

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta elektrotechnická

K13115 - Katedra Elektroenergetiky



**Modernizace olejového hospodářství
turbogenerátoru v Jaderné elektrárně
Temelín**

Diplomová práce

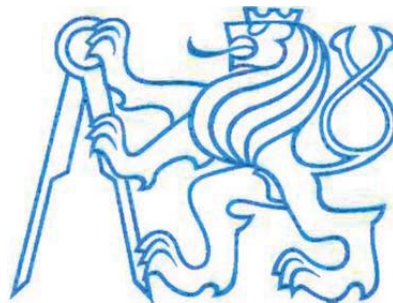
Bc. Václav Longin

Praha 2015

CZECH TECHNICAL UNIVERSITY IN PRAGUE

Faculty of Electrical Engineering

K13115 - Department of Electroenergetics



**The Modernization of Oil Management in
Temelín Power Station**

Master's Thesis

Bc. Václav Longin

Praha 2015

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta elektrotechnická

katedra elektroenergetiky

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Václav Longin**

Studijní program: Elektrotechnika, energetika a management

Obor: Elektroenergetika

Název tématu: **Modernizace olejového hospodářství turbogenerátoru v Jaderné elektrárně Temelín**

Pokyny pro vypracování:

- 1) Popište roli olejového hospodářství v rámci JETE.
- 2) Definujte současný stav, hlavní parametry technologie systému zatěsnění ucpávek generátoru (na vodíkové i vzduchové straně).
- 3) Navrhněte modifikaci (modernizaci) technologie v systému těsnícího oleje na vodíkové straně zatěsnění ucpávek turbogenerátoru.
- 4) Z tepelně technických hledisek porovnejte vhodnost použití deskových a trubkových výměníků pro chlazení olejů.

Seznam odborné literatury:

- [1] John H. Leinhard IV, John H. Leinhard V: A Heat Transfer Textbook, Phlogiston Press, Cambridge, Massachusetts, Third Edition
- [2] M. Sazima a kol. : Sdílení tepla, SNTL 1993
- [3] J.P. Holman: Heat Transfer McGraw-Hill, 1963, 1968, 1972 a mnoho pozdějších rozšířených vydání.
- [4] Rédr a kol.: Základy tepelné techniky, SNTL, Praha 1991
- [5] Provozní předpisy JETE

Vedoucí: doc. Jan Kyncl Dr. Ing.

Platnost zadání: do konce letního semestru 2015/2016

L.S.

Ing. Jan Švec Ph.D.
vedoucí katedry

prof. Ing. Pavel Ripka, CSc.
děkan

V Praze dne 1. 4. 2015

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně, a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne: 4.5.2015

.....

podpis

Poděkování

Na úvod bych chtěl vyjádřit poděkování vedoucímu své diplomové práce doc. Dr. Ing. Janu Kynclovi za jeho cenné rady, připomínky, ochotu a vstřícnost při vedení během její tvorby.

Abstrakt

Tato diplomová práce pojednává o pomocném olejovém hospodářství turbogenerátoru v Jaderné elektrárně Temelín. Klade si za cíl posoudit aktuální technický stav komponent technologie systému těsnícího oleje na vodíkové straně ucpávek a přinést kvalitní návrh modernizace, a to z hlediska posílení provozní i ekonomické stability celého systému.

V tomto směru je stěžejním tématem posouzení vhodnosti záměny stávajících trubkových tepelných výměníků těsnícího oleje za nové tepelné výměníky deskového provedení. To vše s důrazem na udržení spolehlivé funkce turbogenerátoru, výroby a dodávky elektrické energie do rozvodné sítě.

Klíčová slova

Jaderná elektrárna Temelín, turbogenerátor, těsnící olej, vodíková strana, sdílení tepla, výměníky tepla.

Abstract

This diploma paper deals with the auxiliary oil treatment management of turbine generator at the Nuclear Power Plant Temelin. Its aim is to consider current technical conditions of technology components of sealing oil system on the hydrogen side of seals and to provide superior modernization proposal from the point of view of consolidation of operational and economic stability of the whole system.

In this sense is the pivotal subject the consideration of suitability of replacement of existing tubular heat exchangers for the new heat exchangers with plate construction. In doing so has to be kept reliable function of turbine generator and electric power generation and supplies into distribution network.

Keywords

Nuclear Power Plant Temelín, turbine generator, seal oil, hydrogen side, heat transfer, heat exchangers.

OBSAH

1	ÚVOD, MOTIVACE A CÍLE	10
2	TURBOGENERÁTOR.....	12
2.1	Základní parametry turbogenerátoru [1]	13
2.2	Hlavní konstrukční prvky turbogenerátoru	13
2.2.1	Stator	13
2.2.2	Rotor.....	14
2.2.3	Sběrací ústrojí.....	15
2.2.4	Budící soustava turbogenerátoru	16
3	POMOCNÁ HOSPODÁŘSTVÍ TURBOGENERÁTORU.....	17
3.1	Vodní hospodářství	17
3.2	Plynové hospodářství	19
3.2.1	Provozní režimy.....	21
3.3	Olejové hospodářství.....	21
3.3.1	Provoz olejového hospodářství.....	22
3.3.2	Přehled hlavních parametrů olejového hospodářství [1].....	22
3.3.3	Technologické ochrany a signalizace v olejovém hospodářství [1].....	23
4	OLEJOVÉ HOSPODÁŘSTVÍ - TECHNOLOGIE A PROVOZNÍ PARAMETRY	24
4.1	Vzduchová strana ucpávek.....	24
4.2	Vodíková strana ucpávek	25
4.3	Chladiče oleje.....	27
4.4	Údržba systému	29
4.5	Parametry médií v systému	31
4.5.1	Fyzikální parametry turbinového oleje ISO VG 32	31
4.5.2	Aktuální parametry v systému těsnícího oleje.....	33
5	TEPELNÉ VÝMĚNÍKY	38
5.1	Rozdělení výměníku tepla podle toku teplotní nositele a průběhu teplot ve výměníku	38
5.2	Postup při návrhu výměníku [3].....	39
5.3	Trubkové výměníky [3].....	39
5.4	Deskové výměníky	40
5.4.1	Desky výměníku	41
5.4.2	Desky v rámu.....	42
5.4.3	Základní parametry [3]	42
5.4.4	Výhody [3].....	42
5.4.5	Tok médií výměníkem.....	43
5.4.6	Nevýhody	43
5.4.7	Orientační porovnání parametrů trubkových a deskových výměníků	43
6	SDÍLENÍ TEPLA	44
6.1	Teoretický úvod	44
6.2	Základní způsoby sdílení tepla.....	44
6.2.1	Základní pojmy a veličiny	45
6.2.2	Stacionární vedení a prostup tepla tělesy.....	46
6.2.3	Kalorimetrické výpočty	46
6.3	Určování součinitele přestupu tepla při vynucené konvekci.....	47

6.4	Samovolná (přirozená) konvekce.....	49
6.5	Vynucená konvekce	49
6.6	Proudění, sdílení tepla konvekcí v kanálech deskových výměníků.....	53
6.6.1	Vazké oleje	53
6.6.2	Voda	55
6.7	Sdílení tepla mezi olejem a vodou přes teplosměnnou plochu	55
6.8	Součinitel prostupu tepla mezi olejem a vodou	57
6.9	Definiční teploty médií	59
6.10	Energeticky ekvivalentní geometrie.....	59
6.11	Specifikace vzniku tepla v oleji	60
7	NÁVR MODERNIZACE SYSTÉMU TĚSNÍCÍHO OLEJE	63
7.1	Obecné požadavky a popis modernizace systému	63
7.2	Tepelný přehled systému.....	65
7.2.1	Výpočet tepelného výkonu v ucpávkách	66
7.2.2	Výpočet teploty oleje po smísení m_1 a m_2	67
7.3	Teplotní parametry trubkových výměníků.....	67
7.3.1	Štítkové parametry.....	67
7.3.2	Parametry a vlastnosti - strana vody	67
7.3.3	Parametry a vlastnosti - strana oleje	68
7.3.4	Vypočtené hodnoty.....	70
7.4	Výpočet výkonu nových výměníků	71
7.4.1	Výpočet z aktuálních hodnot	72
7.5	Definice mezních hodnot	72
7.5.1	Výpočet teploty oleje po smísení max. t_1 a standard t_2	73
7.6	Nové prvky v rámci modernizace systému	73
7.6.1	Deskové výměníky	73
7.6.2	Duplexní filtr – olej	74
7.6.3	Mechanická filtrace – voda.....	75
8	ZÁVĚR.....	76
9	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	79
10	SEZNAM PŘÍLOH.....	80

Seznam použitých technologických zkratek a symbolů

JE, ETE	Jaderná elektrárna Temelín
TG	Turbogenerátor
VC	Cirkulační voda – systém VC
VB	Technická voda nedůležitá – systém VB
AZR	Automatický záskok rezervy
BD	Bloková dozorna
BF	Bezpečnostní funkce
BS	Bezpečnostní systém
BT	Bezpečnostní třída
DG	Dieselgenerátor
DPS	Dílčí provozní soubor
EGP	ENERGOPROJEKT PRAHA
EMC	Elektromagnetická kompatibilita
ES	Elektrizační soustava
HČČ	Hlavní cirkulační čerpadlo
HO	Havarijní ochrana
HVB	Hlavní výrobní blok
IO	Primární okruh
LaP	Limity a podmínky
POZ	Péče o zařízení
PS	Provozní soubor
SO	Stavební objekt
SÚJB	Státní úřad pro jadernou bezpečnost
SZN	Systém zajištěného napájení
TVD	Technická voda důležitá
ÚJV	Ústav jaderného výzkumu Řež
VS	Vlastní spotřeba
HSR	Historický server

1 ÚVOD, MOTIVACE A CÍLE

Tato diplomová práce bude zaměřena na optimalizaci a modernizaci pomocného olejového hospodářství turbogenerátoru. Technologie v systému těsnícího oleje vykazuje po čtrnácti letech provozu poměrně značné opotřebení a v rámci zachování jakosti a spolehlivosti provozu se nabízí zamýšlení nad otázkou zefektivnění funkce a modernizace systému. Zejména ve smyslu odstranění funkčních nedostatků a náhradou dožitých komponent za nové. Stěžejním prvkem v této zamýšlené modernizaci je náhrada trubkových tepelných výměníků těsnícího oleje na vodíkové straně turbogenerátoru za tepelné výměníky deskového provedení.

