mezi teplotonosnými médii.

Pokud by byl tento obrázek porovnán s obrázkem 5.2, bylo by jednoznačné, že teplotní difference mezi vstupními a výstupními proudy je vyšší díky vyššímu tepelnému výkonu výměníku.



Obr. 5.4 Teplotní schéma dvou-tělesového tepelného výměníku metodou Simulation

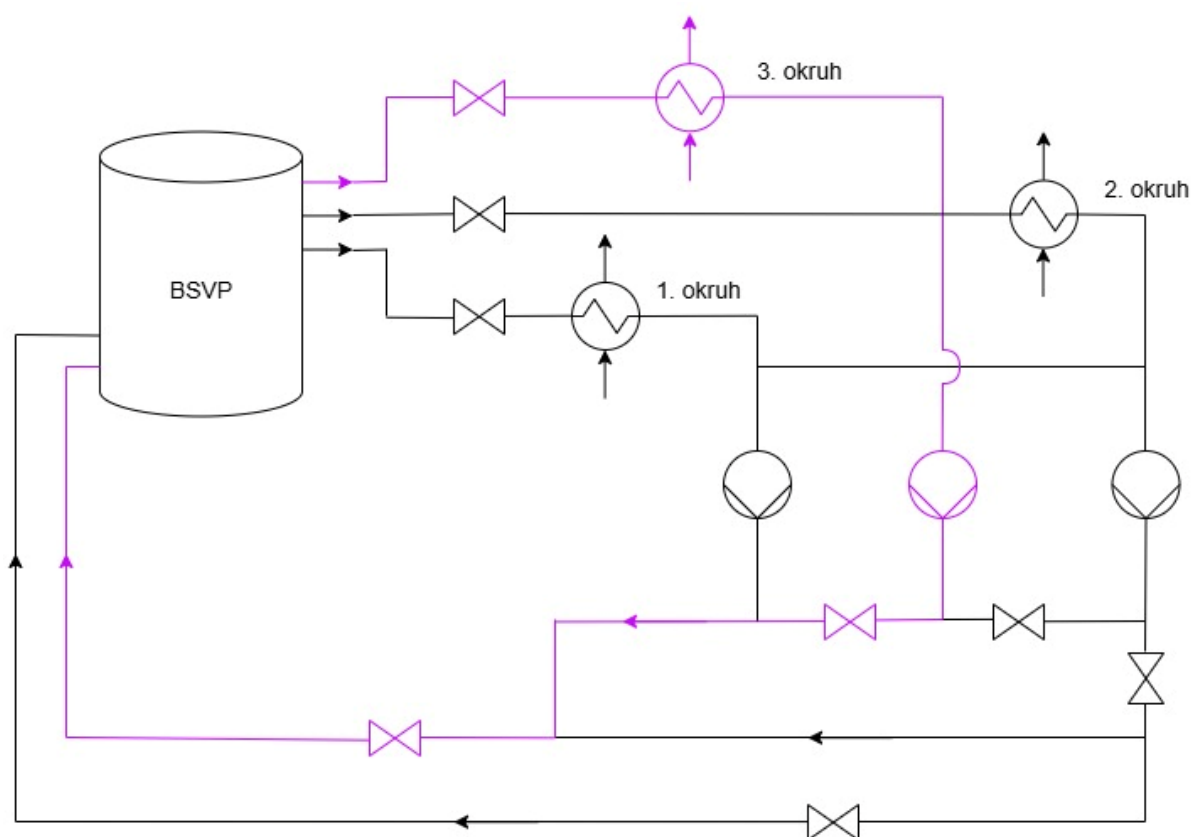
5.4 Vyhodnocení tepelně-hydraulického výpočtu

Na základě provedeného tepelně-hydraulického výpočtu bylo ověřeno, že navržený tepelný výměník splňuje požadavky na přenesené teplo a zároveň nepřekračuje maximální povolené tlakové ztráty. Vyšší hodnota overdesignu ukazuje, že tepelný výměník je naddimenzovaný. V oblasti jaderné energetiky je to žádaný stav, jelikož zařízení pro jadernou elektrárnu bývají navrhována s vysokou bezpečnostní rezervou. Naddimenzovaný tepelný výměník zajistí vyšší bezpečnost a schopnost plnit svoji požadovanou funkci i za abnormálních podmínek.

Jelikož byl návrh tepelného výměníku vyhodnocen jako vyhovující, dalším krokem bylo vypracování hydraulického modelu systému chlazení BSVP. Tento model byl vytvořen v simulačním softwaru APROS za účelem posouzení chování celého chladicího systému. Hlavními sledovanými parametry budou hodnoty tlaků v různých částech systému za účelem stanovení hodnoty celkové tlakové ztráty.

6 Hydraulický model systému chlazení BSVP

Bazén skladování vyhořelého paliva je klíčovým zařízením pro odvod tepla z vyhořelého jaderného paliva. V předchozí části diplomové práce byl proveden kontrolní výpočet nového tepelného výměníku třetího chladicího okruhu. Tato kapitola je zaměřena na tvorbu hydraulického modelu systému chlazení BSVP s důrazem právě na třetí chladicí okruh vybudovaný v roce 2017–2018. Ten byl vybudován v rámci modernizace s účelem zvýšení celkové bezpečnosti jaderné elektrárny. Účelem tvorby hydraulického modelu systému chlazení BSVP je analýza chování systému jako celku. Model byl realizován v softwaru APROS, který umožňuje simulaci různých provozních scénářů. Zjednodušené schéma bylo pro srozumitelnou vizualizaci vyhotoveno v online nástroji pro vytváření schémat a diagramů *draw.io* a lze jej vidět na obrázku 6.1. Fialovou barvou je znázorněn nový chladicí okruh, na který je v této kapitole kladen důraz. Vysvětlení jednotlivých symbolů je uvedeno v tabulce 6.1.



Obr. 6.1 Zjednodušené schéma systému chlazení BSVP

Tab. 6.1 Význam symbolů z prostředí *draw.io*

Symbol			
Komponenta	Tepelný výměník	Čerpadlo	Jednoduchý ventil

Na obrázku 6.1 je znázorněno zjednodušené schéma systému chlazení BSVP, z čehož je patrné, že ochlazování systému může být realizováno třemi různými trasami. Každá trasa se kromě různých armatur skládá ze dvou klíčových zařízení, kterými jsou tepelný výměník zajišťující samotný přenos tepla z horkého média do studeného a čerpadlo, které zajišťuje cirkulaci média.

6.1 Představení modelovacího softwaru APROS

Jak již bylo v úvodu zmíněno, použitým softwarovým nástrojem pro tvorbu hydraulického modelu byl vybrán program APROS (z angličtiny: Advanced Process Simulation Software). Je to pokročilý simulační program určený k modelování procesů v energetických a průmyslových systémech, široce používaný také v jaderných elektrárnách. APROS byl vyvinut společností Fortum a technickou univerzitou VTT ve Finsku. [39]

Software APROS je založen na modulárním přístupu a věnuje se výpočtu jednotlivých komponent, jako jsou čerpadla, výměníky tepla, armatury nebo potrubní sítě. APROS umožňuje detailní analýzu chování zařízení a systémů v reálném čase.

Hlavní přednosti použitého softwaru:

- realistické a detailní modelování dynamického chování hydraulických systémů
- možnost modelovat dynamické úlohy a sledovat vývoj v čase
- přehledné grafické prostředí
- možnost propojení s dalšími softwary jako je Matlab, Python nebo Simulink
- odborný a profesionální licencovaný program

Oblasti využití softwaru APROS [40]:

- analýza přechodových stavů a havárií z hlediska bezpečnosti
- tvorba modelů a samotné testování procesů
- modernizace a optimalizace

V kontextu této práce byl software APROS použit zejména pro jeho špičkovou kvalitu a jeho validaci regulačními úřady. APROS byl schválen finským úřadem pro radiační a jadernou bezpečnost STUK jako nezávislý výpočetní nástroj pro analýzu v oblasti jaderné bezpečnosti. Dále je také využíván v přibližně 30 zemích světa. [40]

6.2 Vstupní parametry komponent modelu

Pro vytvoření přesného hydraulického modelu BSVP je klíčové správné zadání vstupních parametrů jednotlivých komponent v normálním provozním stavu. Reálné vstupní hodnoty vychází z interní technické dokumentace a provozních předpisů na elektrárně. Jak již bylo uvedeno v předchozí kapitole (5.1. *Vstupní parametry výměníku*), z důvodu citlivosti hodnot technických parametrů není možné v této práci uvádět reálná naměřená data. Hydraulický model byl vytvořen na základě reálných provozních dat. Z důvodu zachování citlivosti dat je popis systému a jednotlivých komponent v této práci proveden na základě upravených hodnot, které odpovídají obecným reálným provozním hodnotám.

Tato podkapitola popisuje jednotlivé komponenty zapojené konkrétně do třetího chladicího okruhu tohoto hydraulického modelu. Každý chladicí okruh začíná potrubní trasou z BSVP, kde médium přes armaturu proudí do tepelného výměníku, odkud pokračuje na čerpadlo a přes další armatury a potrubní síť se vrací zpět do BSVP.

6.2.1 Komponenta Pump

Pomocí komponenty *Pump* se modeluje čerpadlo. Je to aktivní prvek zajišťující cirkulaci vody s kyselinou boritou v okruhu. Slouží ke zvýšení tlaku proudícího média. Zadané vstupní parametry [41]:

- Průtočná plocha – označení efektivní plochy, kterou může médium proudit. Tato plocha pak ovlivňuje jak rychlost proudění, tak i tlakové ztráty systému. Používanou jednotkou je m^2 a vypočítá se z geometrických vlastností potrubí takto:

$$A = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (6.1)$$

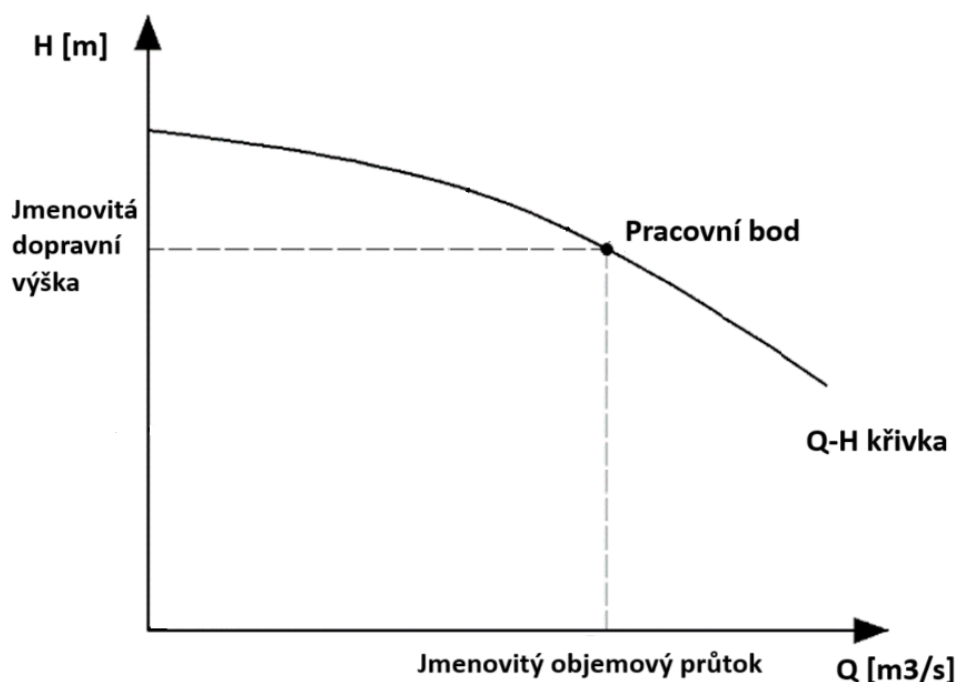
kde:

A	[m^2]	velikost průtočné plochy
π	[-]	Ludolfovo číslo
d_i	[m]	vnitřní průměr potrubí

- Hydraulická délka čerpadla – Efektivní délka dráhy, kterou musí tekutina překonat uvnitř čerpadla. Nejedná se o fyzickou délku jako takovou, ale jde o délku z pohledu hydraulického odporu. Tato délka má vliv na odpor systému a s jeho zvyšující se hodnotou roste tlaková ztráta. Hodnota bývá odvozena na základě parametrů čerpadla, popřípadě může být stanovena výrobcem nebo odhadnuta dle provozních dat.
- Jmenovitý objemový průtok čerpadla – představuje množství kapaliny, kterou čerpadlo dopraví za jednotku času při standartních pracovních podmínkách (typicky při jmenovité dopravní výšce). Její hodnota bývá stanovena výrobcem a lze ji najít v technické dokumentaci čerpadla; bývá vyjadřována v [m^3/s] nebo [l/s].
- Maximální dopravní výška – Označuje nejvyšší tlakový rozdíl, kterého je čerpadlo schopné dosáhnout. U čerpadel se stabilní charakteristikou tato hodnota odpovídá stavu, kdy čerpadlo běží na prázdno (tj. při nulovém průtoku). Pokud se jedná o čerpadlo s nestabilní charakteristikou, maximální dopravní výška nemusí nastat při nulovém průtoku, ale může nastat při jiné hodnotě průtoku v nestabilní oblasti. Maximální dopravní výška je důležitým parametrem pro návrhy havarijních stavů. Hodnota bývá stanovena výrobcem.
- Jmenovitá dopravní výška – Je maximální výška, do které je čerpadlo schopné dopravit pracovní médium při jmenovitém objemovém průtoku. Jedná se o vypočtenou veličinu, která vyjadřuje tlakový rozdíl na sání a výtlačku čerpadla přepočítaný na výšku vodního sloupce. Z hlediska účinnosti je to optimální hodnota, kdy zařízení pracuje nejefektivněji. Spolu se jmenovitým objemovým průtokem čerpadla tvoří základní pracovní bod charakteristiky čerpadla, kterou lze vidět na obrázku 6.2.