Pro změnu typu výměníků hovoří pozitivní zkušenost s deskovými výměníky, které se v nedávné době instalovaly v rámci modernizace systému chladicí satorové vody turbogenerátoru. V tomto případě proběhla celá akce velice hladce, bez nejmenších komplikací a dosud získané provozní zkušenosti správnost akce potvrzují. Na obr. 1 jsou vidět nové deskové výměníky, a co zaujme, je velké množství volného prostoru okolo nich, který v předešlém čase zabíraly původní originální trubkové výměníky.



Obr. 1 Zkušenosti – použití deskových výměníků v systému chlazení satorové vody [zdroj: vlastní zpracování]

Olejové hospodářství turbogenerátoru je komplexní systém, jehož správná funkce je závislá na optimálně navržených komponentech. Při změně typu tepelných výměníků z trubkových na deskové je nezbytné vyřešit spolu s novými prostředky pro ochranu výměníku (mechanická filtrace na vodní straně) i dopady do provozní konfigurace systému. Zejména je nutné posoudit a prověřit algoritmus regulace výstupní teploty těsnícího leje a zajistit jeho případné přeprogramování tak, aby odpovídal co nejlépe provozu s deskovými výměníky.

Ze zkušeností a samozřejmě i z reálných provozních parametrů se jeví současné trubkové tepelné výměníky jako značně předimenzované. V tomto ohledu, v rámci záměny za výměníky jiné konstrukce představuje největší riziko výkonové poddimenzování nových deskových výměníků. Případně nesprávná specifikace skutečných parametrů obou médií, tzn. vody a oleje v systému.

Z výše uvedeného je zřejmé, že prostá záměna jednotlivých dílů pouze na základě dostupných naměřených dat a bez posouzení dopadů na funkci celého systému může způsobit provozní komplikace, případně dokonce zastínit očekávané přínosy moderních deskových výměníků.

2 TURBOGENERÁTOR

Turbogenerátor s pomocnými systémy vyrábí elektrickou energii, kterou dodává přes generátorový vypínač, zapouzdřené vodiče a blokové transformátory do přenosové soustavy 400 kV. Je to uzavřený dvoupólový, třífázový synchronní generátor s kombinovaným chlazením. Funguje na principu elektromagnetické indukce a mění mechanickou energii na elektrickou. Statorové vinutí, průchodky a nulová spojka, tj. všechny části, které se nehýbou, jsou chlazeny demineralizovanou vodou. Zbývající aktivní části stroje jsou chlazeny vodíkem s výjimkou sběracího zařízení, které jako jediné je chlazeno vzduchem. Generátor je instalovaný ve strojovně hlavního výrobního bloku na podlaží + 15 m. Je uložen na samostatném rámu a společně s parní turbínou zakotven do odpružené základové desky. [1]



Obr. 2 Turbosoustrojí na podlaží + 15m strojovny HVB [zdroj: vlastní zpracování]

Zdrojem mechanické energie je parní turbína, se kterou je generátor spojen prostřednictvím pevné spojky. Na rotoru je umístěno budící vinutí, napájené stejnosměrným napětím. To vyvolá stejnosměrný proud, který okolo sebe vytvoří magnetický indukční tok, jež vytvoří rotující magnetické pole, kterým turbína otáčí uvnitř statorového třífázového vinutí. Díky elektromagnetické indukci se ve statorovém vinutí indukuje střídavé elektrické napětí. [1]

2.1 Základní parametry turbogenerátoru [1]

Typ:	H 682972/2-VH
Jmenovité napětí:	24 kV
Zdánlivý výkon:	1250 MVA
Činný výkon:	1125 MW
Účinnost ($\cos \varphi$):	0,9
Jmenovité otáčky:	3000 ot/min
Jmenovitý kmitočet:	50 Hz
Jmenovitý proud statoru:	30,07 kA
Jmenovitý budicí proud:	7280 A
Jmenovité budicí napětí:	513 V DC

2.2 Hlavní konstrukční prvky turbogenerátoru

2.2.1 Stator

Stator generátoru se skládá z vnitřní a vnější kostry, které jsou od sebe navzájem odpružené. Ve vnitřní kostře je uložen magnetický obvod, skládající se z aktivního železa a vlastního statorového vinutí, a je pružně uložena ve dvoudílné vnější kostře, která je na obou koncích zakončena dvoudílnými víky. Magnetický obvod statoru je tvořen z vzájemně izolovaných plechů z elektrotechnické oceli. Trvalý svěr slisování a zajištění soudržnosti magnetického obvodu je proveden pomocí nemagnetických svorníků mezi dvě nemagnetické stahovací desky. Na vnitřním obvodu plechů je 42 drážek pro uložení statorového vinutí (7 drážek na pól a fázi). [1]

Třífázové vinutí statoru je tvořeno třemi cívkami spojenými do hvězdy a vzájemně prostorově pootočenými o 120° . Každá cívka má dvě paralelní větve. Vinutí statoru tvoří permutované tyče uložené ve dvouvrstevném uspořádání v drážkách magnetického obvodu. Tyče jsou složeny z trojic měděných vodičů (mezi dvěma plnými izolovanými profily jeden dutý neizolovaný). V horní tyči je umístěno 2 x 8 trojic vodičů, ve spodní tyči 2 x 6 trojic vodičů. Tyče jsou na koncích propojené evolventními spojkami, tvořícími čela vinutí.

Vinutí statoru je uloženo v drážkách a je za provozu chlazeno demineralizovanou vodou, která protéká dutými vodiči. Čela vinutí a magnetický obvod statoru jsou za provozu chlazeny vodíkem. Tři nulové vývody statorových cívek jsou vyvedeny v horní části statoru a spojeny do uzlu (nulové spojky), který je uzemněn přes primární vinutí měřicího transformátoru napětí. Nulová spojka je chlazena demineralizovanou vodou. Tři fázové vývody jsou vyvedeny ve spodní části kostry statoru plynotěsnými průchodkami, které jsou rovněž chlazeny vodou a jsou přizpůsobeny pro připojení k zapouzdřeným vodičům. [1]

Na víka vnější kostry statoru jsou připevněny štíty. Štíty jsou dělené, tvořeny spodní a horní polovinou. Ve štítech jsou uloženy ložiska a olejové ucpávky rotoru. Z důvodu axiální dilatace vnější kostry vlivem teploty a tlaku vodíku je uložení štítů na základ provedeno kluzně se zajištěním osového vedení a s možností regulace přenosu sil zatěžujících základ. Ložiska, ucpávky a těsnící břity jsou odizolovány od štítů jako ochrana proti ložiskovým proudům. [1]

2.2.2 Rotor

Rotor turbogenerátoru je vyroben jako jednodílný výkovek z vysoce kvalitní chrom – nikl – molybden - vanadiové oceli.



Obr. 3 Generátor v průběhu pravidelné revize [zdroj: vlastní zpracování]

Na vnějším průměru tělesa rotoru jsou vyfrézovány drážky, v nichž je uloženo rotorové vinutí. To tvoří měděné vodiče lichoběžníkového průřezu s eliptickou dutinou. Jednotlivé vodiče z rovných tyčí jsou v čelech spojené dutými spojkami a vytváří cívky vinutí. Drážky s uloženými cívkami jsou finálně uzavřeny bronzovými klíny a rotor je dynamicky vyvážen. [1]

Za provozu je vinutí rotoru napájeno stejnosměrným budícím proudem, čímž vzniká dvupólové elektromagnetické pole. Budící přívod stejnosměrného proudu do vinutí rotoru přichází od sběracího ústrojí axiálním vývrtem v rotoru. V středové dutině vodičů rotorového vinutí proudí vodík, který je ochlazuje a současně i materiál rotoru. Průtok vodíku uvnitř stroje zabezpečují dva radiální kompresory, každý umístěný na jednom konci rotoru.

Na vnějším průměru tělesa rotoru, v oblasti pólů jsou navíc vyfrézovány mělké drážky a v nich jsou uloženy vodiče tlumicího vinutí (amortizéru), které jsou vodičivě spojeny s drážkovými klíny a s obručemi rotoru. Tvoří tak kotvu nakrátko, která funguje stejně jako klec asynchronního motoru a svým působením tlumí kyvy rotoru při dynamických změnách zatížení turbogenerátoru. Pevnost celému rotoru dodávají ocelové obruče rotoru (stahovací kruhy), jež chrání čela vinutí na obou stranách rotoru před vysokými účinky odstředivých sil. Na obou koncích je rotor uložen v ložiskách turbogenerátoru. Ložiska jsou kluzná, mazaná olejem z mazacího systému turbíny. Na každé straně ložiska jsou dvou Proudě olejové ucpávky, které zajišťují zatěsnění vodíku uvnitř generátoru, vymezují prostor mezi rotujícím čepem a kostrou statoru turbogenerátoru. [1]

2.2.3 Sběrací ústrojí

Sběrací ústrojí zajišťuje přenos budícího stejnosměrného napětí do rotujícího vinutí rotoru. Je umístěno na samostatné hřídeli, která je na obou koncích uložena ve vlastních ložiskách. Celý komplet osazený na hřídeli je tvořen kartáči a kroužky. Na každou polaritu stejnosměrného napětí připadají dva sběrací kroužky a na každý kroužek 40 ks uhlíkových kartáčů, jejichž rozměr je 32 x 3 2 x 74,5 mm.