Tab. 6.2 Zadané parametry čerpadla

Zadané parametry čerpadla	Symbol	
Průtočná plocha [m ²]	0,007	
Hydraulická délka čerpadla [m]	12	
Jmenovitý objemový průtok čerpadla [m ³ /s]	0,1	
Maximální dopravní výška [m]	55	
Jmenovitá dopravní výška [m]	45	



Obr. 6.2 Charakteristika čerpadla: *Q-H křivka* [42]

6.2.2 Komponenta Heat exchanger

Pomocí komponenty *Heat exchanger* je namodelován výměník tepla. Jedná se o zařízení sloužící k předání tepla z vody s kyselinou boritou (uvolněné z vyhořelého paliva) do okruhu technické vody důležité. Zadané vstupní parametry [41]:

- Typ proudění výměníkem – Souprroudé nebo protiproudé zapojení určuje směr proudění pracovních médií výměníkem. Protiproudé zapojení bývá efektivnější, jelikož je dosaženo vyšší teplotní difference. Typ proudění lze vyčíst z výkresové dokumentace.
- Délka trubek výměníku – Délka jedné trubky výměníku, kterou protéká médium. Tato hodnota lze vyčíst z výkresové dokumentace a ovlivňuje dobu přestupu tepla. Delší trubky jsou pro přenos tepla efektivnější, ovšem vzniká vyšší tlaková ztráta.
- Vnitřní a vnější poloměr trubky – Hodnotu poloměru trubky lze vyčíst z výkresové dokumentace a její velikost ovlivňuje průtok média a tím pádem celkový přestup tepla. Vnější poloměr lze také vypočítat jako součet vnitřního poloměru a tloušťky stěny.

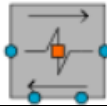
- Počet trubek – Celkový počet trubek ve výměníku určuje velikost teplosměnné plochy. Více trubek ve výměníku vede k jeho vyššímu tepelnému výkonu, ale také vyžaduje větší průměr pláště výměníku. Hodnota lze vyčíst z výkresové dokumentace.
- Délka pláště – Délka, kterou pracovní médium musí překonat na straně pláště (okolo trubek). Lze určit z výkresové dokumentace.
- Průtočná plocha – Efektivní plocha průřezu, kterou může médium protékat na straně pláště. Její hodnota se vypočítá dle konstrukce výměníku jako průřez pláštěm od čehož je odečten průřez trubkami. Velikost průtočné plochy ovlivňuje rychlost proudění, tlakové ztráty a přestup tepla.

$$A = \left(\frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \right) - n \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_o^2}{4} \right) \quad (6.2)$$

kde:

D_i	[m]	vnitřní průměr pláště
n	[ks]	počet trubek ve výměníku
d_o	[m]	vnější průměr trubky

Tab. 6.3 Zadané parametry tepelného výměníku

Zadané parametry tepelného výměníku	Symbol	
Typ proudění výměníkem	protiproudý	
Délka trubek výměníku [m]	12,8	
Vnitřní poloměr trubky [mm]	7,85	
Vnější poloměr trubky [mm]	9,5	
Počet trubek	760	
Délka pláště [m]	8,4	
Průtočná plocha pláštěm [m ²]	0,1097	

Při zadávání vstupních parametrů tepelného výměníku bylo zohledněno že výměník pracuje víc než s jedním chodem a že se jedná o dvou tělesové provedení. Ovlivnilo to parametry: délka trubek výměníku, počet trubek, délka pláště a průtočná plocha pláště. Tyto parametry byly stanoveny tak, aby odpovídaly skutečnému konstrukčnímu provedení uspořádání výměníku a odrážely skutečnost, že výměník je dvou tělesový a trubkách má dva chody.

6.2.3 Komponenty Pipe a Point

Potrubní síť slouží k propojení jednotlivých komponent a má velký vliv na hodnotu tlakových ztrát celého systému. V programu APROS se potrubní síť modeluje pomocí komponent jednotlivých potrubí a výpočetních bodů. Komponenta *Pipe* představuje fyzický úsek potrubí s definovanými geometrickými vlastnostmi. Naproti tomu komponenta *Point* slouží jako výpočetní spojovací bod, který je bezrozměrný a umožňuje propojení komponent nebo ke sledování stavových veličin jako teplota či tlak.

Pipe

Komponenta *Pipe* reprezentuje určitý segment potrubí s definovanou geometrií jako je průřez, délka, drsnost atd. Zadané vstupní parametry [41]:

- Délka segmentu potrubí – Geometrická délka modelovaného úseku potrubí je vyčtena přímo z výkresové dokumentace, popřípadě naměřena na místě. Její hodnota ovlivňuje tlakové ztráty.
- Vnitřní průměr potrubí – Představuje průměr průtočné plochy média. Celkový (vnější) průměr trubky lze vypočítat jako součet vnitřního průměru a dvojnásobku tloušťky stěny. Hodnota vnitřního průměru má zásadní dopad na hydraulický výpočet. Hodnotu lze zjistit z výkresové dokumentace.
- Ztrátový součinitel – Bezrozměrná hodnota, která udává velikost tlakové ztráty v daném segmentu potrubí. Hodnota lze vyčíst v technické literatuře, popřípadě bývá často odhadnuta podle naměřených hodnot. Bližší vysvětlení viz. kapitola 4.3 *Tlakové ztráty*.
- Absolutní drsnost – Hodnota vyjadřující výšku nerovností na vnitřním povrchu potrubí.

Point

Komponenta *Point* vyjadřuje výpočetní spojovací body bez geometrických rozměrů. Zadané vstupní parametry [41]:

- Model proudění – úroveň přesnosti – Určuje, jak podrobně je v daném bodě proud modelován, respektive jaká je výpočetní úroveň. Čím vyšší úroveň přesnosti, tím vyšší náročnost výpočtu, ale taky vyšší přesnost výsledků. V APROS se volí hodnota 0, 1, 2, 5 nebo 6. Zvolená hodnota odpovídá počtu rovnic použitých ve výpočtovém modelu. Úroveň přesnosti je stanovena dle požadavků přesnosti simulace.
- Podíl plynu – Hodnota se pohybuje od 0 po 1 a značí podíl plynné a tekuté složky. Pokud je podíl plynu roven 0, tak je médium pouze tekuté. Pokud je hodnota rovna 1, pracovní médium je čistě plynné. Pokud se hodnota pohybuje mezi 0 a 1, pracovní médium je dvousložkové.
- Elevace od referenčního bodu – Reprezentuje výšku výpočetního bodu nad referenčním bodem. Hodnota je uvedena ve výkresové dokumentaci a její velikost je důležitá pro výpočet tlakové ztráty.

Použití komponent Point:

- numerická stabilita – rozdělení potrubní sítě pro zvýšení stability výpočtu
- sledování stavu systému – ukazuje stavové veličiny jako teplota nebo tlak v určitém bodě
- flexibilita modelu – pro větvení potrubní sítě při rozdělení proudu

Jelikož se na třetím chladicím okruhu nachází více komponent *Pipe* a *Point*, není zde uvedena tabulka vstupních parametrů pro každou komponentu zvlášť.

6.2.4 Komponenta Valve

Komponenta *Valve* představuje v modelu určitý typ ventilu. Je to regulační a uzavírací prvek sloužící k řízení průtoku celého chladicího okruhu. V hydraulickém modelu chlazení BSVP se vyskytují regulační ventily pro regulaci a jednoduché ventily jako zavírací armatura.

Komponenta Basic Valve (*česky jednoduchý ventil*) je armatura, kterou lze plynule otevřít nebo zavřít a zároveň lze docílit také regulace průtoku. Jeho funkcí je simulace odporu nebo tlakové ztráty. V modelu bývá využívána v místech, kde slouží pro simulaci případu, zdali médium může nebo nemůže protékat daným úsekem potrubí.

Komponenta Control Valve (*česky regulační ventil*) je plně řízená armatura, která reguluje průtok na základně řídicího signálu. Používá se v situacích, kdy je třeba regulovat průtok, tlak nebo teplotu pomocí změny průtočné plochy (resp. průtoku pracovního média). Tento druh ventilu bývá ovládán akčním členem a jeho otevření se reguluje na škále 0–100 %.

Zadané vstupní parametry pro oba typy ventilů [41]:

- Efektivní délka ventilu – Délka, kterou musí pracovní médium překonat v úseku potrubí, který ventil nahrazuje. Její hodnota je známá z výkresové dokumentace a projeví se do výpočtu tlakových ztrát.
- Vnitřní průměr ventilu/průtočná plocha – Jak bylo zmíněno výše, ventil nahrazuje část potrubí. Jeho vstupním parametrem musí být buď hodnota vnitřního průměru nebo hodnota průtočné plochy. Hodnotu lze nalézt ve výkresové dokumentaci a je stěžejní pro výpočet tepelného toku.

Zadané vstupní parametry pro jednoduchý ventil [41]:

- Ztrátový součinitel plně otevřeného ventilu – Bezrozměrný parametr popisující tlakovou ztrátu na ventilu (resp. úseku potrubí) v případě že je plně otevřený. Informaci dodá výrobce. Velmi důležitý parametr pro výpočet celkové tlakové ztráty systému.
- Výtokový koeficient – Udává, jak efektivně ventil propouští pracovní médium ve srovnání s ideálním prouděním. V reálném případě vyteče méně než v ideálním, a to je způsobeno poklesem tlaku ve ventilu. Nabývá hodnot 0,6 až 1 a měla by být určena výrobcem.

Zadané vstupní parametry pro regulační ventil [41]:

- Nominální poloha ventilu – Referenční hodnota ventilu, která nabývá hodnot 0–100 %. Je to základní výpočtová hodnota pro určení průtoku ventilem nebo dalších parametrů. Nejedná se o aktuální polohu ventilu, ale o nejběžnější polohu.
- Nominální hmotnostní průtok – Referenční hodnota hmotnostního průtoku ventilu bývá stanovena výrobcem a slouží k definici charakteristiky ventilu.
- Nominální tlaková ztráta – Referenční hodnota tlakové ztráty při nominální poloze ventilu a nominálním hmotnostním průtoku. Důležitý parametr pro výpočet ztrátového součinitele.
- Nominální hustota – Značí nominální hustotu pracovního média při referenčních podmínkách jako je tlak a teplota.

Jelikož se na třetím chladicím okruhu nachází více armatur, jako jsou regulační nebo jednoduché ventily, není zde uvedena tabulka vstupních parametrů pro každou komponentu zvlášť.

6.2.5 Komponenta Heat structure

Komponenta *Heat structure* v modelu reprezentuje tepelnou strukturu, která slouží k simulaci tepelného výkonu. V kontextu jaderné elektrárny tato struktura simuluje zbytkové teplo z vyhořelého jaderného paliva. Zadané vstupní parametry [41]:

- Souřadnicový systém – Popisuje typ souřadnicového systému geometrie tepelné struktury (1- kartézský, 2- válcový, 3- cylindrický).
- Tloušťka první vrstvy – Hodnota tloušťky první vrstvy materiálu struktury.
- Délka struktury – Používá se v kartézském a válcovém souřadnicovém systému a značí délku struktury ve směru šíření tepla. Její hodnota ovlivňuje celkovou plochu výměny tepla.
- Šířka struktury – Hodnota používaná pouze v kartézském systému využívaná k výpočtu plochy výměny tepla.
- Tepelný výkon – celkové množství generovaného tepla při normálních provozních podmínkách

Tab. 6.4 Zadané parametry tepelné struktury

Zadané parametry tepelné struktury	Symbol	
Souřadnicový systém	2	
Tloušťka první vrstvy [mm]	4	
Délka struktury [m]	3	
Šířka struktury [m]	1,2	
Tepelný výkon [MW]	0,5	

Vstupní hodnoty tepelné struktury byly voleny tak, aby co nejlépe simulovaly zbytkové teplo palivových kazet. Kromě hodnot uvedených v tabulce byl dále potřeba nadefinovat materiál takovým způsobem, aby odpovídal reálné struktuře palivového proutku.

6.2.6 Komponenta Node

Komponenta *Node* slouží v modelu jako uzel k propojení různých komponent systému. Tato komponenta se může zdát podobná komponentě *Point*, velkým rozdílem je ovšem fakt, že komponenta *Node* má svoji velikost a objem, naopak komponenta *Point* je sama o sobě bezrozměrná a svoji velikost/objem získává od komponent, ke kterým je připojena. Zadané vstupní parametry [41]:

- Model proudění – úroveň přesnosti – již bylo popsáno v kap. 6.2.3 *Komponenty Pipe a Point*.

- Objem – celkový objem daného uzlu.
- Průtočná plocha – označení efektivní plochy, kterou může médium proudit, blíže popsáno v kap. 6.2.1 *Komponenta Pump*.
- Výška – Respektive elevace uzlu v systému.
- Podíl plynu – značí podíl plynné a tekuté složky, již bylo popsáno v kap. 6.2.3 *Komponenty Pipe a Point*.

Jelikož se model BSVP skládá z několika uzlů, které mají jiné parametry, není zde uvedena tabulka vstupních parametrů pro každý uzel zvlášť.