Za provozu je sběrací ústrojí zakryto skříňovou zástavbou se vzduchovými filtry. Ventilátory, které jsou umístěny po obou stranách sběrných kroužků, vytvářejí trvalý podtlak v prostoru styku kartáčů s kroužky, zajišťují chlazení styčných ploch a odsávají vznikající uhlíkový prachu do filtrů. Vzduch, který nasávají oba ventilátory

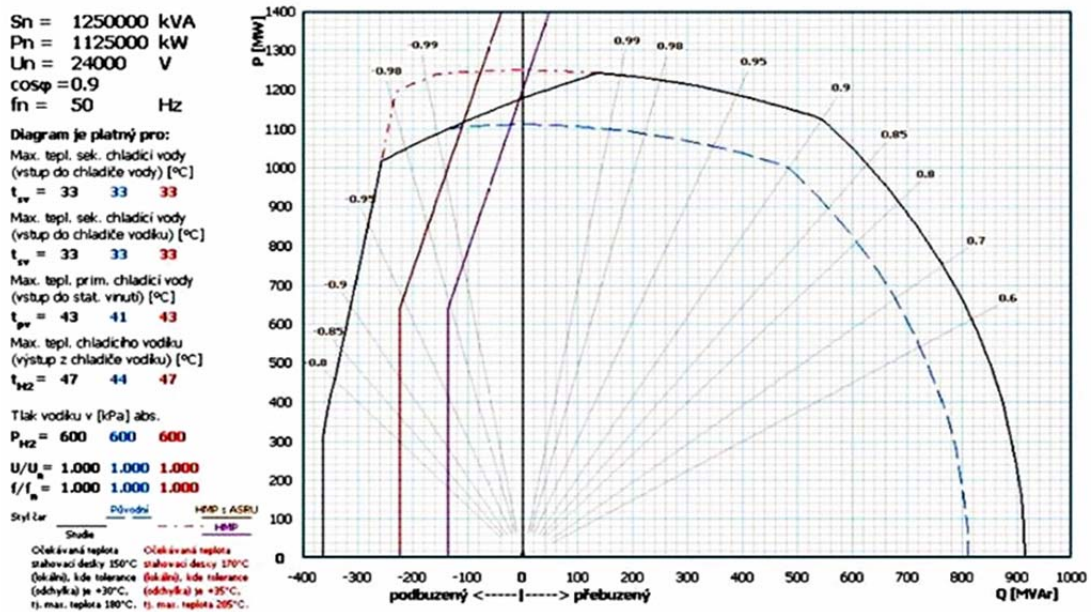
v prostoru sběracího ústrojí, je navíc zvlhčován parním vyvíječem, jehož funkce má pozitivní vliv na správnou funkci kluzného kontaktu mezi kroužky a kartáči. Velikost a rozložení proudové zátěže připadající na jednotlivé kartáče se kontinuálně monitoruje a vyhodnocuje v diagnostickém systému. [1]

2.2.4 Budící soustava turbogenerátoru

Budící soustava turbogenerátoru náleží mezi nejdůležitější prvky systému. Její správná a spolehlivá funkce zásadně ovlivňuje provozní stabilitu a spolehlivost generátoru v nominálním provozu. Jejím úkolem je

dodat energii ve formě stejnosměrného budícího proudu do vinutí rotoru a tím vytvořit elektromagnetické pole v rotoru generátoru. Další významnou funkcí budící soupravy je zajištění plynulé regulace budícího proudu, a tím i velikost výstupního svorkového napětí turbogenerátoru, respektive jalový výkon Q dodávaný (nebo odebíraný) do elektrizační soustavy. Budící souprava musí být schopná zvládat statické i dynamické změny vzniklé ve stroji samotném nebo přicházející z vnější sítě. [1]

Buzení turbogenerátoru je nezávislé. energii vyrábí budícího generátor, který je umístěn na společné hřídeli s turbínou a turbogenerátorem, tedy zdroj, který je nezávislý na proudu a napětí statoru nebo na síti, k níž je turbogenerátor připojen. [1]



Obr. 4 PQ diagram turbogenerátoru [2]

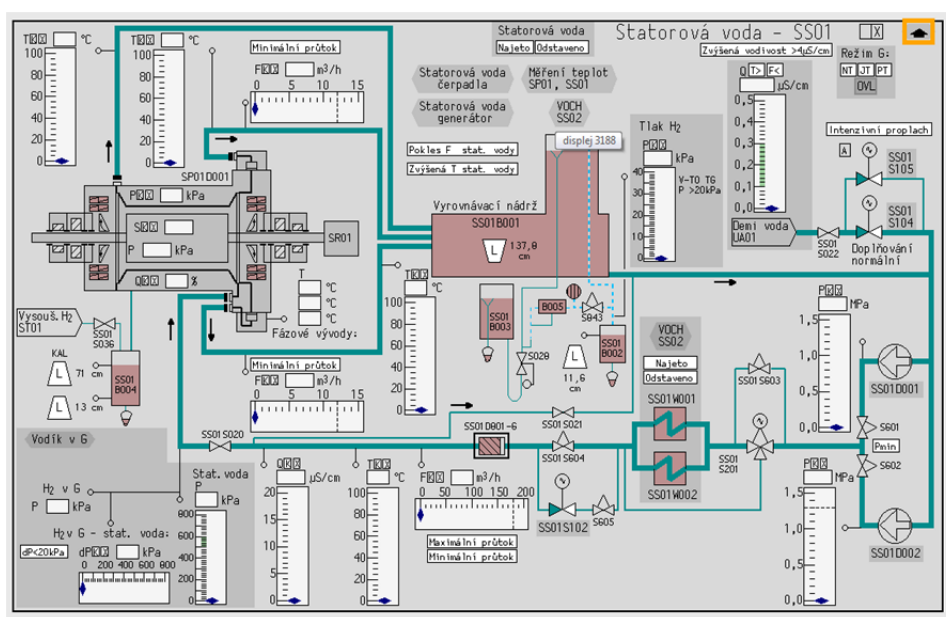
3 POMOCNÁ HOSPODÁŘSTVÍ TURBOGENERÁTORU

Turbogenerátor by sám o sobě nemohl spolehlivě fungovat, ke své práci potřebuje pomocná hospodářství, která jsou: [1]

- **vodní hospodářství** – je tvořené systémem satorové vody (pro chlazení vinutí satoru) a systémem vloženého okruhu chlazení. Ten zabezpečuje chlazení chladičů satorové vody, vodíku a chladiče budiče. Rozhodující část zařízení pomocných hospodářství turbogenerátoru je umístěna podlaží ± 0 m, + 6,5 m a + 10,9 m pod turbogenerátorem.
- **plynové hospodářství** – je určeno především pro chlazení turbogenerátoru vodíkem, potom k využití stlačeného vzduchu a oxidu uhličitého a pro vypouštění a napouštění vodíku.
- **hospodářství těsnícího oleje** - zabezpečuje utěsnění plynové náplně v turbogenerátoru pomocí tlakového oleje v ucpávkách.

3.1 Vodní hospodářství

Vodní hospodářství zajišťuje průtok chladicí vody dutými vodiči satorového vinutí, nulovou spojkou a fázovými průchodkami.



Obr. 5 Schéma vodního hospodářství [1]

K chlazení se používá demineralizovaná voda, jejíž parametry tj., elektrická vodivost, teplota, průtok a tlak se musí pohybovat v povolených mezích. Odebrané teplo předává statorová voda na podlaží $\pm 0,0$ m v deskových výměnících vloženému okruhu chlazení. Při jmenovitém provozu turbogenerátoru je požadovaný průtok statorové vody $160 \text{ m}^3/\text{hod}$. Cirkulaci statorové vody zajišťuje dvojice čerpadel (1+1), 55 kW , na podlaží $\pm 0,0$ m viz. obr. 6.