Containment-node (česky *kontejnment*), respektive horní část BSVP, je modelován právě jako komponenta *Node*. Jeho vstupní parametry jsou uvedeny v tabulce 6.5

Tab. 6.5 Zadané parametry kontejnmentu

Zadané parametry kontejnmentu	Symbol	
Teplota [°C]	25	
Tlak [kPa]	101,325	
Výška [m]	8	
Relativní vlhkost [%]	50	
Objem [m³]	900	

6.2.7 Komponenta Branch

Komponenta *Branch* je v modelu využita jako větev a slouží k modelování proudění média mezi dvěma body systému (např. uzel nebo výpočetní bod). Zadané vstupní parametry [41]:

- Délka – Označuje délku větve. V kontextu modelu BSVP byla stanovena dle rozměrů BSVP.
- Průtočná plocha – označení efektivní plochy, kterou může médium proudit, blíže popsáno v kap. 6.2.1 *Čerpadlo*.
- Ztrátový součinitel – Bezrozměrná hodnota, která udává velikost tlakové ztráty v daném segmentu potrubí. Bližší vysvětlení viz. kapitola 4.3 *Tlakové ztráty*.

6.3 Metodika modelování

Cílem metodiky je popis postupu tvorby hydraulického modelu systému chlazení BSVP.

1. Krok – Shromáždění relevantních dat

Před samotnou tvorbou simulačního modelu je žádoucí shromáždění relevantních dat a jejich analýza. Nashromáždění dat týkajících se systému chlazení BSVP bylo provedeno z interní dokumentace, konkrétně z axonometrických výkresů, provozních předpisů a další technické dokumentace. Sběr dat byl proveden pro jednotlivé komponenty i pro samotnou potrubní síť. Stěžejními údaji byly:

- tepelná zátěž BSVP, respektive tepelný výkon generovaný vyhořelým palivem
- teploty a průtoky pracovních médií
- charakteristické parametry jednotlivých zařízení, především čerpadel a tepelných výměníků
- vlastnosti potrubních sítí

2. Krok – Modelování BSVP

Model BSVP byl navržen tak, aby co nejpresněji simuloval rozložení tepla v bazénu skladování vyhořelého paliva. Aby model BSVP co nejlíže simuloval reálný proces uvolňování tepla z vyhořelého paliva do vodného roztoku kyseliny borité, byl modelován jako soubor několika komponent *Node*. Každá z těchto komponent představuje určitou charakteristickou výšku v BSVP, která je specifická z hlediska uvolňování tepla (např. horní a dolní strana palivových kazet).

Oproti komponentě *Point* není komponenta *Node* bezrozměrná, naopak má svoji velikost. Každý komponenta *Node* je tedy charakterizována svým objemem a také má nadefinovanou elevaci od zdroje tepla, čímž je právě vyhořelé palivo. V rámci modelu se tedy zohledňuje stoupání tepla z nižších vrstev v oblasti vyhořelého paliva směrem k vyšším vrstvám.

Uspořádání jednotlivých komponent *Node* je ve dvou paralelních kanálech, aby byla správně simulována přirozená cirkulace chladiva v nádrži. Teplé chladivo v důsledku ohřevu stoupá směrem vzhůru. Palivo je zjednodušeně modelováno jako dvě tepelné struktury, které udávají okrajovou podmínku jako tepelný výkon paliva.

Jednotlivé komponenty *Node* jsou vzájemně propojeny komponentami *Branch*. Tímto způsobem je v modelu správně simulována přirozená cirkulace chladiva. Komponenta *Branch* má jisté podobnosti s komponentou *Pipe*. Velkým rozdílem je ovšem to, že komponenta *Branch* je obecným spojením mezi dvěma body a proudění může být přirozené bez daného směru. Komponentou *Branch* jsou tedy propojeny komponenty *Node* jak nad sebou, tak i s druhým paralelním kanálem.

Aby byla správně simulována atmosféra nad hladinou BSVP, byla do modelu přidána komponenta *Containment-node* jako okrajová podmínka. Tato komponenta má tedy nadefinovanou jako svoji velikost, tak podmínky odpovídající atmosférickému vzduchu. V modelu je *Containment-node* v červeném čtverci, což v softwaru APROS značí, že je komponenta „out of simulation“, neboli je vynechána ze simulace. V takovém případě je

komponenta ignorována při numerických výpočtech a značí okrajovou podmínku pro daný model.

Na obrázku 6.3 je zobrazen model BSVP přímo v prostředí APROS. Lze vidět, že se skládá ze dvou paralelních kanálů, který každý obsahuje 8 komponent *Node*. Každá komponenta má svoji elevaci. Na modelu jsou textově znázorněny podstatné kóty jako horní a dolní strana palivových kazet, minimální hladina při provozu (přibližně odpovídá výšce hradítka mezi bazénem výměny a bazénem skladování) nebo plocha překrytí. Na každou komponentu *Node* je také napojen snímač hladiny pro sledování výšky hladiny v BSVP. Přívodní a odvodní větve chladicích okruhů jsou v modelu BSVP umístěny dle skutečné polohy potrubí napojeného na BSVP.

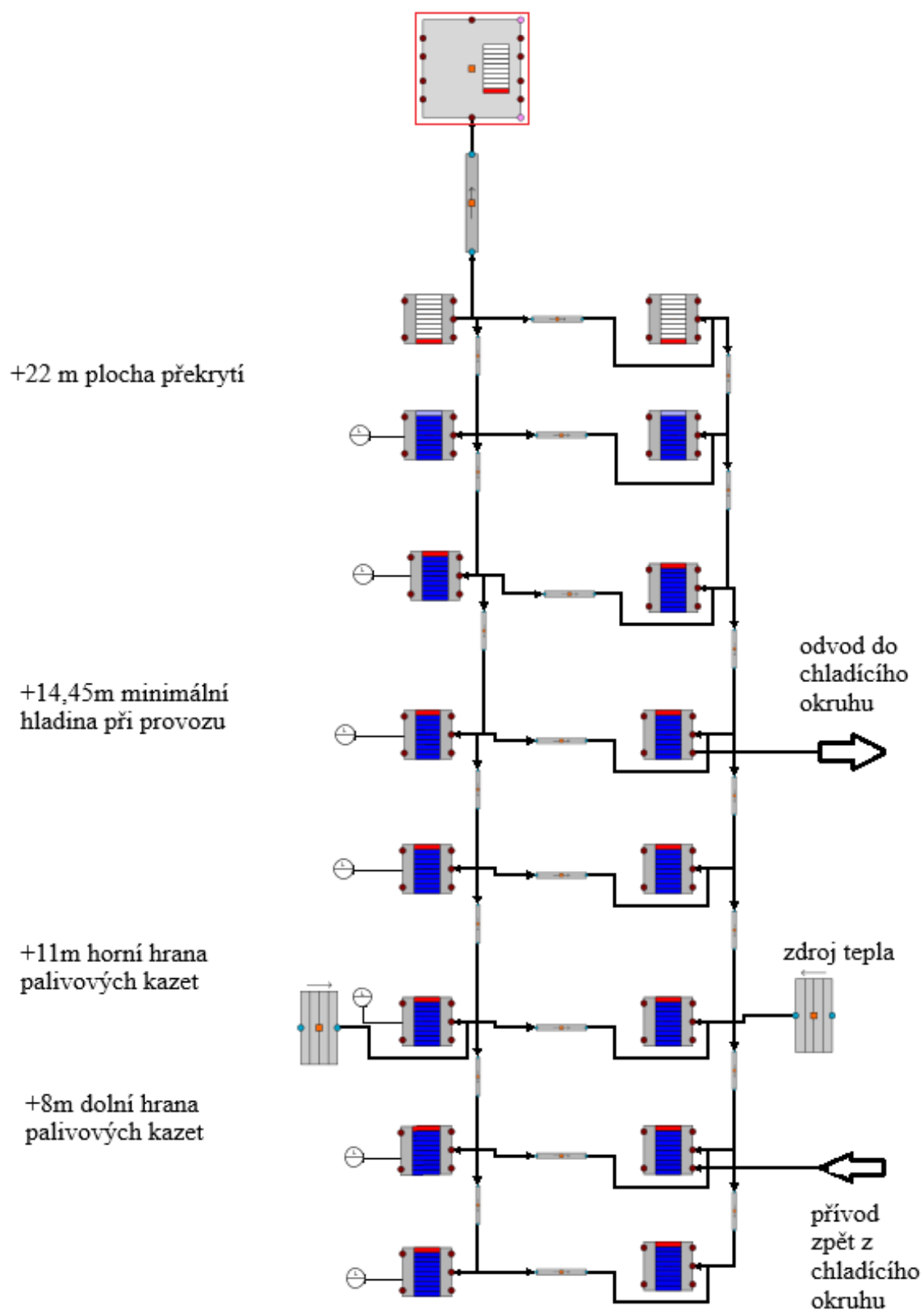
3. Krok – Modelování chladicích okruhů

Jak již bylo zmíněno dříve, systém chlazení BSVP se skládá ze tří chladicích okruhů, přičemž v jednu chvíli je vždy v provozu pouze jeden a další dva jsou v záloze. Každý tento chladicí okruh obsahuje kromě několika armatur také tepelný výměník a čerpadlo. Každý okruh byl tedy modelován samostatně, ale zároveň jsou na sebe všechny okruhy napojeny tak, aby bylo možné diverzifikovat tok pracovního média tak, že v jednu chvíli bude využíván tepelný výměník z jednoho okruhu, ale zároveň čerpadlo z druhého okruhu. Takové uspořádání zvyšuje flexibilitu celého systému a zároveň zvyšuje i provozní spolehlivost.

Jednotlivé komponenty a jejich vstupní parametry byly uvedeny v předchozí kapitole 6.2 *Vstupní parametry komponent modelu*. Kompletní schéma modelu systému chlazení BSVP, vytvořené v softwaru APROS, je uvedeno na obrázku 6.4. Z uvedeného schématu je patrné, že chladicí okruhy jsou vždy přes tepelný výměník napojeny i na systémem TVD, který zajišťuje samotnou funkci odvodu tepla.

Ve spodní části modelu (návrat zpět do BSVP) jsou obě potrubní větve uspořádány tak, že vzniká U profil. Toto uspořádání slouží jako bezpečnostní prvek pro případ ztráty chladiva, k čemuž by mohlo dojít například v situaci vzniku trhliny, kdy chladivo vyteče a dojde k nasátí vzduchu do systému. Taková situace by zapříčinila vytvoření vzduchové bubliny v horní části potrubí, což by následně vedlo k přerušení proudění.

Pokud by byla zaručena těsnost systému a dalo by se vyloučit riziko přítomnosti vzduchu v potrubní síti, model by mohl být zjednodušen. V případě jednofázového proudění by byla možná náhrada tento U profilu pomocí rovného segmentu potrubí. Z hlediska funkčnosti by takové uspořádání bylo zcela dostačující, ovšem zmíněný U profil zvyšuje pasivní bezpečnost systému, a proto byl do modelu zahrnut.



Obr. 6.3 Model BSVP v simulačním softwaru

4. Krok – Předpoklady pro zjednodušení modelu

Pro tvorbu modelů komplexních systémů jako je chlazení BSVP je potřeba stanovit jisté předpoklady pro zjednodušení, z důvodu usnadnění simulace a zrychlení výpočtů.

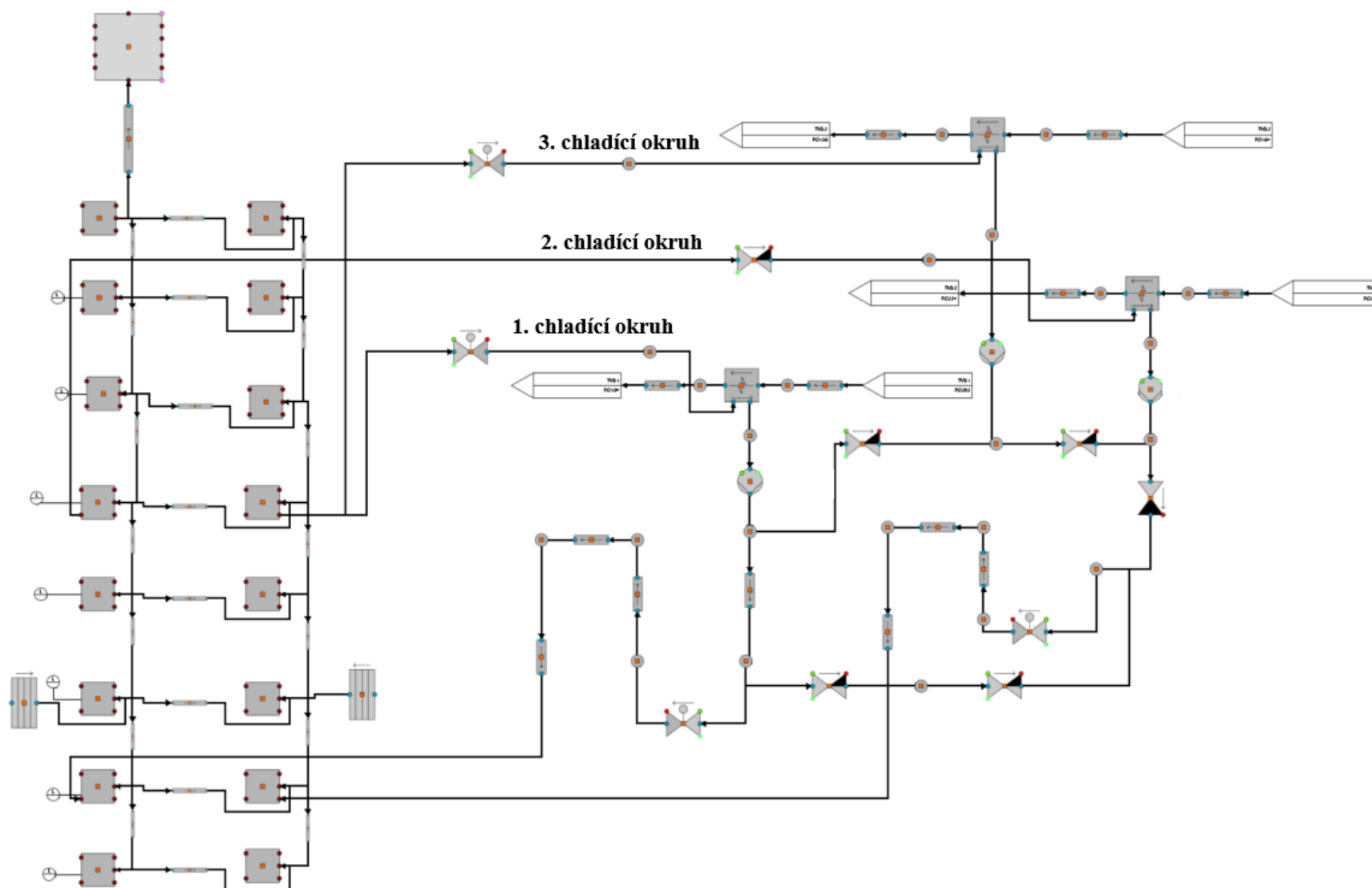
- Model samotného BSVP byl zjednodušen tak, že jeho složitá 3D geometrie byla nahrazena souborem komponent *Node*, které vyjadřují jeho objem a přirozené proudění chladiva.
- Chladicí okruhy systému obsahují velké množství armatur, ovšem do modelu byly zařazeny pouze ty, které slouží k izolaci jednotlivých částí okruhu. Zbytek armatur byl zahrnut do ekvivalentních délek segmentů potrubí.
- Lokální odpory, které jsou způsobeny tvarovými změnami (např. koleny, redukcemi nebo armaturami) byly sloučeny a přiřazeny vždy k jedné komponentě *Pipe*.

5. Krok – Verifikace celého modelu

Po vytvoření kompletního modelu celého systému chlazení BSVP je nutný proces verifikace. Cílem verifikace je simulační model, jehož výstupy odpovídají reálným naměřeným hodnotám z provozu. V rámci verifikace modelu jsou pozorovány nejvíce relevantní parametry, jako jsou:

- tlakové ztráty systému
- průtoky pracovních médií tepelnými výměníky i celým systémem
- výstupní teploty horkého média
- chladicí výkon

Po dokončení verifikace celého modelu následuje spuštění výpočtu simulace. V této fázi je důležité ověřit, zda se systém chová stabilně a odpovídá očekávaným provozním podmínkám. V čase jsou sledovány klíčové parametry systému.



Obr. 6.4 Kompletní model systému chlazení BSVP v simulačním softwaru

6.4 Výsledky simulace a jejich interpretace

Simulační model systému chlazení BSVP byl vytvořen v licencované verzi softwaru APROS, která je vlastnictvím skupiny ČEZ, proto není možné model přiložit jako přílohu k této diplomové práci. Pro účely demonstrace výsledků simulačního modelu jsou proto v práci vloženy výstřižky dialogových oken jednotlivých komponent. Tato kapitola je věnována interpretaci výsledků simulace modelu systému chlazení BSVP a budou představeny jednotlivé části třetího chladicího okruhu, který byl předmětem zkoumání.

Hodnoty zobrazované v dialogových oknech jednotlivých komponent jsou barevně odlišeny. Toto rozlišení slouží k poznání, zdali jsou hodnoty zadány ručně nebo jestli jsou dopočtené. Význam jednotlivých barev je následující:

- Černá barva – hodnota byla zadána ručně uživatelem.
- Šedá barva – hodnota je dosazena z defaultního (výchozího) nastavení.
- Modrá barva – hodnota je převzata z jiné komponenty prostřednictvím napojení.
- Zelená – hodnota je dopočtena na základě simulace.

Potrubí k odvodu chladiwa z BSVP do chladicích okruhů je umístěno ve výšce 13 m. Naopak potrubí, kterým se chladiwo vrací do BSVP je ve výšce 7,9 m. Tento rozdíl výšek má vliv na hydraulické podmínky systému chlazení BSVP. Další technické údaje, konkrétně teplota a tlak, jsou uvedeny v tabulce 6.6. Tlak na vstupu do BSVP je vyšší než tlak na jeho výstupu, to je způsobeno vlivem hydrostatického tlaku. Rozdíl mezi tlaky tedy odpovídá hodnotě hydrostatického tlaku, která by byla vypočtena na základě rozdílných elevací vstupního a výstupního hrdla.

Tab. 6.6 Hodnoty veličin na vstupu a výstupu z BSVP

	Výstup z BSVP	Vstup do BSVP
Elevace vůči dnu BSVP [m]	13	7,9
Teplota [°C]	33,3	28,7
Tlak [kPa]	186	237

Detailní popis celého chladicího okruhu bude uveden ve směru proudění chladiwa. Úsek z BSVP do tepelného výměníku byl namodelován použitím komponenty *Control Valve* a na obrázku 6.5 jsou uvedeny její parametry. Tato komponenta byla zvolena z toho důvodu, aby bylo možné v modelu jednoduše přepínat mezi jednotlivými chladicími okruhy a v jednom okamžiku byl vždy ponechán pouze jeden aktivní okruh ze tří možných. V případě, že by přepínání mezi okruhy nebylo vyžadováno, bylo by možné tento úsek namodelovat pomocí komponenty *Pipe*.

Property	Value	Unit
Type	CONTROL_VALVE	
Name	COV06	
Included In Simulation	true	
Flow length of valve	80	m
Outside diameter of valve	273	mm
Inside diameter of valve	254.46	mm
Flow area	0.0508544	m ²
Mass flow	70.5525119133048	kg/s
Volume of valve	4.068356	m ³
Flow velocity	1.39483	m/s
Volumetric flow	0.0709333	m ³ /s
Pressure loss	0.0556769	MPa
Position of valve	1	
Is valve position controlled	false	
Flow model	6	
Name of fluid	WSB	

Obr. 6.5 Dialogové okno komponenty Control Valve 06

Průtočná délka komponenty *Control Valve* je nastavena na 80 metrů. Tato hodnota vyjadřuje jak skutečnou délku potrubního úseku mezi BSVP a tepelným výměníkem, tak i ekvivalentní délku odpovídající místním tlakovým ztrátám. Vnitřní a vnější průměry odpovídají potrubí DN 250. Hodnota hmotnostního průtoku je ovlivněna samotným čerpadlem a je rovna 70,6 kg/s. Rychlost chladiva 1,4 m/s odpovídá běžnému doporučenému rozmezí rychlostí pro uzavřené okruhy. Tlaková ztráta na daném úseku odpovídá 56 kPa, tato hodnota zahrnuje jak místní odpory, tak i ztráty třením.

Do komponenty *Heat exchanger* vstupují dva proudy a zároveň z ní dva proudy vystupují. Tyto proudy jsou definovány prostřednictvím komponent *Point*, které jsou popsány na obrázcích 6.6 až 6.9. Pro lepší přehled je na obrázku 6.10 uvedeno grafické znázornění všech proudů vstupujících a vystupujících z tepelného výměníku.

Property	Value	Unit
Type	POINT	
Name	PO263	
Included In Simulation	true	
Flow model	6	
Name of fluid	WSB	
Pressure	0.1835305	MPa
Temperature	30.31967	C
Enthalpy	127.1459	kJ/kg
Elevation from reference level	7.6	m

Obr. 6.6 Dialogové okno komponenty Point 263

Property	Value	Unit
Type	POINT	
Name	PO116	
Included In Simulation	true	
Flow model	6	
Name of fluid	WSB	
Pressure	0.1802877	MPa
Temperature	27.19622	C
Enthalpy	114.1182	kJ/kg
Elevation from reference level	7.6	m

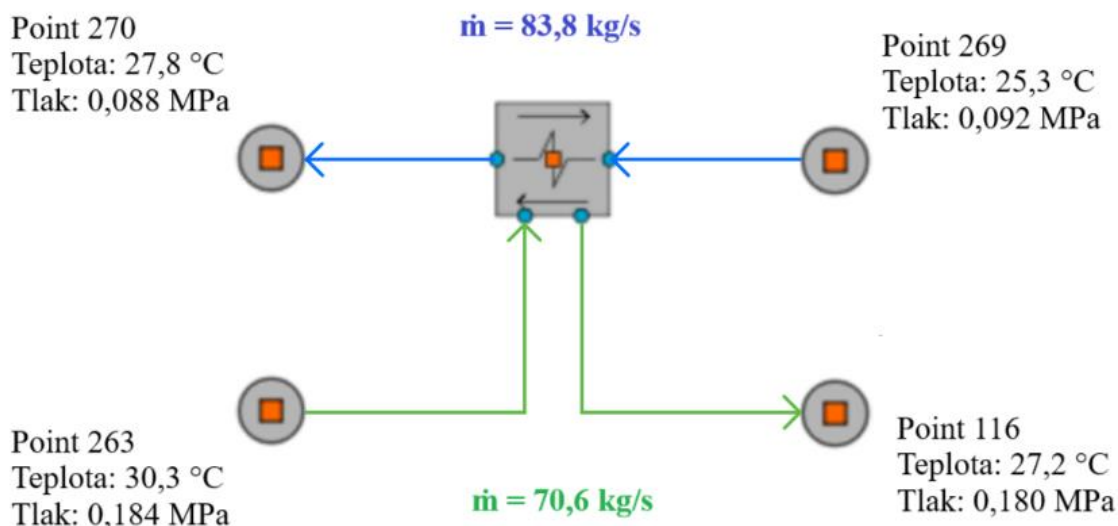
Obr. 6.7 Dialogové okno komponenty Point 116

Property	Value	Unit
Type	POINT	
Name	PO269	
Included In Simulation	true	
Flow model	2	
Name of fluid	WS	
Pressure	0.0918293	MPa
Temperature	25.34722	C
Enthalpy	106.2618	kJ/kg
Elevation from reference level	7.6	m

Obr. 6.8 Dialogové okno komponenty Point 269

Property	Value	Unit
Type	POINT	
Name	PO270	
Included In Simulation	true	
Flow model	2	
Name of fluid	WS	
Pressure	0.0877356	MPa
Temperature	27.80764	C
Enthalpy	116.5497	kJ/kg
Elevation from reference level	7.6	m

Obr. 6.9 Dialogové okno komponenty Point 270



Obr. 6.10 Grafické znázornění jednotlivých proudů tepelného výměníku

Všechny komponenty *Point* mají stejnou elevaci 7,6 metrů, jelikož reprezentují konkrétní místa vstupu a výstupu do výměníku. V důsledku výměny tepla se teplota chladiva sníží o 3,1 °C, zatímco teplota TVD se zvýší o 2,5 °C. Těmito teplotními diferencím pak odpovídá průtok chladiva 70,6 kg/s a průtok TVD 83,8 kg/s.

Tlaková ztráta na straně trubek dosahuje přibližně 4092 Pa, zatímco na straně pláště 3243 Pa. Tyto hodnoty jsou podstatně nižší než maximální povolené tlakové ztráty, pro které je výměník navržen – na straně trubek je maximální dovolená tlaková ztráta 60 kPa a na straně pláště 80 kPa. Z výsledků uvedených na obrázku 6.11 je patrné, že rychlosti pracovních médií jsou relativně nízké, což přímo souvisí s výslednou tlakovou ztrátou, která je úměrná druhé mocnině rychlosti proudění. V trubkách dosahuje rychlost 0,57 m/s a v plášti 0,65 m/s.

Při srovnání výsledků simulačního výpočtu s výslednými hodnotami z tepelně-hydraulického výpočtu uvedeného v kapitole 5 je patrné, že projektovaný tepelný výměník je značně naddimenzován. Hlavním důvodem je požadavek, že tepelný výměník musí být schopen zajistit bezpečné chlazení BSVP i při vyvážce vyhořelého paliva z reaktoru, kdy dochází k výraznějšímu ohřátí chladiva v BSVP. V kapitole 5 je uvedeno, že teplotní difference na vstupu a výstupu z výměníku může v tomto případě dosahovat až 12,8 °C u TVD a 20,7 °C u chladiva. V takovém režimu mohou být také vyšší hmotnostní průtoky, což vede ke zvýšení tlakových ztrát ve výměníku – přibližně 43,4 kPa na straně trubek a 52,2 kPa na straně pláště. Tyto hodnoty jsou stále nižší než maximální dovolené tlakové ztráty.

Na obrázku 6.11 jsou zobrazeny výsledky simulace samotného tepelného výměníku. Jeho vstupní parametry byly uvedeny již v kapitole 6.2.2 *Komponenta Heat exchanger*. Tepelný výměník při daných podmínkách přeneše tepelný výkon o velikosti pouze 1,97 MW, přestože je jeho projektovaný tepelný výkon 7,8 MW. Je tedy využito přibližně 25,2 % jeho kapacity. Součinitel prostupu tepla dosahuje hodnoty 1569 W/m²°C.