Obr. 6 Čerpadla statorové vody [zdroj: vlastní zpracování]

Průtok vody je čerpadly směřován přes chladiče a pak prochází přes regulační ventil. Před vstupem chladicí vody do statorového vinutí jsou vloženy 3 magnetické a 3 mechanické filtry (provoz 2+1, podlaží $\pm 0,0$ m), které zajišťují zachycení mechanických nečistot. Celkové odváděné ztráty při jmenovitém režimu činí 4500 kW . Část průtoku statorové vody ($2 \text{ m}^3/\text{hod}$) je vedena katex/ionexovým filtrem, jež zachycuje volné elektrické náboje a udržuje požadovanou nízkou elektrickou vodivost statorové vody. [1]

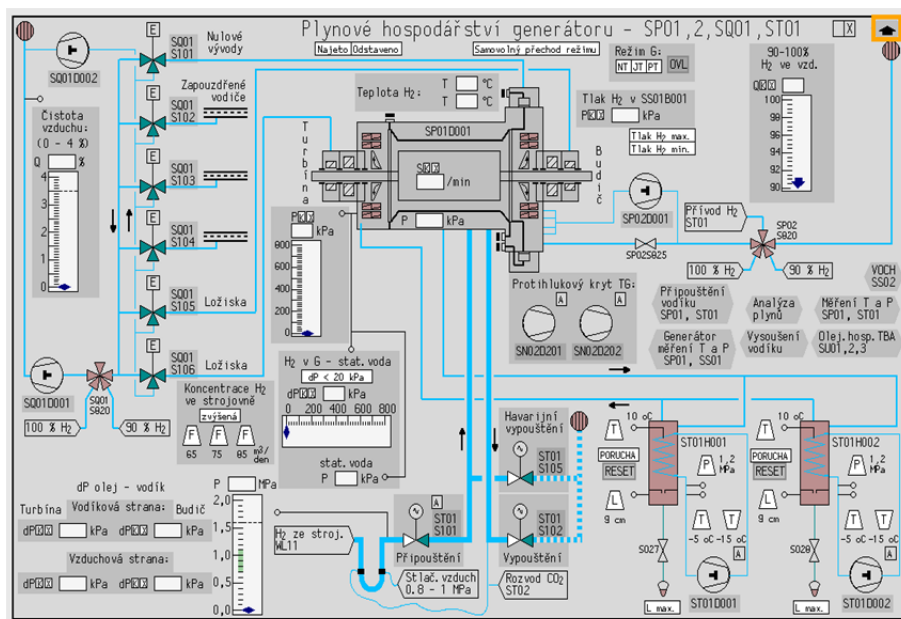
Vyrovňovací nádobu představuje zásobník vody pro celý vodní okruh (4 m^3). Prostor nádoby nad hladinou se odplyňuje přes průtokoměr do výfuku na střechní strojovny. V nádobě je umístěn přepad, kterým přebytečná voda odtéká přes vodní sifon a stejné množství vody, které se doplňuje kontinuálním doplňováním. Okruh chladicí vody vinutí statoru je jednocestný, veškeré tyče vinutí protéká chladicí voda paralelně. Vstup do tyčí je teflonovými hadicemi z rozváděcího kruhu na straně

budiče, výstup vody je z tyčí do sběrného kruhu na straně turbíny. Po průchodu všemi větvemi pokračuje oteplená voda do vyrovnávací nádoby nad turbogenerátorem, odkud se přivádí zpět na sání čerpadel. Voda pak přichází na rozváděcí věnec v tělese turbogenerátoru na straně budiče. Zde se dělí na tři paralelní větve. Jedna část vody zajišťuje chlazení vlastního satorového vinutí (140 m³/hod.), druhá část chladí nulovou spojku (10 m³/hod.) a třetí část chladí fázové průchodky (10 m³/hod.). [1]

Tlakový spád vody ve vinutí satoru splňuje požadavek, aby ve všech místech vodního okruhu ve stroji byl tlak vody nižší než tlak vodíku ve stroji. Tím pádem je zaručeno, že při vzniku drobné netěsnosti nevniká voda do vnitřních prostor generátoru, ale naopak, vodík vniká do vodního okruhu. Tam se uvolňuje ve vyrovnávací nádobě, kde jsou umístěny snímače, a v případě překročení povolené tolerance je zvýšená hodnota indikovaná. Při úniku většího množství vodíku do vodního chladicího okruhu, se vodík shromažďuje ve vyrovnávací nádobě. Zvyšující se tlak vodíku ve vyrovnávací nádobě signalizuje podezření na vznik netěsnosti turbogenerátoru. Olej nebo voda, uniklá při poruše těsnosti vodního nebo olejového systému uvnitř turbogenerátoru se shromažďují ve sběrači vody a oleje pod strojem na podlaží + 6,5 m. Výška hladiny kapaliny ve sběrači je sledována a při dosažení meze signalizace, případně meze maximální povolené, je turbosoustrojí odstaveno. [1]

3.2 Plynové hospodářství

Pomocné plynové hospodářství turbogenerátoru představuje systém ST. Jeho funkce spočívá v napouštění, doplňování a vypouštění daného plynového média do stroje, tzn. vodíku, vzduchu nebo oxidu uhličitého. Při nominálním provozu je turbogenerátor naplněn vodíkem pod tlakem 600 kPa. Vodík zabezpečuje chlazení rotoru, rotorového vinutí, magnetického obvodu (plechů) satoru a čel vinutí satoru. Proudění vodíku turbogenerátorem zajišťují dva jednostupňové radiální kompresory umístěné na rotoru stroje. Odebraný tepelný výkon předává oteplený vodík v chladičích vloženému okruhu chlazení. Čtyři sekce chladiče vodíku, z nichž každá má dva díly, které jsou vestavěny z obou stran turbogenerátoru v čelech satoru. [1]



Obr. 7 Schéma plynového hospodářství [1]

Vodík při smísení se se vzduchem tvoří silně výbušnou směs, v rozmezí koncentrace vodíku ve vzduchu od 4,1 do 77 % objemových. Proto je nepřipustné, aby se změna plynové náplně ve stroji provádělo přímo z vodíku na vzduch. Tato situace nastává například při pravidelných odstávkách hlavního výrobního bloku, kdy se provádějí údržbářské a revizní práce. Proto se postupuje tak, že se nejprve vytlačí vodík ze stroje pomocí inertního oxidu uhličitého. Ten se přivádí na dno stroje a celá vodíková náplň se s jeho pomocí vytlačí nad střechu strojovny hlavního výrobního bloku. Až dosáhne koncentrace vodíku ve stroji povolených hodnot, odpojí se přívod oxidu uhličitého a na jeho místo se ke stroji připojí suchý stlačený vzduch. Ten opět vytlačí, tentokrát již netečný kysličník uhličitý na střechu strojovny a může se pokračovat bezpečně v revizních pracích, bez nebezpečí výbuchu. [1]

Opačně se postupuje, když se stroj po skončení revizních prací připravuje k provozu a je potřeba ho naplnit vodíkem. Nejprve se připojí kysličník uhličitý, který vytlačí vzduch a poté se připojí vodík. Ten se na rozdíl od předešlého postupu připojí na horní přírubu, kdy vytlačuje kysličník uhličitý ze stroje odshora dolů. Když čistota vodíku dosáhne 95 - 96 %, uzavřou se vypouštěcí ventily a dalším připouštěním vodíku se zvýší tlak plynu ve stroji na požadovaný přetlak při zvoleném režimu. [1]

3.2.1 Provozní režimy

500 kPa - režim JT (režim při jmenovitém tlaku 600 kPa)

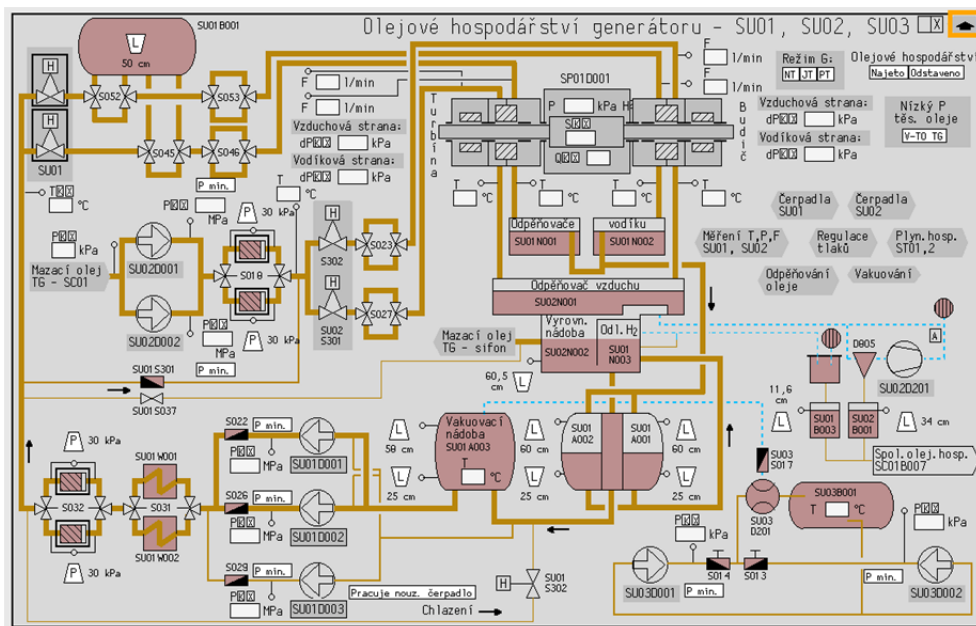
200 kPa - režim NT (režim při nízkém tlaku)

600 kPa - režim PT (přetlakový režim)

Čistota vodíku za provozu se musí pohybovat v rozmezí 97 - 99,5 %. Vodík pro plnění a provoz generátoru je elektrolytický o minimální čistotě 99,5 %. K turbogenerátoru je vodík přiváděn ze stanoviště technických plynů potrubním rozvodem po venkovních potrubních mostech. V přívodním potrubí vodíku (na podlaží + 6,5 m) je „vyjímatelná vložka“, která musí být osazena po celou dobu, kdy je v generátoru vodíková náplň a musí být demontována při zahájení proplachování stroje vzduchem. Pro inertizaci přívodního vodíkového potrubí vedoucí na strojovnu hlavního výrobního bloku se používá dusík. Zdroj oxidu uhličitého představuje baterie lahví, které jsou umístěny na podlaží ± 0,0 m pod turbogenerátorem. Při odebrání oxidu uhličitého z lahví musí být sprchovány technickou vodou nedůležitou, aby se zabránilo zamrznutí ventilů lahví. [1]

3.3 Olejevé hospodářství

Olejevé hospodářství zabezpečuje kontinuální zahlcování radiálních ucpávek rotoru turbogenerátoru tlakovým olejem.



Obr. 8 Olejevé hospodářství generátoru [1]

Olej zaplní spáru mezi rotujícím čepem rotoru a ložiskovou komorou, která tvoří součást statoru. Tím pádem se ve stroji zajistí trvalá vodíková náplň o požadovaném přetlaku oproti okolní atmosféře a je zajištěno spolehlivé chlazení všech komponent uvnitř stroje, které se hýbou a nelze je chladit chladící vodou. Konstrukce radiálních ucpávek umožňuje udržet tlak vodíku uvnitř stroje o velikosti 600 kPa. Do prostoru ucpávek jsou přivedeny dva těsnící oleje o vyšším tlaku, než je tlak vodíku. Tlak oleje na vodíkové straně ucpávek je o 85 kPa vyšší, na vzduchové straně ucpávek o 70 kPa vyšší, než tlak vodíku ve stroji. [1]

3.3.1 Provoz olejového hospodářství

Teplota oleje vstupujícího do ucpávek má požadovanou velikost 40 °C s regulační odchylkou ± 2 °C. Do ucpávek generátoru musí být neustále přiváděn těsnící olej v těchto případech: [1]

- při vzduchové náplni generátoru, jestliže je rotor v pohybu.
- při plnění generátoru kyslíčným uhlíčitým nebo vodíkem a při vyprazdňování generátoru, kdy se přechází na vzduchovou náplň.
- při zkoušce těsnosti tlakovým vzduchem nebo při seřizování regulačních ventilů.
- za klidu i za provozu generátoru, pokud je v něm vodík.

Úplné odstavení systému těsnícího oleje je možné pouze, když je generátor v klidu a plynové hospodářství je bez jakékoliv náplně, to je bez vodíku, oxidu uhličitýho nebo přetlaku vzduchu. Za klidu soustrojí, pokud je v turbogenerátoru vodík, oxid uhličitý nebo přetlakový vzduch, musí být ucpávky neustále zahlceny olejem. Pokud není k dispozici dodávka mazacího oleje od turbíny, zůstává v provozu pouze vodíková strana ucpávek. Čerpadlo je schopno dodávat olej i pro vzduchovou stranu ucpávek a to speciálním ventilem SU01S301, instalovaným v potrubí, které propojuje oba okruhy ucpávek rotoru. [1]

3.3.2 Přehled hlavních parametrů olejového hospodářství [1]

Podtlak ve vakuovací nádobě 85 - 75 kPa

Teplota oleje ve vakuovací nádobě 46 - 52 °C

Přetlak těsnícího oleje vůči vodíku na vodíkové straně ucpávek 85 kPa

Přetlak těsnícího oleje vůči vodíku na vzduchové straně ucpávek 70 kPa

Teplota oleje pro vzduchovou i vodíkovou stranu ucpávek 40 ± 2 °C

3.3.3 Technologické ochrany a signalizace v olejovém hospodářství [1]

1) Poruchy signalizované:

- teplota těsnícího oleje před vzduchovou stranou ($T > 45\text{ °C}$)
- teplota těsnícího oleje před vodíkovou stranou ($T > 45\text{ °C}$)
- teplota těsnícího oleje v odpadu ze vzduchové strany ($T > 75\text{ °C}$)
- teplota těsnícího oleje v odpadu z vodíkové strany ($T > 75\text{ °C}$)
- tlaková ztráta při zanesení filtrů na vodíkové straně, na vzduchové straně
- hladina oleje ve spádové nádobě, ve vyrovnávací nádobě, v plovákové komoře, ve vakuovací nádobě

2) Poruchy vedoucí k odstavení turbosoustrojí:

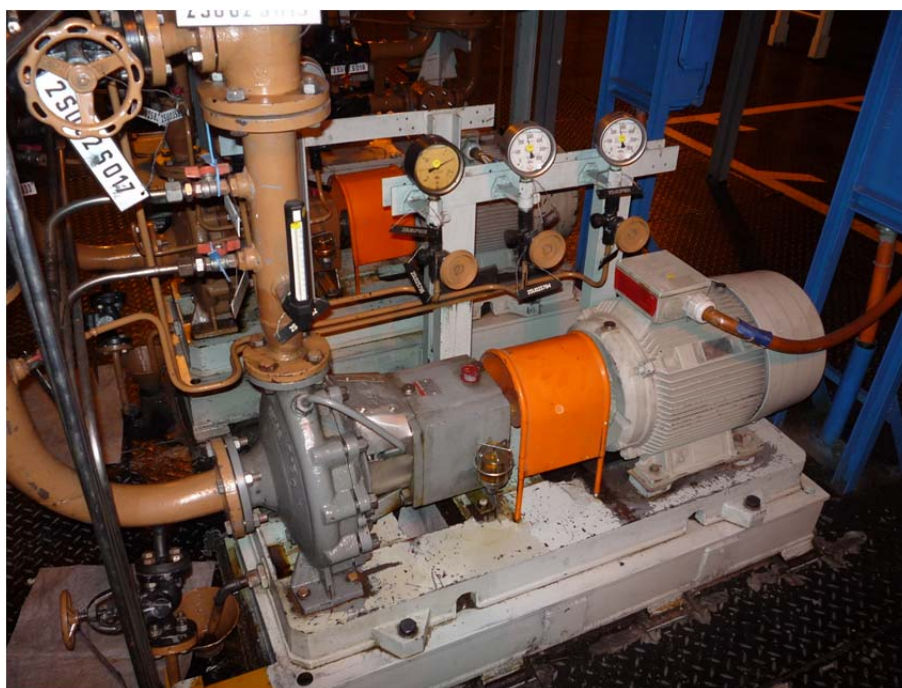
- přetlak těsnícího oleje na vodíkové straně 80 kPa (60 + 20) a současně na vzduchové straně 70 kPa (50+20).

4 OLEJOVÉ HOSPODÁŘSTVÍ - TECHNOLOGIE **A PROVOZNÍ PARAMETRY**

Funkci těsnícího oleje do ucpávek turbogenerátoru zajišťují dva okruhy systému. Pro vodíkovou stranu ucpávek je to okruh SU01, pro vzduchovou stranu ucpávek okruh SU02.

4.1 Vzduchová strana ucpávek

Je protékána olejem přiváděným z okruhu mazacího oleje turbosoustrojí. Olej je nasáván zvyšovacími čerpadly, přes regulační ventil a filtry pak olej vstupuje do ucpávek. Regulačním ventilem je nastavován potřebný přetlak oleje na vzduchové straně ucpávky (+70 kPa vůči tlaku vodíku ve stroji). [2]



Obr. 9 Čerpadlo oleje na vzduchové straně ucpávek generátoru [zdroj: vlastní zpracování]

Okruh je bez chladičů, protože použitý mazací olej je již vychlazen v systému mazacího oleje soustrojí. Olej proudí přes mechanické a magnetické filtry 1(2)SU02D801(2), 1(2)SU02D803(4) do regulace tlaku oleje a odtud do ucpávek. [2]
Technické parametry:

Typ: BETA 9YC-40-NHJ-315-10-YC-022-009, $Q = 6,6 \text{ l/s}$, $H = 103\text{m}$, 30kW , 2950 ot/min. , 400V . [2]

4.2 Vodíková strana ucpávek

Okruh pro vodíkovou stranu ucpávek je uzavřený. Cirkulaci oleje zajišťují dvě pracovní čerpadla těsnícího oleje umístěná na podlaží 0 m strojovny hlavního výrobního bloku. V provozu je vždy jedno z obou čerpadel jako pracovní a druhé slouží jako záložní. Při výpadku hlavních čerpadel zabezpečuje dodávku oleje nouzové čerpadlo SU01D003, které je osazeno stejnosměrným motorem, viz. obr. 12 na str. 27 a je napájeno ze systému zajištěného napájení.