Property	Value	Unit
Type	TUBE_HEAT_EXCHAN...	
Name	TUH10	
Included In Simulation	true	
 Name of inlet connection point on shell side	PO263	
 Name of inlet connection point on tube side	PO269	
 Name of outlet connection point on shell side	PO116	
 Name of outlet connection point on tube side	PO270	
Is component type counter- or co-current	1	
Inside radius of one heat exchanger tube	7.85	mm
Outside radius of one heat exchanger tube	9.5	mm
Average length of heat exchanger tubes	12.8	m
Number of parallel heat exchanger tubes	760	
Total mass flow inside the tubes	83.82089	kg/s
Relative roughness inside the tubes	3.8e-6	
Form loss coefficient of tubes	0.33	
Flow length of shell side	8.4	m
Flow area of shell side	0.1097	m ²
Mass flow of shell side	70.55449	kg/s
Relative roughness of shell side	10e-6	
Form loss coefficient of shell side	3	
Design power	7.8	MW
Flow velocity inside the tubes	0.5716437	m/s
Volumetric flow inside the tubes	0.0841062	m ³ /s
Flow velocity of shell side	0.6460193	m/s
Volumetric flow of shell side	0.0708683	m ³ /s
Heat flow on the inner surface of the tubes	-1.963819	MW
Heat flow on the outer surface of the tubes	-1.970855	MW
Average heat flow on the tube surfaces	-1.967337	MW
Heat flow difference between tube surfaces	7.035732e-3	MW
Percentual power	25.22227	%
Heat transfer coefficient on inner surface	2901.883	W/(m ² C)
Heat transfer coefficient on outer surface	15761.59	W/(m ² C)
Overall heat transfer coefficient	1568.734	W/(m ² C)
Name of fluid inside the tubes	WS	
Name of fluid on the shell side	WSB	

Obr. 6.11 Dialogové okno komponenty Heat exchanger

Výsledky simulace čerpadla jsou uvedeny na obrázku 6.12. Čerpadlo, které se nachází v bezprostřední blízkosti tepelného výměníku, dosahuje výstupní rychlosti média až 9 m/s. Dopravní výška čerpadla je 50 m, což představuje schopnost čerpadla překonat výškový rozdíl v systému. Celkový výkon čerpadla dosahuje 43 kW, což odpovídá přiměřenému rozsahu. Klíčovým parametrem z hlediska je hodnota NPSH (Net positive suction head), jeho dostupná hodnota (NPSH available) je 18,3 m a jeho požadovaná hodnota (NPSH required) je 0 m. To znamená, že čerpadlo je správně navrženo, má dostatečný přetlak a nehrozí u něj kavitace. Jedná se tedy o bezpečný a stabilní provoz.

Property	Value	Unit
Type	BASIC_PUMP	
Name	BP19	
Included In Simulation	true	
☒ Name of inlet connection point	PO116	
☒ Name of outlet connection point	PO135	
Flow length of pump	12	m
Flow area	7.853982e-3	m ²
Mass flow	70.554721088725	kg/s
Nominal volumetric flow	0.1	m ³ /s
Nominal density	980	kg/m ³
Nominal head	45	m
Maximum head	55	m
Liquid mass flow	70.5547210886155	kg/s
Flow velocity	9.017323	m/s
Volumetric flow	0.0708219	m ³ /s
Head	49.98427	m
Total power of pump	43.32269	kW
NPSH available	18.33797	m
NPSH required	0	m
Is pump cavitating	0	
Flow model	6	
Name of fluid	WSB	

Obr. 6.12 Dialogové okno komponenty Pump

V simulačním modelu systému chlazení BSVP je za čerpadlem vložena komponenta *Point 135*, jejíž parametry jsou znázorněny na obrázku 6.13. Tato komponenta slouží k zaznamenávání parametrů pracovního média po výstupu z čerpadla. Z obrázku 6.7 je známo, že chladivo mělo na výstupu z tepelného výměníku tlak 0,180 MPa, což odpovídá tlaku chladiva na sání čerpadla. Na výstupu z čerpadla je tlak chladiva navýšen na 0,396 MPa, což představuje nárůst o 0,211 MPa. Elevace 7,6 metrů ukazuje, že čerpadlo je umístěno ve stejné výškové úrovni jako tepelný výměník a rozdíl tlaků tak není ovlivněn hydrostatickým převýšením.

Property	Value	Unit
Type	POINT	
Name	PO135	
Included In Simulation	true	
Flow model	6	
Name of fluid	WSB	
Pressure	0.3962242	MPa
Temperature	27.61505	C
Enthalpy	116.0703	kJ/kg
Elevation from reference level	7.6	m

Obr. 6.13 Dialogové okno komponenty Point 135

Posledním segmentem tohoto chladicího okruhu je potrubní úsek vedoucí od čerpadla zpět do BSVP. Tento úsek byl v modelu reprezentován komponentou *Control Valve*, jejíž parametry jsou zobrazeny na obrázku 6.14. Tato komponenta byla použita z důvodu možnosti jednoduchého přepínání mezi jednotlivými chladicími okruhy, jak bylo uvedeno na začátku kapitoly 6.4. *Výsledky simulace a jejich interpretace*. Průtočná délka byla nastavena na 20 metrů, což je hodnota vyjadřující skutečnou délku potrubního úseku tak i ekvivalentní délku místních tlakových odporů. Daný hmotnostní průtok potrubím DN 250 odpovídá rychlosti chladiva 1,4 m/s. Při srovnání tlaku na výtlaku z čerpadla a tlaku na vstupu do BSVP, tlaková ztráta pak činí 0,157 MPa.

Property	Value	Unit
Type	CONTROL_VALVE	
Name	COV07	
Included In Simulation	true	
Flow length of valve	20	m
Outside diameter of valve	272.94	mm
Inside diameter of valve	254.4	mm
Flow area	0.0508305	m ²
Mass flow	70.5528335571289	kg/s
Volume of valve	1.016609	m ³
Flow velocity	1.393169	m/s
Volumetric flow	0.0708154	m ³ /s
Pressure loss	0.1571442	MPa
Position of valve	1	
Is valve position controlled	false	
Flow model	6	
Name of fluid	WSB	

Obr. 6.14 Dialogové okno komponenty *Control Valve 07*

6.5 Shrnutí výsledků hydraulického modelu

Hydraulický model chlazení systému BSVP byl vypracován pro běžné provozní podmínky. Na rozdíl od výpočtu v kapitole 5 *Tepelně-hydraulický výpočet výměníku chlazení BSVP*, ve které byl tepelný výměník navržen pro nejkritičtější stav, tedy pro odstávku jaderného reaktoru a úplné vyprázdnění aktivní zóny, kdy je veškeré vyhořelé jaderné palivo přesunuto do BSVP. Tepelný výměník je dimenzovaný tak, že dokáže ochladit chladivo až o 20 °C. V provozních podmínkách jsou však teploty i průtoky nižší a průměrné ochlazení chladiva bývá pouze o 2 °C, což odpovídá tepelnému výkonu 1,97 MW. Tepelný výměník v tomto hydraulickém modelu pracuje pouze na 18,4 % svého maximálního výkonu.

Součet tlakových ztrát v jednotlivých úsecích tohoto chladicího okruhu činí 216 kPa. Následující kapitola je zaměřena na optimalizaci tlakových ztrát daného chladicího okruhu a analyzuje jednotlivé parametry, které ovlivňují hodnotu tlakové ztráty.

7 Optimalizace hydraulického modelu systému chlazení BSVP

V předchozí kapitole byl uveden simulační model systému chlazení BSVP, s důrazem konkrétně na jeho třetí chladicí okruh. Cílem této kapitoly je analyzovat a optimalizovat hydraulické parametry takovým způsobem, aby mohla být snížena celková tlaková ztráta chladicího okruhu. Optimalizace tlakových ztrát přispívá ke zvýšení spolehlivosti provozu a zároveň umožňuje použití čerpadel s nižším pohonem.

Optimalizace tlakových ztrát existujícího potrubního systému se zásadně odlišuje od návrhu nového potrubního systému. Při optimalizaci nového systému lze změnit jakýkoliv parametr, pouze v závislosti na zadání či omezení zákazníka. Běžně se mění parametry jako dimenzování potrubí, trasování, materiál potrubí nebo typ armatur. Popřípadě může být vyměněn tepelný výměník nebo čerpadlo. Naopak v případě již existujícího potrubního systému jsou optimalizační možnosti omezené. Samotné trasování nebo dimenzování potrubí je většinou neměnné a pozornost je soustředěna na čištění potrubí, úpravu provozních parametrů nebo výměnu armatur. Cílem je tedy snížení tlakových ztrát při co nejmenším možném zásahu do systému.

7.1 Návrhy optimalizace

Celková tlaková ztráta systému je kombinací dálkových (třecích) a místních (lokálních) odporů. Tyto kategorie odporů byly blíže popsány v kapitole 4.3 *Tlakové ztráty*.

7.1.1 Návrhy optimalizace místních odporů

Místní tlakové ztráty vznikají v konkrétních bodech, kde dochází ke změně geometrie. Jsou to např. ventily, kolena, redukce, t-kusy atd. Místní tlakové ztráty jsou vypočteny dle rovnice (4.14) uvedené v kapitole 4:

$$\Delta p = \sum K \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2}$$

Z rovnice 4.14 je patrné, že tlaková ztráta roste s druhou mocninou rychlosti proudění. Snížení rychlosti tedy vede ke snížení místí tlakové ztráty. S nižší rychlostí zároveň roste míra usazování nečistot po stranách potrubí, což negativně ovlivňuje třecí tlakovou ztrátu. Rychlost by tedy měla být dostatečně vysoká, aby nedocházelo k přílišnému zanášení, ale zároveň na tak vysoká, aby zbytečně zvyšovala tlakové ztráty.

Dalším parametrem vstupujícím do rovnice pro výpočet místních tlakových ztrát je ztrátový součinitel, který vyjadřuje míru odporu způsobenou místními odpory. Hodnota ztrátového součinitele je bezrozměrná a závisí na konstrukci daného prvku nebo i na průměru potrubí. V tabulce 7.1 jsou uvedeny hodnoty ztrátového součinitele pro nejběžnější tvarovky a armatury. Tabulka obsahuje pouze přibližné hodnoty, vždy je potřeba vycházet přímo z technických listů přímo od výrobce.

Nejjednodušším řešením při optimalizaci tlakové ztráty způsobené místními odpory je minimalizace armatur – odstranění armatur, které nejsou nezbytné. V kontextu jaderné

elektrárny by bylo vhodné nahrazení starších armatur s vyšším oporem za novější armatury, které vykazují nižší tlakové ztráty. Obecně je pro snížení tlakové ztráty vhodné:

- použití kulových ventilů místo šoupátek nebo jehlových ventilů
- výměna starých armatur s vysokým odporem za novější
- výměna ostrých kolen za kolena s větším rádiusem

Tab. 7.1 Hodnoty součinitelů místních odporů [43]

Místní odpor	Součinitel místního odporu pro určité DN					
	≤15	20	25	32	40	≥50
Koleno 90°	2,0	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0
Koleno 45°	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
T-kus (odbočení – rozdělení)			1,5			
T-kus (odbočení – spojení)			1,0			
Redukce na menší DN			0,5			
Redukce na větší DN			1,0			
Vtok do nádrže			0,5			
Výtok z nádrže			1,0			

Armatura	Součinitel místního odporu pro určité DN					
	≤15	20	25	32	40	≥50
Přímý ventil	14,0	12,0	10,0	10,0	12,0	12,0
Rohový ventil	16,0	14,0	-	-	-	-
Šoupátko nebo kulový kohout	1,5	1,2	1,0	0,8	0,7	0,6
Zpětná klapka	7,5	7,5	7,0	7,0	6,5	6,0

7.1.2 Návrhy optimalizace třecích ztrát

Třecí tlakové ztráty vznikají po celé délce potrubí a jsou vypočteny dle Darcy – Weisbachovy rovnice (4.15) uvedené v kapitole 4:

$$\Delta p = f_D \cdot \frac{l}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2}$$

Stejně jako v případě lokálních tlakových ztrát, i třecí tlaková ztráta roste s druhou mocninou rychlosti proudění. Jak napovídá název, tento typ tlakové ztráty vzniká vlivem tření, které je ovlivněno drsností potrubí. Dále do jeho výpočtu vstupuje samotná geometrie potrubí.

V tabulce 7.2 jsou uvedeny absolutní a relativní drsnosti běžných potrubních materiálů. Pro třetí chladicí okruh odpovídá vnitřní průměr potrubí 254,5 mm. Relativní drsnost je vypočítána dle vztahu:

$$\frac{\varepsilon_{abs}}{d_i} \quad (7.1)$$

kde:

ε_{abs} [mm] absolutní drsnost
 d_i [mm] vnitřní průměr potrubí

Tab. 7.2 Hodnoty absolutní a relativní drsnosti pro DN 250 pro běžné materiály [44]

Materiál	Absolutní drsnost [mm]	Relativní drsnost (DN 250)
Sklo, plast	0,0015–0,01	0,0000059–0,000039
Měď, nerezová ocel (nová)	0,0015–0,01	0,0000059–0,000039
Nerezová ocel (používaná)	0,03	0,00012
Uhlíková ocel (nová)	0,02–0,05	0,000079–0,0002
Uhlíková ocel (korodovaná)	1–3	0,004–0,012
Litina (nová)	0,25	0,001
Litina (stará)	1	0,004
Beton (hrubý)	0,8–3	0,003–0,012

Z Darcyho – Weisbachovy rovnice je patrné, že geometrické parametry potrubí, jako je jeho délka a průměr, mají významný vliv na velikost třecí tlakové ztráty. V kontextu této práce se ovšem jedná o již existující potrubní trasu a vzhledem k omezeným prostorovým podmínkám nebude o změnách geometrie potrubí uvažováno.

7.1.3 Návrhy optimalizace tlakových ztrát v tepelném výměníku

Na třetí trase chladicího okruhu se nachází také tepelný výměník, ve kterém dochází k tlakové ztrátě. Tepelný výměník je na trase klíčovým zařízením a v první řadě je nezbytné zajistit jeho funkčnost, což je schopnost předat dostatečný tepelný výkon. Současně je ale nutné dbát na to, aby nevykazoval příliš velké tlakové ztráty.

V simulačním modelu v kapitole 6.4 *Výsledky simulace a jejich interpretace* jsou uvedeny výsledné tlakové ztráty po průchodu tepelným výměníkem. Z výsledků vyplývá, že při průtoku chladiwa plášťovou stranou 70,6 kg/s bude tlaková ztráta dosahovat přibližně 3,2 kPa. Naopak při průtoku TVD trubkami 83,8 kg/s bude tlaková ztráta činit přibližně 4,1 kPa. Obě hodnoty tlakových ztrát jsou výrazně nižší než dovolené tlakové ztráty, které jsou 80 kPa pro stranu pláště a 60 kPa pro stranu trubek. Zvýšená tlaková ztráta na straně trubek odpovídá fyzikálnímu předpokladu, jelikož tlaková ztráta roste s druhou mocninou rychlosti, a tedy i s průtokem.