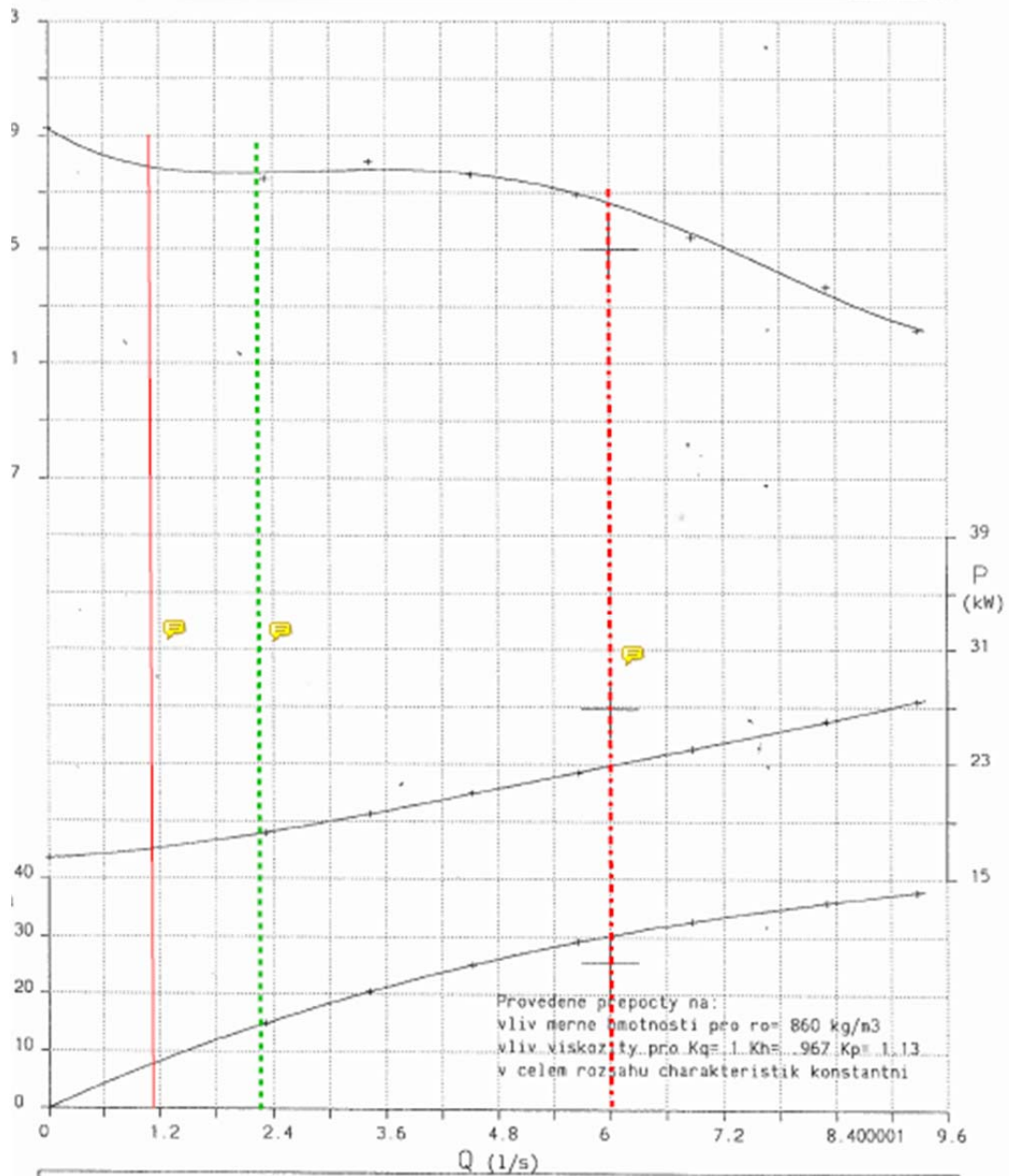
Obr. 10 Nouzové čerpadlo oleje na vodíkové straně ucpávek generátoru [zdroj: vlastní zpracování]

Technické parametry:

Typ: BETA 9YC-40-HNJ-315-10-YC-022-09, $Q = 6 \text{ l/s}$, $H = 135 \text{ m}$, 30 kW , 2950 ot/min. , 400V . [2]

Charakteristiky čerpadla můžeme vidět na obr. 11. Čerchovaně jsou označeny jmenovité údaje, čárkovaně současný průtok oleje, a plnou čarou pouze množství oleje, které protéká přes ucpávky.

ISH&MSA a. s. 01.	ZKUSEBNI DIAGRAM CERPADLA		12-1-58 - prepocetovy
Typ: 65-40-NHJ-315-10-YC-022-09	vyr. cis.:	12-02159-4	S2:11 210111 0 0
Qr= 6 l/s	Hr= 135 m	nr= 2950 1/min	etar= 25.4 % Pr= 26.85 kW



Poznámka: PR. D. K. : 316nn motor v. c. : UD 1205/1430276-002-2			
Hrdla	sani	vytlak	Typ motoru: F200L02
DN	65	40	Pjn = 37 kW
PN	1.6	1.6	njn = 2965 1/min
Meril: Vetesnik	Kontr.:	Datum: 18-06-2012	PC

Obr. 11 Charakteristiky čerpadla [2]



Obr. 12 Nouzové čerpadlo oleje na vodíkové straně ucpávek generátoru (ss motor) [zdroj: vlastní zpracování]

Technické parametry:

META 9YC-40-HNQ-308-XX-YC-20-09, $Q = 6,6$ l/s, $H = 136$ m, 24 kW, 2950 ot/min., 220V. [2]

4.3 Chladiče oleje

Odvod tepla z oleje zajišťují dva chladiče oleje SU01W001(2), včetně mechanických a magnetických filtrů SU01D801(2), SU01D803(4). V provozu je vždy jeden z obou chladičů (včetně mechanického a magnetického filtru), druhý slouží jako ruční záloha. Volba na straně oleje se provádí místním ručním přeházením trojcestných ventilů SU01S031 (pro chladiče), SU01S032 (pro filtry) do příslušné polohy. Na straně chladicí vody se chladiče zapojují otevřením šoupátek VC11S010(12) respektive VC11S011(13) podle navoleného chladiče. [2]

Konstantní teplota oleje na výstupu z filtrů chladiče se udržuje regulací průtočného množství chladicí vody na vstupu do tohoto chladiče. Regulaci zajišťuje regulační ventil VC11S201 na přívodu chladicí vody k chladičům v okruhu chladicí vody (regulační okruh 1(2)21AR01). [2]

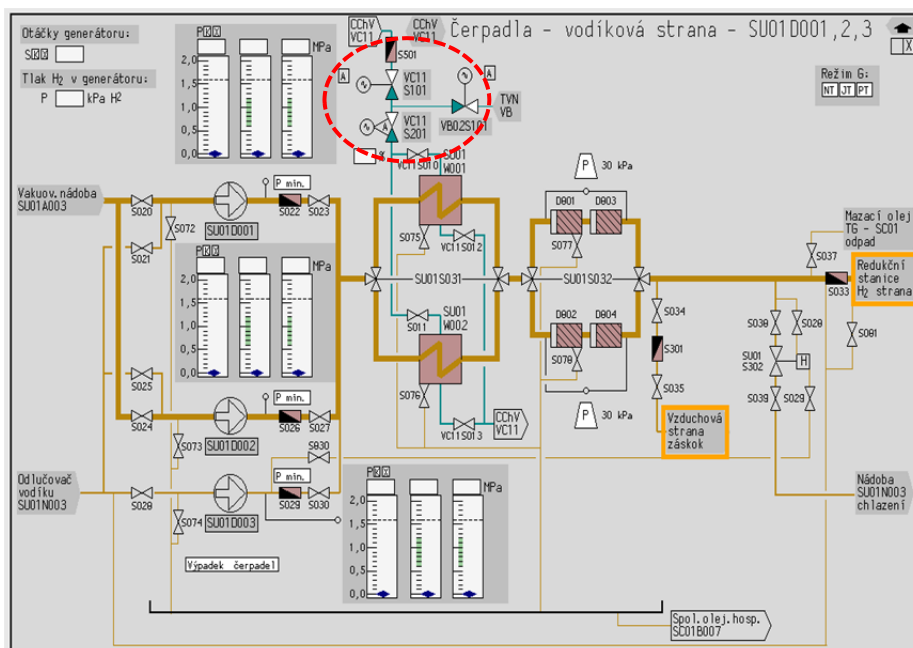
Zadaná hodnota je nastavena na 40 °C. Regulační odchylka činí ± 2 °C.



Obr. 13 Stávající chladiče těsnícího oleje (trubkové výměníky) [zdroj: vlastní zpracování]

Jmenovitý průtok chladicí vody chladičem činí 30 m³/hod a celkové odváděné jmenovité ztráty jsou 170 kW. [2]

Signalizace zanesení filtrů těsnícího oleje pro vodíkovou i vzduchovou stranu ucpávek, při tlakové ztrátě $\Delta p > 30$ kPa (čidla SU01P007(8), SU02P007(8)) přenáší signál na pult operátora sekundárního okruhu.



Obr. 14 Schéma stávajícího systému regulace výstupní teploty těsnícího oleje [2]

Mezní provozní a poruchové hodnoty:

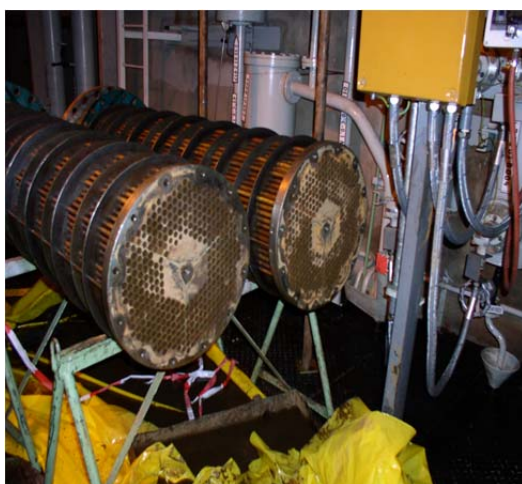
Název měření	Označení	Hodnota
Tlaková ztráta při zanesení filtrů těsnícího oleje pro vodíkovou stranu ucpávek 1(2)SU01D801(2,3,4)	1(2)SU01P007 1(2)SU01P008	MAX2 = 30 kPa
Tlaková ztráta při zanesení filtrů těsnícího oleje pro vzduchovou stranu ucpávek 1(2)SU02D801(2,3,4)	1(2)SU02P007 1(2)SU02P008	MAX2 = 30 kPa

Tab. č. 1: Mezní provozní a poruchové hodnoty [2]

4.4 Údržba systému

Údržba systému těsnícího oleje probíhá podle schváleného plánu periodické preventivní údržby. Zásadní komponentou tohoto systému jsou trubkové výměníky tepla. Jak je vidět z obr. 13 na str. 28, jedná se o poměrně masivní, těžké a objemné části, přičemž manipulace s nimi vyžaduje speciální nástroje, nářadí a přípravky a samozřejmě zkušený personál.

V průběhu revizních činností je zapotřebí demontovat z ocelové kostry vlastní trubkový výměník, vyjmout ho ven a provést vyčištění všech prostor, zejména vnitřních a vnějších povrchů trubkovnice od mechanických nečistot a úsad.



Obr. 15 Pohled na vnitřní trubkovnici výměníku [zdroj: vlastní zpracování]

A samozřejmě provést vizuální prohlídku a defektoskopické kontroly ostatních součástí s důrazem na odhalení a včasné odstranění vad a nedostatků, viz například obr. 16, kde se jedná se o zjištěnou vadu - póry v dělicí rovině přírubového víka.



Obr. 16 Vady v dělicí rovině [zdroj: vlastní zpracování]

Po vyčištění se na vnitřní povrch (průměr) všech trubiček trubkovnice aplikuje diagnostická metoda, „kontrola pomocí vířivých proudů“. Při ní se monitoruje průchodnost a síla stěny každé trubičky z hlediska výskytu a případného rozvoje potenciálních materiálových vad, případně úbytku materiálu díky korozní erozi. Trubky které nesplňují kritéria spolehlivosti tzn., že jsou erozně napadeny, případně jsou neprůchozí pro sondu měřícího přístroje, jsou po skončení revizních prací zaslepeny.

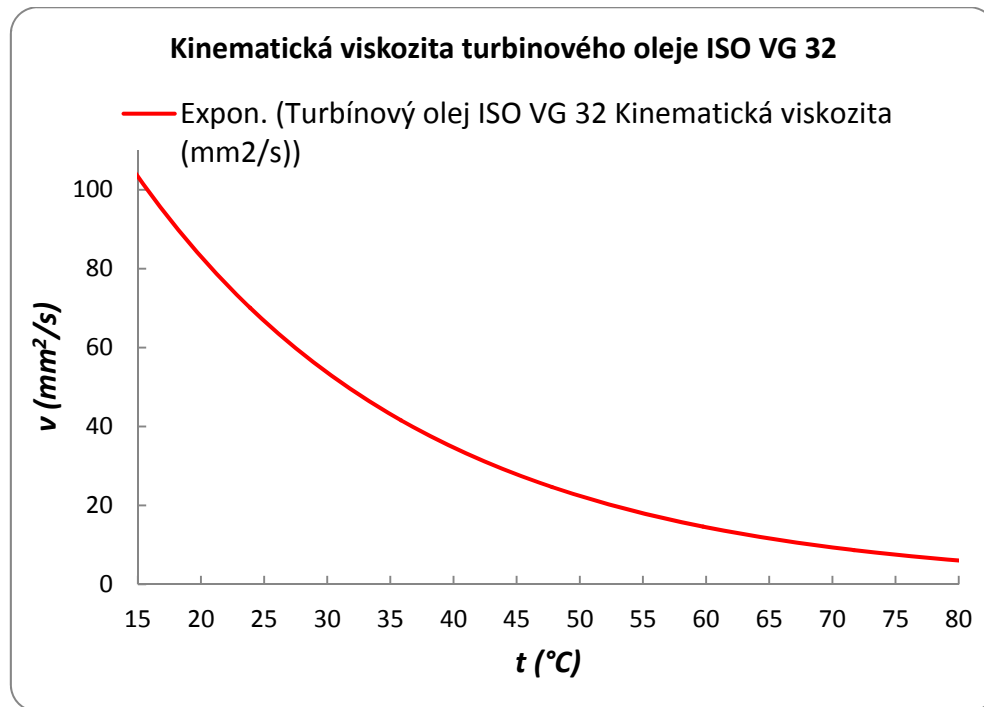
Ve finále se vyčištěné a zkontrolované komponenty celého výměníku osadí novým těsněním a provádí se kontrolní hydraulická tlaková zkouška, jak na straně vody, tak na straně oleje. Postupuje se podle schváleného pracovního postupu údržby, v němž jsou definovaná kritéria úspěšnosti těchto zkoušek.

Celkově vzato, je údržba trubkových výměníků poměrně náročná činnost. Zejména z důvodů časového a tím pádem finančního hlediska. Vlastní vyčištění je poměrně náročné, protože probíhá ve stísněných prostorách vedle stávající pracovní pozice výměníků a je realizovaná postupně mechanicky a následně hydraulickým oplachem. Nemenší pozornost a časovou náročnost vyžaduje odzkoušení po revizi, tlaková zkouška, před zpětnou montáží na pracovní pozici. Samozřejmě je nutno brát v úvahu opotřebení, které se v průběhu času a provozu logicky zvětšuje a tím pádem může mít negativní dopad do celkové spolehlivosti výměníků a potažmo celého systému těsnícího oleje jako celku.

4.5 Parametry médií v systému

4.5.1 Fyzikální parametry turbinového oleje ISO VG 32

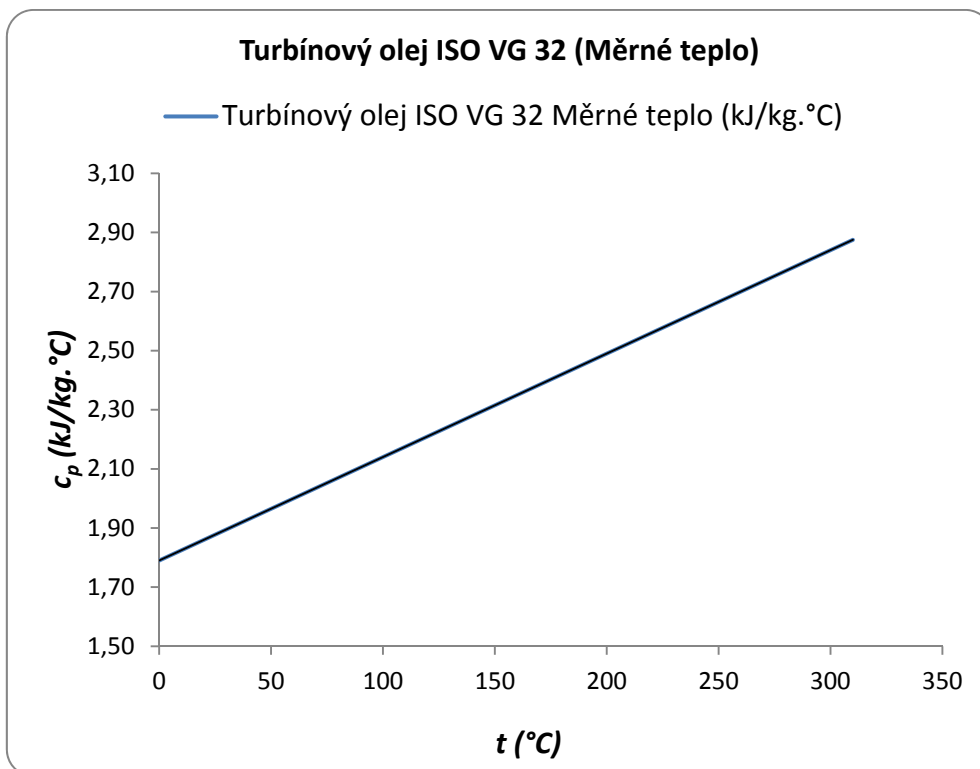
Na obr. 17 je vykreslena závislost kinematické viskozity těsnícího oleje v závislosti na jeho teplotě. Vychází z protokolu č. 2014/86/_OL, který je v příloze číslo 1.



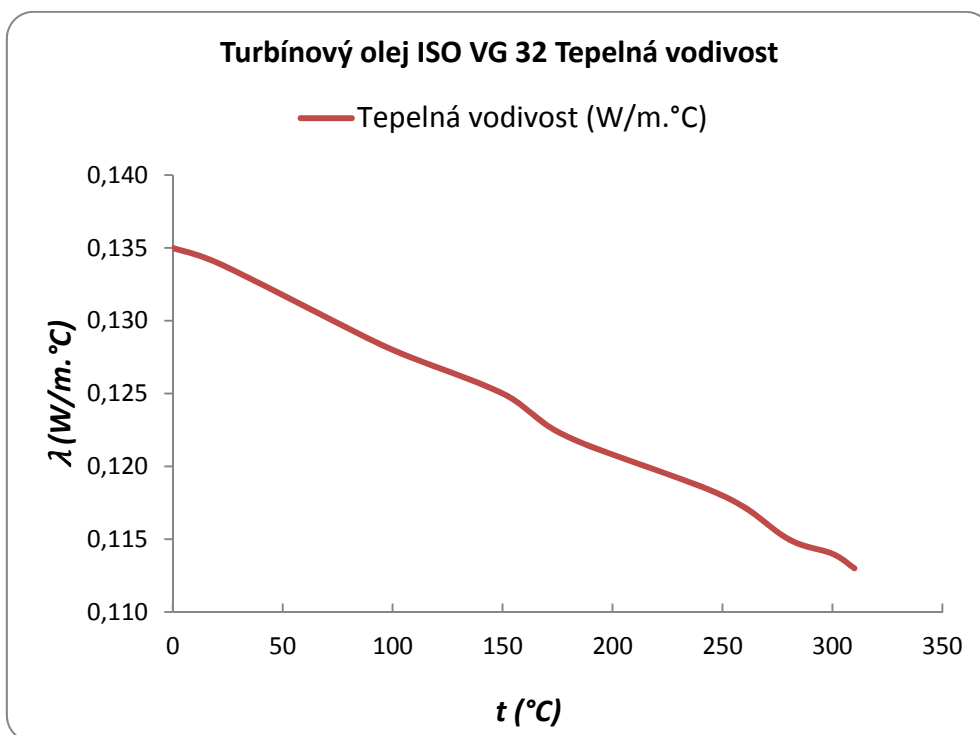
Obr. 17 Závislost kinematické viskozity těsnícího oleje na teplotě [Příloha č. 1. Protokol o zkoušce 2014/86_OL]

Následující obr. 18 a obr. 19 představují závislost měrného tepla a tepelné vodivosti těsnícího oleje na teplotě. Vychází z protokolu, který tvoří přílohu číslo 2.