Jelikož tepelný výměník vykazuje velmi nízké tlakové ztráty, v kontextu celého chladicího okruhu jsou tyto tlakové ztráty takřka zanedbatelné.

7.2 Zvolené parametry k optimalizaci

V rámci optimalizace tlakových ztrát třetího chladicího okruhu bude sledován vliv změny průtoku chladiva. Tento parametr má zásadní vliv na velikost tlakové ztráty, jak je známo z Darcy-Weisbachovy rovnice. Průtok chladiva lze v provozu relativně jednoduše upravit. Cílem je tedy nalezení optimálního průtoku tak, aby došlo k dostatečné výměně tepla ale zároveň k minimální tlakové ztrátě.

Dalším zkoumaným parametrem v rámci optimalizace bude drsnost vnitřního povrchu potrubí. Tento parametr závisí jak na výběru materiálu potrubí, tak se mění i s časem v závislosti na korozi nebo usazování nečistot. Jelikož zkoumaný chladicí okruh již existuje, změna materiálu nebude zkoumaná. Bude zkoumán pouze negativní vliv usazování nečistot na zvyšování tlakové ztráty.

Ostatní parametry, jako je geometrie potrubí (jeho délka a průměr) a typy armatur, nebudou v rámci této práce zkoumány. Jelikož tato konkrétní potrubní trasa již existuje a zároveň je prostorově omezená, velké konstrukční zásahy do systému nejsou žádoucí. Optimalizace je tedy zaměřena pouze na ty parametry, které lze ovlivnit bez konstrukčního zásahu do chladicího okruhu.

7.3 Citlivostní analýza

Tato kapitola bude zaměřena na citlivostní analýzu. Citlivostní analýza slouží k hodnocení vlivu změn vstupního parametru (nebo více parametrů) na výsledky modelu. V rámci této analýzy bude zkoumán vliv změny drsnosti materiálu a průtoku pracovního média na třetí tlakovou ztrátu. Pro zjednodušení bude analýza omezena pouze výpočet třecích ztrát, zatímco vliv lokálních ztrát nebude zohledněn.

7.3.1 Změna drsnosti materiálu

První část kapitoly bude zaměřena čistě na vliv změny drsnosti materiálu na tlakovou ztrátu. Hydraulický model BSVP byl v předchozí kapitole modelován s absolutní drsností 0,05 mm – použitý materiál je nová (nekorodovaná) uhlíková ocel. V rámci této kapitoly je zkoumán vliv změny absolutní drsnosti s ohledem na změnu stavu použitého materiálu, tj. s ohledem na možnou korozi materiálu. Byla zkoumána absolutní drsnost uhlíkové oceli od 0,05 do 3 mm.

Před samotnou citlivostní analýzou drsnosti materiálu je třeba zjistit typ proudění. V laminárním proudění (tj. $Re < 2300$) je tok tekutiny uspořádaný a nedochází k jeho míchání. Z tohoto důvodu je při tomto typu proudění vliv drsnosti materiálu zanedbatelný. Naopak při turbulentním proudění hraje drsnost materiálu klíčovou roli a výrazně zvyšuje třecí faktor. Pro výpočet Reynoldsova čísla k určení typu proudění je využita rovnice (4.11) z kapitoly 4.2.1 *Bezrozměrná kritéria*, kde je blíže popsáno Reynoldsovo číslo i charakteristické vlastnosti obou typů proudění.

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot L}{\mu}$$

Charakteristický rozměr je průměr potrubí, který činí 254,5 mm, hustota média odpovídá 1005 kg/m^3 , jeho dynamická viskozita je $1,1 \text{ mPa}\cdot\text{s}$ a rychlost proudění dosahuje $1,4 \text{ m/s}$. Po dosazení do rovnice 4.11 je získán výsledek:

$$Re = \frac{1005 \cdot 1,4 \cdot 0,2545}{1,1 \cdot 10^{-3}} = 325528$$

Taková hodnota Reynoldsova čísla jednoznačně odpovídá turbulentnímu proudění a je možné přejít na výpočet Darcyho součinitele tření dle rovnice Swamee-Jain [45]:

$$f_D = \frac{0,25}{\left[\log \left(0,27 \cdot \frac{\varepsilon_{abs}}{D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (7.2)$$

Vstupním parametrem je absolutní drsnost 0,05 mm. Po dosazení do rovnice (7.2) vyjde hodnota Darcyho součinitele tření:

$$f_D = \frac{0,25}{\left[\log \left(0,27 \cdot \frac{0,05}{254,5} + \frac{5,74}{325528^{0,9}} \right) \right]^2} = 0,01613$$

Dosazením do Darcy-Weisbachovy rovnice (4.15) je získána tlaková ztráta:

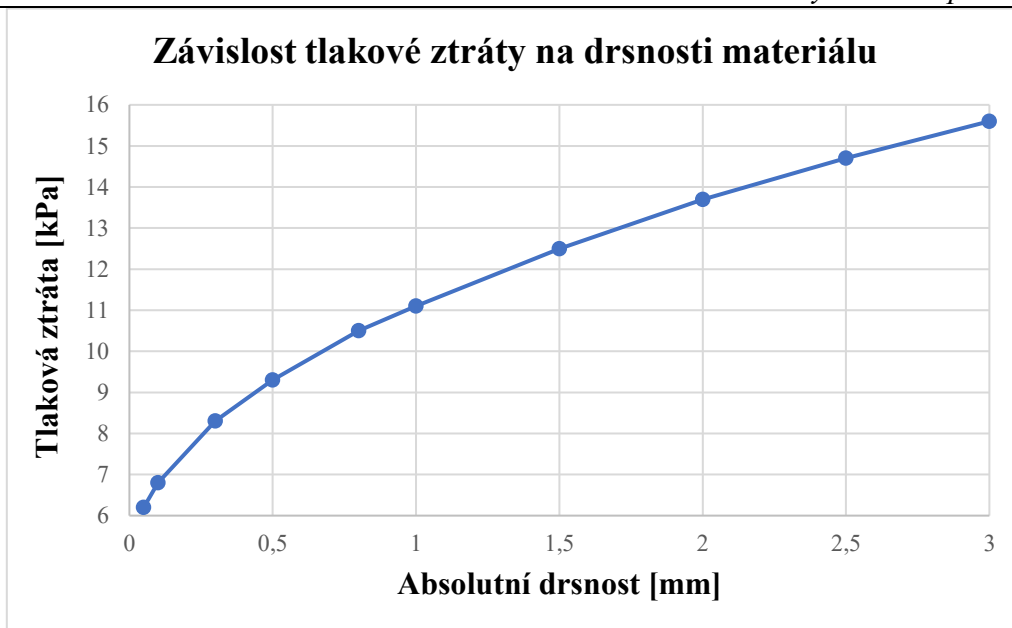
$$\Delta p = f_D \cdot \frac{l}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} = 0,01613 \cdot \frac{100 \cdot 10^3}{254,5} \cdot \frac{1005 \cdot 1,4^2}{2} = 6242 \text{ Pa} \\ \approx 6,2 \text{ kPa}$$

Tento postup je v programu MS Excel opakován pro různé hodnoty absolutní drsnosti v rozsahu od 0,05 mm do 3 mm. Výsledné hodnoty Darcyho třecího faktoru a třecí tlakové ztráty jsou uvedeny v tabulce 7.3.

Tab. 7.3 Závislost tlakové ztráty na drsnosti materiálu

Absolutní drsnost [mm]	Darcyho třecí faktor [-]	Třecí tlaková ztráta [kPa]
0,05	0,01613	6,2
0,1	0,01757	6,8
0,3	0,02139	8,3
0,5	0,02401	9,3
0,8	0,02705	10,5
1	0,02874	11,1
1,5	0,03231	12,5
2	0,03532	13,7
2,5	0,03796	14,7
3	0,04036	15,6

Výsledky uvedené v tabulce 7.3 byly pro lepší přehlednost zpracovány i graficky a jsou znázorněny v grafu na obrázku 7.1. Ten přehledně ukazuje, že s rostoucí drsností materiálu stoupá třecí tlaková ztráta.



Obr. 7.1 Závislost tlakové ztráty na drsnosti materiálu

7.3.2 Změna hmotnostního průtoku

Následující část kapitoly bude zaměřena na vliv změny průtoku pracovního média na tlakovou ztrátu. Jak již bylo zmíněno, tlaková ztráta roste s druhou mocninou rychlosti. Se zvyšujícím se průtokem je tedy předpokládán výrazný nárůst tlakové ztráty. Jelikož průtok pracovního média je 70,5 kg/s, bude zkoumán rozsah hodnot 50 kg/s až 95 kg/s.

Před dosazením do Darcy-Weisbachovy rovnice je nutný přepočet hmotnostního průtoku na rychlost média dle rovnice:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \quad (7.3)$$

kde:

u	[m/s]	rychlost média
$\dot{m}$	[kg/s]	měrný hmotnostní průtok
ρ	[kg/m ³]	hustota pracovního média
A	[m ²]	velikost průtočné plochy

Jelikož se jedná o kruhové potrubí, tak lze rovnici (7.3) jednoduše upravit a dosadit:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\rho \cdot \pi \cdot D^2} = \frac{4 \cdot 70,5}{1005 \cdot \pi \cdot 0,2545^2} = 1,38 \text{ m/s}$$

Nyní lze dosadit do Darcy-Weisbachovy rovnice (4.15) a je získána tlaková ztráta:

$$\Delta p = f_D \cdot \frac{l}{D_h} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} = 0,01613 \cdot \frac{100 \cdot 10^3}{254,5} \cdot \frac{1005 \cdot 1,38^2}{2} = 6065 \text{ Pa} \approx 6,1 \text{ kPa}$$

Tento postup je v programu MS Excel opakován pro různé hodnoty hmotnostního průtoku v rozsahu od 50 kg/s do 95 kg/s. Výsledné hodnoty rychlosti proudění a třecí tlakové ztráty jsou uvedeny v tabulce 7.4.

Tab. 7.4 Závislost tlakové ztráty na hmotnostním průtoku

Hmotnostní průtok [kg/s]	Rychlost proudění [m/s]	Třecí tlaková ztráta [kPa]
50	0,98	3,0
55	1,08	3,7
60	1,17	4,4
65	1,27	5,1
70	1,37	6,0
75	1,47	6,9
80	1,56	7,8
85	1,66	8,8
90	1,76	9,9
95	1,86	11,0

Výsledky uvedené v tabulce 7.4 byly pro lepší orientaci zpracovány i graficky a jsou znázorněny v grafu na obrázku 7.2. Z něj je patrné, že s rostoucím hmotnostním průtokem stoupá třecí tlaková ztráta.



Obr. 7.2 Závislost tlakové ztráty na hmotnostním průtoku

7.3.3 Závislost průtoku na změně drsnosti

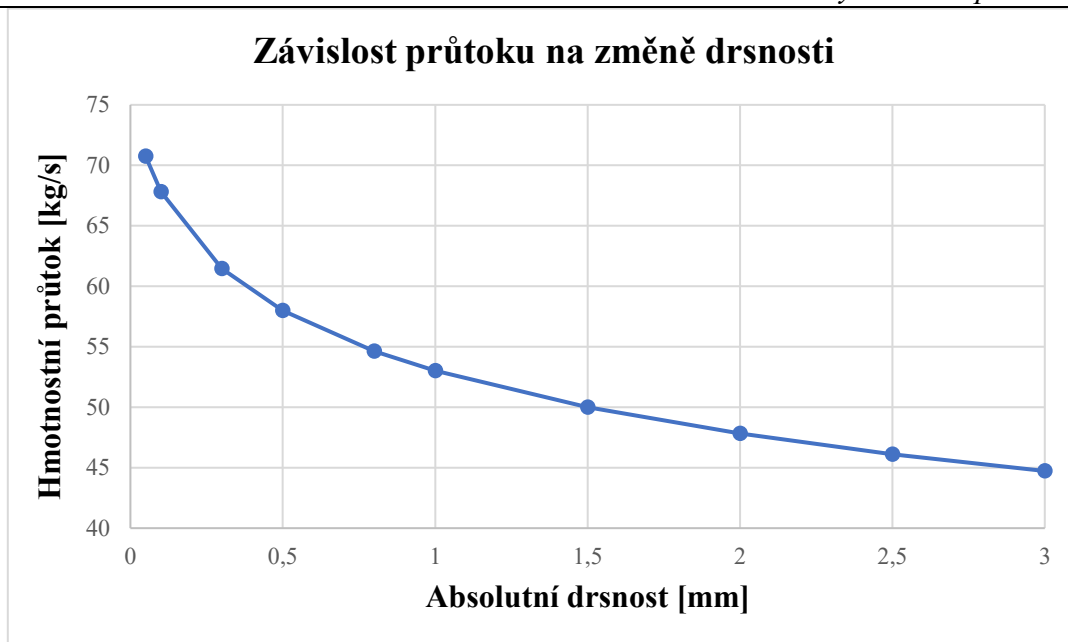
Poslední částí této kapitoly je současná analýza vlivu změny drsnosti a hmotnostního průtoku pracovního média. Cílem analýzy je určit průtok pracovní látky při rostoucí drsnosti materiálu (vlivem zanášení), aby byla zachována konstantní tlaková ztráta vlivem tření.

V následující části bude zkoumáno, na jakou hodnotu je potřeba snížit hmotnostní průtok při zvyšující se drsnosti materiálu tak, aby byla zachována konstantní tlaková ztráta. Jak již bylo vypočítáno, při absolutní drsnosti 0,05 mm (nová nerezová ocel) a hmotnostním průtokem 70,5 kg/s činí tlaková ztráta 6,1 kPa. Tato hodnota tlakové ztráty odpovídá simulačnímu modelu. Cílem je tuto hodnotu tlakové ztráty udržet při zvyšující se drsnosti materiálu, což může nastat vlivem koroze nebo zanášením nečistot. V tomto případě bude snížení tlakové ztráty dosaženo snížením hmotnostního průtoku. V tabulce 7.5 jsou zobrazeny výsledné hodnoty hmotnostního průtoku, který je potřeba pro dosažení požadované maximální hodnoty tlakové ztráty 6,1 kPa.

Tab. 7.5 Závislost hmotnostního průtoku na změně drsnosti materiálu

Absolutní drsnost [mm]	Darcyho třecí faktor [-]	Rychlost proudění [m/s]	Hmotnostní průtok [kg/s]
0,05	0,01613	1,38	70,74
0,1	0,01757	1,33	67,80
0,3	0,02139	1,20	61,45
0,5	0,02401	1,13	57,99
0,8	0,02705	1,07	54,64
1	0,02874	1,04	53,01
1,5	0,03231	0,98	49,99
2	0,03532	0,94	47,82
2,5	0,03796	0,90	46,12
3	0,04036	0,87	44,73

Z tabulky 7.5 je patrné, že pro udržení konstantní tlakové ztráty na maximální hodnotě 6,1 kPa je při zvyšující drsnosti materiálu potřeba snižovat hmotnostní průtok pracovního média. Toto vyplývá z výpočtu pomocí Darcy-Weisbachovy rovnice a je graficky znázorněno v grafu na obrázku 7.3. Jelikož toto pracovní médium proudí do tepelného výměníku za účelem snížení jeho teploty a tím pádem i teploty BSVP, je nutné podotknout, že tepelný výkon výměníku přímo souvisí s hmotnostním průtokem pracovního média. Nižší hmotnostní průtok způsobí nižší tepelný výkon výměníku, a to může negativně ovlivnit odvod tepla z BSVP.



Obr. 7.3 Závislost hmotnostního průtoku na změně drsnosti materiálu

7.4 Shrnutí optimalizace tlakových ztrát

Tato kapitola řešila optimalizaci tlakových ztrát ve třetím chladicím okruhu, přičemž hlavní pozornost byla zaměřena na třecí ztráty. Tlakové ztráty jsou ovlivněny geometrií potrubí, drsností materiálu, hustotou média, rychlostí proudění, tvarovými změnami a armaturami v systému.

Jelikož se jedná o analýzu existujícího potrubního systému, geometrické parametry nebo armatury nebyly měněny. Pro účely optimalizace byla provedena citlivostní analýza, při níž byly sledovány dvě proměnné – absolutní drsnost potrubí a hmotnostní průtok média. Drsnost se uvažovala v rozsahu 0,05 mm až 3 mm, přičemž tlaková ztráta vzrostla z 6,2 kPa na 15,6 kPa. Hmotnostní průtok byl zkoumán v rozsahu 50 kg/s až 95 kg/s (což odpovídá rychlostem 0,98 až 1,86 m/s) a tlakové ztráty dosahovaly hodnot 3 až 11 kPa.

Z výsledků je patrné, že při zvyšující se absolutní drsnosti vnitřního povrchu potrubí způsobené korozí je nutné snižovat hmotnostní průtok, aby byly tlakové ztráty udrženy na konstantní hodnotě (viz. graf 7.3).

Je třeba zmínit, že hlavní příčinou změn tlaku v chladicím okruhu nejsou tlakové ztráty, nýbrž je to způsobeno hydrostatickým rozdílem, jelikož médium proudí z elevace 13 m až na 7,6 m. Tato výšková diference má zásadní vliv na celkové dimenzování čerpadla. Tlakové ztráty, místní i třecí, představují dodatečné nároky, které je třeba zohlednit při výběru čerpadla.

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo provedení komplexní analýzy a optimalizace systému chlazení bazénu skladování vyhořelého paliva (BSVP), který je klíčovým zařízením jaderné elektrárny Dukovany. Zásadními kroky této práce byl v první řadě kontrolní tepelně-hydraulický výpočet tepelného výměníku, na který navazovala tvorba hydraulického modelu v simulačním softwaru APROS. Dále byly na chladicí okruh implementovány různé scénáře pro zkoumání vlivu drsnosti materiálu potrubí a hmotnostního průtoku na tlakovou ztrátu.

Důraz byl v první řadě kladen na ověření správného dimenzování tepelného výměníku, který má splňovat požadavky na přenesený tepelný výkon a současně nepřekročit povolené tlakové ztráty. Na základě výpočetní metody *Rating* bylo ověřeno, že tepelný výměník vyhovuje z tepelného hlediska. Teplota chladiva po výstupu z výměníku by neměla mít vyšší teplotu než 47 °C, dle výpočtu je hodnota tohoto média 41,3 °C. Tepelný výměník je naddimenzovaný a tlaková ztráta na straně trubek i pláště je nižší než její maximální povolená hodnota.

Dále byla pozornost obrácena na tvorbu hydraulického modelu systému chlazení BSVP, přičemž byl zkoumán právě třetí okruh. Hlavním cílem bylo zjistit, jak se vyvíjí třetí tlaková ztráta při změně parametrů jako je drsnost materiálu nebo hmotnostní průtok média. Výsledky ukázaly, že zvýšení drsnosti potrubí způsobí růst tlakové ztráty. Zároveň byla vytvořena závislost zvyšování drsnosti materiálu a snižování hmotnostního průtoku tak, aby byla udržena konstantní tlaková ztráta. Tlakové ztráty se pohybovaly v rozmezí 6,2 kPa do 15,6 kPa pro drsnosti materiálu 0,05 mm až 3 mm.

Potenciální využití výsledků této práce spočívá převážně ve využití simulačního modelu systému chlazení BSVP. Tento model může sloužit k simulaci různých stavů. Výstupy citlivostní analýzy mohou být využity v případě zvyšování drsnosti materiálu potrubí v důsledku koroze, usazování nečistot nebo stárnutí. Další výzkum by mohl směřovat k přepočtu tepelného výkonu výměníku i při sníženém hmotnostním průtoku chladiva.

V závěru lze říct, že výsledky této práce poskytují konkrétní výstupy pro možnost optimalizace tlakových ztrát v rámci chladicího okruhu v jaderné elektrárně. Simulační model by mohl být použit jako podklad pro navazující analýzu systému chlazení.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] *Bezpečnost Jaderné elektrárny Dukovany*. Online. Skupina ČEZ. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobní-zdroje/jaderna-energetika/jaderna-energetika-v-ceske-republice/edu/technologie-a-zabezpeceni>. [cit. 2024-12-06].
- [2] *Učební texty pro přípravu personálu JE – M1 JE DUKOVANY – Základní informace o JE*. Interní dokumentace. Brno: Jaderná elektrárna Dukovany, Skupina ČEZ, 2018. [cit. 2025-05-18].
- [3] *Nuclear Fuel Cycle Overview*. Online. WORLD NUCLEAR ASSOCIATION. 2024. Dostupné z: <https://world-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/introduction/nuclear-fuel-cycle-overview>. [cit. 2025-01-20].
- [4] *JADERNÝ REAKTOR*. Online. Miniencyklopedie Jaderná energetika. 2004. Dostupné z: <https://www.cez.cz/edee/content/microsites/nuklearni/k35.htm>. [cit. 2025-01-17].
- [5] *Základní typy jaderných reaktorů*. Online. SKUPINA ČEZ. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobní-zdroje/jaderna-energetika/je-ve-svete/zakladni-typy-jadernych-reaktoru>. [cit. 2025-01-17].
- [6] *Uranium Mining Overview*. Online. WORLD NUCLEAR ASSOCIATION. 2024. Dostupné z: <https://world-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/mining-of-uranium/uranium-mining-overview>. [cit. 2025-01-20].
- [7] *JADERNÁ ELEKTRÁRNA*. Online. Miniencyklopedie Jaderná energetika. Dostupné z: <https://www.cez.cz/edee/content/microsites/nuklearni/k33.htm#model>. [cit. 2025-01-17].
- [8] FINOGENOV, L; LEMESHKO, YU a ZAV'YALOV, PETER. Using the Diffractive Optics for 3D Inspection of Nuclear Reactor Fuel Assembly Grid Spacers. Online. *Measurement Science Review*. 2008, č. 8(3), s. 71-73. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Fuel-assembly-for-Russian-nuclear-reactor-VVER-1000_fig1_237823524. [cit. 2025-01-21].
- [9] *Nakládání s vyhořelým jaderným palivem*. Online. Státní úřad pro jadernou bezpečnost. Dostupné z: <https://sujb.gov.cz/jaderna-bezpecnost/nakladani-s-vyhorelym-jadernym-palivem>. [cit. 2024-12-09].
- [10] *TECHNICKO-EKONOMICKÉ DOTAZY*. Online. Státní úřad pro jadernou bezpečnost. Dostupné z: <https://sujb.gov.cz/jaderna-bezpecnost/nakladani-s-radioaktivnim-odpadem/faq/c-technicko-ekonomicke-dotazy>. [cit. 2024-12-09].
- [11] *Učební texty pro přípravu personálu JE – Primární část jaderné elektrárny*. Interní dokumentace. Brno: Jaderná elektrárna Dukovany, Skupina ČEZ, 2021. [cit. 2025-04-28].

- [12] *Sklad vyhořelého paliva Dukovany*. Online. Státní úřad pro jadernou bezpečnost. Dostupné z: <https://sujb.gov.cz/jaderna-bezpecnost/jaderna-zarizeni/sklady-vyhoreleho-jaderneho-paliva/sklad-vyhoreleho-paliva-dukovany>. [cit. 2024-12-09].
- [13] *Mezisklad vyhořelého paliva Dukovany*. Online. Státní úřad pro jadernou bezpečnost. Dostupné z: <https://sujb.gov.cz/jaderna-bezpecnost/jaderna-zarizeni/sklady-vyhoreleho-jaderneho-paliva/mezisklad-vyhoreleho-paliva-dukovany>. [cit. 2024-12-09].
- [14] *OBEČNÉ DOTAZY*. Online. Státní úřad pro jadernou bezpečnost. Dostupné z: <https://sujb.gov.cz/jaderna-bezpecnost/nakladani-s-radioaktivnim-odpadem/faq/a-obecne-dotazy>. [cit. 2024-12-09].
- [15] *Lokalita Horka*. Online. SÚRAO | SPRÁVA ÚLOŽIŠŤ RADIOAKTIVNÍCH ODPADŮ. Dostupné z: <https://www.surao.cz/hlubinne-uloziste/lokality/doporucene-lokality-2/lokalita-horka/>. [cit. 2025-02-03].
- [16] *Fáze hlubinného úložiště*. Online. SÚRAO | SPRÁVA ÚLOŽIŠŤ RADIOAKTIVNÍCH ODPADŮ. Dostupné z: <https://www.surao.cz/hlubinne-uloziste/faze-hlubinneho-uloziste/>. [cit. 2025-02-03].
- [17] *Processing of Used Nuclear Fuel*. Online. WORLD NUCLEAR ASSOCIATION. 2024. Dostupné z: <https://world-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/fuel-recycling/processing-of-used-nuclear-fuel>. [cit. 2025-02-03].
- [18] *Mixed Oxide (MOX) Fuel*. Online. WORLD NUCLEAR ASSOCIATION. Dostupné z: <https://world-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/fuel-recycling/mixed-oxide-fuel-mox>. [cit. 2025-02-03].
- [19] *Zátěžové testy JE - ČEZ, a.s.,: Ocenění bezpečnosti a bezpečnostních rezerv JE Dukovany*. Online. Závěrečná zpráva. 2011. Dostupné také z: <https://www.cez.cz/edee/content/file/energie-a-zivotni-prostredi/dukovany/zaverecna-zprava-zt-edu.pdf>.
- [20] *Učební texty pro přípravu personálu JE – Normální provozní stavy jaderné elektrárny – jaderné palivo*. Interní dokumentace. Brno: Jaderná elektrárna Dukovany, Skupina ČEZ, 2024. [cit. 2025-04-28].
- [21] *Učební texty pro přípravu personálu JE – Pomocné a havarijní systémy primární část jaderné elektrárny*. Interní dokumentace. Brno: Jaderná elektrárna Dukovany, Skupina ČEZ, 2023. [cit. 2025-04-28].
- [22] *Basics of Shell & Tube Heat Exchangers*. Online. Arveng training & engineering. Dostupné z: <https://arvengtraining.com/en/basics-of-shell-tube-heat-exchangers/>. [cit. 2025-02-20].
- [23] C. BALAJI; SRINIVASAN, Balaji a GEDUPUDI, Sateesh. *Heat Transfer Engineering: Fundamentals and Techniques*. Online. Elsevier Science & Technology, 2020. ISBN 9780128185049. Dostupné z: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/vutbrno/detail.action?docID=6404826>. [cit. 2025-02-20].

- [24] OMIDI, Mohamad; FARHADI, Mousa a JAFARI, Mohamad. A comprehensive review on double pipe heat exchangers. Online. *Applied Thermal Engineering*. 2017, vol. 110, s. 1075-1090. ISSN 1359-4311. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431116316222>. [cit. 2025-03-26].
- [25] SERTH; ROBERT; LESTINA a THOMAS. *Process Heat Transfer - Principles, Applications and Rules of Thumb*. Online. 2nd Edition. Elsevier Science & Technology, 2014. ISBN 978-0-12397-792-2. Dostupné z: <https://app.knovel.com/kn/resources/kpPHTPART5/toc?cid=kpPHTPART5>. [cit. 2025-02-21].
- [26] PARISHER, Roy A. a RHEA, Robert A. *Pipe Drafting and Design (Fourth Edition) - Chapter 6 - Mechanical Equipment*. Online. Gulf Professional Publishing, 2022. ISBN 9780128220474. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B978012822047400011X>. [cit. 2025-05-12].
- [27] PARISHER, Roy A. a RHEA, Robert A. *Pipe Drafting and Design*. Online. Fourth Edition. Elsevier, 2021. ISBN 978-0-12-822047-4. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/book/9780128220474/pipe-drafting-and-design#book-info>. [cit. 2025-03-25].
- [28] CHEREMISINOFF, Nicholas P. *Condensed Encyclopedia of Polymer Engineering Terms*. Online. Elsevier, 2001. ISBN 978-0-08-050282-3. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/book/9780080502823/condensed-encyclopedia-of-polymer-engineering-terms>. [cit. 2025-03-26].
- [29] ZHU, Guo-Dong; QIAN, Cai-Fu a FANG, Zhou. An analytical theory for the strength solution of tubesheets in floating-head heat exchangers with back devices. Online. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. 2019, vol. 175, no. 103936. ISSN 0308-0161. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0308016119301942>. [cit. 2025-03-26].
- [30] JOUHARA, Hussam; KHORDEHGAH, Navid a ALMAHMOUD, Sulaiman. Waste heat recovery technologies and applications. Online. *Thermal Science and Engineering Progress*. 2018, vol. 6, s. 268-289. ISSN 2451-9049. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2451904918300015>. [cit. 2025-03-31].
- [31] HEDAYATI, Sara; ANSARIFAR, Elham a JAFARI, Seid Mahdi. 4 - Plate heat exchangers in the food industry. Online. In: *Thermal Processing of Food Products by Steam and Hot Water*. Woodhead Publishing, 2023, s. 111-128. ISBN 978-0-12-818616-9. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780128186169000134>. [cit. 2025-03-31].

- [32] IRABATTI, Vedant; PATIL, Yash a KORE, Sandeep. Comprehensive review of spiral heat exchanger for diverse applications. Online. *Materials Today: Proceedings*. 2023, vol. 72, no. 3, s. 1328-1334. ISSN 2214-7853. Dostupné z: www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785322061247. [cit. 2025-03-31].
- [33] INCROPERA; DEWITT; BERGMAN a LAVINE. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Online. Sixth edition. John Wiley, 2007. ISBN 0-471-45728-0. Dostupné z: <https://www.google.com/url?sa=t&source=web&rct=j&opi=89978449&url=https://hyominsite.files.wordpress.com/2015/03/fundamentals-of-heat-and-mass-transfer-6th-edition.pdf&ved=2ahUKEwiko6yOjaWMAxXkwAIHHXoDEpMQFnoECBQQAQ&usg=AOvVaw15QjwujPwm29afdS1p96WR>. [cit. 2025-03-25].
- [34] *Emissivity & it's Measurements*. Online. TEMPSSENS. C2024. Dostupné z: <https://tempsens.com/blog/emissivity-and-its-measurement>. [cit. 2025-02-21].
- [35] BELL, Kenneth J. OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT. Online. *THERMOPEDIA*. 2011. Dostupné z: https://doi.org/10.1615/AtoZ.o.overall_heat_transfer_coefficient. [cit. 2025-03-31].
- [36] *What is Overall Heat Transfer Coefficient – U-factor – Definition*. Online. Thermal Engineering. C2025. Dostupné z: <https://www.thermal-engineering.org/what-is-overall-heat-transfer-coefficient-u-factor-definition/>. [cit. 2025-05-20].
- [37] SHAH, Ramesh K. a SEKULIĆ, Dušan P. *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. Online. John Wiley, 2003. ISBN 9780470172605. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/9780470172605>. [cit. 2025-04-03].
- [38] *Historie a současnost EDU*. Online. SKUPINA ČEZ. Dostupné z: https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobní-zdroje/jaderna-energetika/jaderna-energetika-v-ceske-republice/edu/historie-a-soucasnost?utm_source=chatgpt.com. [cit. 2025-04-14].
- [39] *The Story of Apros®*. Online. Fortum. Dostupné z: <https://www.fortum.com/media/2021/12/story-apros>. [cit. 2025-04-25].
- [40] *Apros® Nuclear – Advanced Process Simulation Software*. Online. Fortum. Dostupné z: <https://www.fortum.com/services/nuclear/process-simulation-and-safety-analysis/apros>. [cit. 2025-04-25].
- [41] *APROS User Help*. Interní dokumentace k programu. Dostupné pouze v rámci instalace licencovaného softwaru APROS. [cit. 2025-04-28].
- [42] OSHURBEKOV, Safarbek; KAZAKBAEV, Vadim; PRAKHT, Vladimir a DMITRIEVSKII, Vladimir. Improving Reliability and Energy Efficiency of Three Parallel Pumps by Selecting Trade-Off Operating Points. Online. *Mathematics*. 2021, vol. 9, no. 1297, s. 5. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Q-H-curve-of-the-pump-hydraulic-load-curves-marked-with-numbers-1-4-and-BEP-curve_fig3_352189689. [cit. 2025-04-25].

-
- [43] VAVŘIČKA, Roman. Místní ztráty v potrubí. Online. Praha: ČVUT v Praze, Fakulta strojní. Dostupné z: https://users.fs.cvut.cz/~vavrirom/ZTI/mistni_ztraty_vodovod.pdf. [cit. 2025-05-10].
- [44] NEUTRIUM. Absolute Roughness of Pipe Material. [online]. Dostupné z: <https://neutrium.net/articles/fluid-flow/absolute-roughness-of-pipe-material/>. [cit. 2025-05-10].
- [45] RAZVARZ, S.; JAFARI, R.; VARGAS-JARILLO, C.; GEGOV, A. a FOROOSHANI, M. Leakage Detection in Pipeline Based on Second Order Extended Kalman Filter Observer. Online. *IFAC-PapersOnLine*. 2019, roč. 52, č. 29, s. 116-121. ISSN 2405-8963. Dostupné z: <https://eprints.whiterose.ac.uk/id/eprint/156065/7/1-s2.0-S2405896319325741-main.pdf>. [cit. 2025-05-11].

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Zkratka	Význam
APROS	Advanced Process Simulation
BSVP	Bazén skladování vyhořelého paliva
CASTOR	Cask for storage and transport of radioactive material
DN	Diameter Nominal
HE	Heat Exchanger
HVB	Hlavní výrobní blok
JE	Jaderná elektrárna
MOX	Mixed Oxide fuel
NPSH	Net Positive Suction Head
PUREX	plutonium Uranium Extraction
SFP	Spent Fuel Pool
SÚRAO	Správa úložišť radioaktivních odpadů
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association
TVD	Technická voda důležitá
VCHV	Ventilátorová chladicí věž
VVER	Vodo-Vodjanyj Energetičeskij Reaktor

Symbol	Význam	Jednotka
A	velikost teplosměnné plochy	m ²
A _č	plocha černého tělesa	m ²
A _n	normálová plocha	m ²
A _s	plocha stěny	m ²
c _p	měrná tepelná kapacita	J/(kg·K)
d _i	vnitřní průměr trubky/potrubí	m
d _o	vnější průměr trubky	m
D _h	hydraulický průměr	m
D _i	vnitřní průměr pláště	m
ΔE	změna energie systému	J
f	Fanningův faktor tření	-
f _D	Darcyho faktor tření	-
F	korekční faktor	-
k	tepelná vodivost	W/(m·K)
k _w	tepelná vodivost materiálu stěny trubky	W/(m·K)
K	místní součinitel odporu (ztrátový součinitel)	-
l	délka potrubí	m
l _s	tloušťka stěny	m
L	charakteristický rozměr	m
ṁ	měrný hmotnostní průtok	kg/s

n	počet trubek ve výměníku	-
Nu	Nusseltovo číslo	-
Δp	tlaková ztráta	Pa
Pr	Prandtlovo číslo	-
Q	předané teplo	J
$\dot{Q}$	tepelný výkon	W
R	tepelný odpor zanášením	$(m^2 \cdot K)/W$
Re	Reynoldsovo číslo	-
T	teplota média	K
$T_2 - T_1$	teplotní gradient	K
$T_{\check{c}}$	teplota černého tělesa	K
T_w	teplota na povrchu stěny	K
T_{∞}	teplota v hlavním proudu tekutiny	K
ΔT_{ln}	logaritmický střední teplotní rozdíl	K
ΔT_{lmean}	střední teplotní rozdíl	K
u	rychlost média	m/s
U	součinitel prostupu tepla	$W/(m^2 \cdot K)$
W	termodynamická práce	J
α	součinitel přestupu tepla	$W/(m^2 \cdot K)$
α_t	termální difuzivita	m^2/s
ε	emisivita	-
ε_{abs}	absolutní drsnost	mm
μ	dynamická viskozita	$(N \cdot s)/m^2$
ν	kinematická viskozita	m^2/s
ρ	hustota pracovního média	kg/m^3
σ_{SB}	Stefan-Boltzmanova konstanta	$W/(m^2 \cdot K^4)$

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Schéma jaderné elektrárny [2]	13
Obr. 1.2 Schéma palivového cyklu	14
Obr. 1.3 Tlakovodní reaktor VVER [5]	15
Obr. 1.4 Palivový soubor pro reaktor VVER 1000 [8]	16
Obr. 1.5 Propojení bazénů a šachty v reaktorovém sálu [11]	17
Obr. 1.6 Mezisklad vyhořelého paliva Dukovany [13]	18
Obr. 2.1 Hladiny vody v bazénech při různých stavech [19]	21
Obr. 2.2 Zjednodušené schéma chladicího systému BSVP	22
Obr. 3.1 Základní schéma Shell and tube výměníku [22]	24
Obr. 3.2 Grafické zobrazení souprůdného a protiprůdného výměníku tepla	25
Obr. 3.3 Dvojtrubkový tepelný výměník [26]	27
Obr. 3.4 Komponenty Trubkového tepelného výměníku s přepážkovým systémem [27]	29
Obr. 3.5 Schematické znázornění proudění médií v deskovém výměníku tepla [31]	30
Obr. 4.1 Schéma kondukce [23]	32
Obr. 4.2 Emisivita různých materiálů [34]	34
Obr. 4.3 Závislost rychlosti proudění na typu proudění [33]	35
Obr. 4.4 Schéma znázornění přenosu tepla [23]	37
Obr. 4.5 Grafické znázornění teplotních diferencí	38
Obr. 4.6 prostup tepla stěnou a trubkou [36]	39
Obr. 5.1 Dvou-tělesový výměník	41
Obr. 5.2 Teplotní schéma dvou-tělesového tepelného výměníku metodou Rating	46
Obr. 5.3 Teplotní profil výměníku tepla	46
Obr. 5.4 Teplotní schéma dvou-tělesového tepelného výměníku metodou Simulation	48
Obr. 6.1 Zjednodušené schéma systému chlazení BSVP	49
Obr. 6.2 Charakteristika čerpadla: Q-H křivka [42]	52
Obr. 6.3 Model BSVP v simulačním softwaru	60
Obr. 6.4 Kompletní model systému chlazení BSVP v simulačním softwaru	62
Obr. 6.5 Dialogové okno komponenty Control Valve 06	64
Obr. 6.6 Dialogové okno komponenty Point 263	65

Obr. 6.7 Dialogové okno komponenty Point 116	65
Obr. 6.8 Dialogové okno komponenty Point 269	65
Obr. 6.9 Dialogové okno komponenty Point 270	65
Obr. 6.10 Grafické znázornění jednotlivých proudů tepelného výměníku	66
Obr. 6.11 Dialogové okno komponenty Heat exchanger	67
Obr. 6.12 Dialogové okno komponenty Pump	68
Obr. 6.13 Dialogové okno komponenty Point 135	68
Obr. 6.14 Dialogové okno komponenty Control Valve 07	69
Obr. 7.1 Závislost tlakové ztráty na drsnosti materiálu	75
Obr. 7.2 Závislost tlakové ztráty na hmotnostním průtoku	76
Obr. 7.3 Závislost hmotnostního průtoku na změně drsnosti materiálu	78

SEZNAM TABULEK

Tab. 2.1 Význam symbolů z prostředí draw.io	22
Tab. 5.1 Základní procesní parametry	42
Tab. 5.2 Geometrie tepelného výměníku a jeho přepážek	43
Tab. 5.3 Tepelně-fyzikální vlastnosti vody s kyselinou boritou	43
Tab. 5.4 Výsledky výpočtu metodou Rating	45
Tab. 5.5 Odlišné vstupní parametry pro metodu Simulation	47
Tab. 5.6 Výsledky výpočtu metodou Simulation	47
Tab. 6.1 Význam symbolů z prostředí draw.io	49
Tab. 6.2 Zadané parametry čerpadla	52
Tab. 6.3 Zadané parametry tepelného výměníku	53
Tab. 6.4 Zadané parametry tepelné struktury	56
Tab. 6.5 Zadané parametry kontejnmentu	57
Tab. 6.6 Hodnoty veličin na vstupu a výstupu z BSVP	63
Tab. 7.1 Hodnoty součinitelů místních odporů [43]	71
Tab. 7.2 Hodnoty absolutní a relativní drsnosti pro DN 250 pro běžné materiály [44]	72
Tab. 7.3 Závislost tlakové ztráty na drsnosti materiálu	74
Tab. 7.4 Závislost tlakové ztráty na hmotnostním průtoku	76
Tab. 7.5 Závislost hmotnostního průtoku na změně drsnosti materiálu	77