Všechny výše uvedené parametry a závislosti jsou z hlediska použití deskových výměníků velice důležité. Vždy je potřeba dbát zvláštní pozornost a důraz na vysokou závislost viskozity oleje na teplotě.



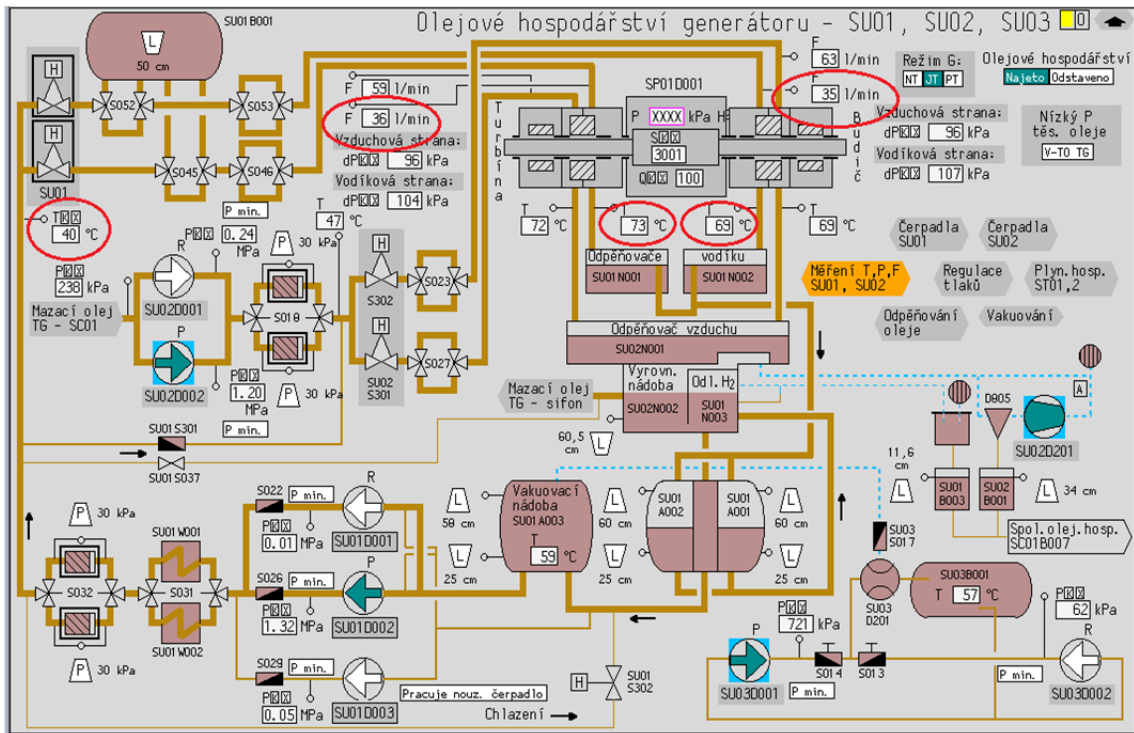
Obr. 18 Závislost měrného tepla těsnícího oleje na teplotě [Příloha č. 2. Parametry turbínového oleje Preslia 32 (závislost měrného tepla a tepelné vodivosti na teplotě)]



Obr. 19 Závislost tepelné vodivosti těsnícího oleje na teplotě [Příloha č. 2. Parametry turbínového oleje Preslia 32 (závislost měrného tepla a tepelné vodivosti na teplotě)]

4.5.2 Aktuální parametry v systému těsnícího oleje

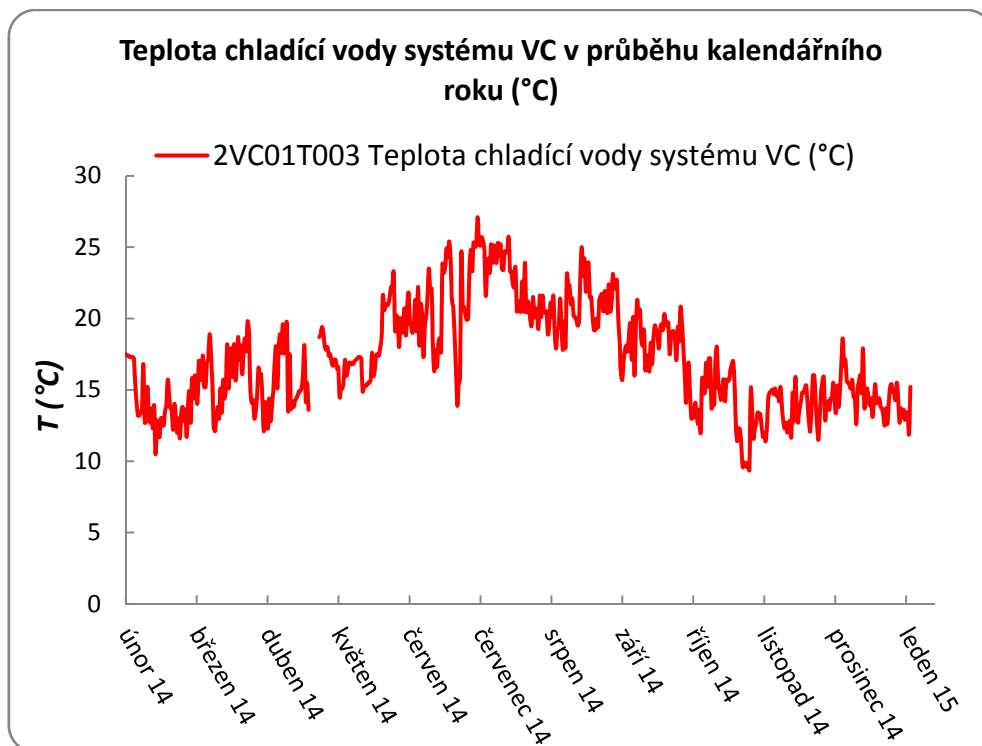
Aktuální ustálené parametry v systému těsnícího oleje na vodíkové straně ucpávek přináší obr. 20. Je to v podstatě ucelený obraz o tepelném namáhání systému. Zvláště důležité údaje, tj. průtoky a teploty těsnícího oleje jsou zvýrazněny.



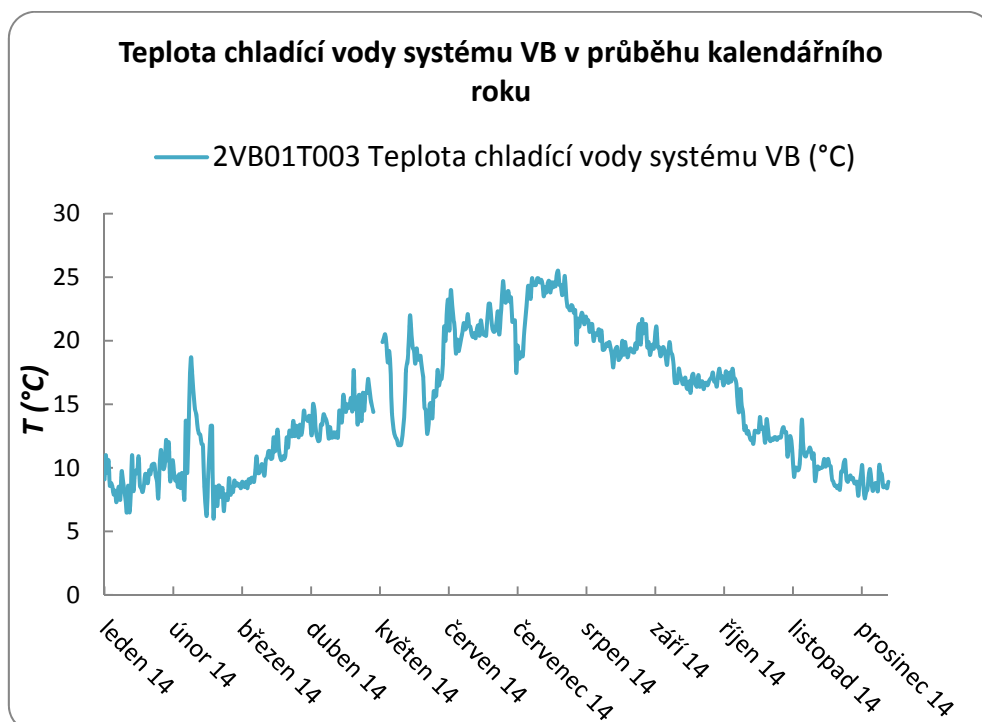
Obr. 20 Výpis z HSR – aktuální průtoky a teploty těsnícího oleje [zdroj: HSR]

V následujících obr. 21 až obr. 27 jsou uvedeny výše uvedené parametry jednotlivě každý zvláště za celý kalendářní rok, tzn., že je patrná případná změna pro letní a zimní období. Proluky a případné nespojitosti v průbězích měřených veličin na uvedených obrázcích znamenají např. odstávku hlavního výrobního bloku nebo omezení výkonu.

Obr. 21 a obr. 22 přináší přehled o průběhu teplot chladicí vody ze systému, kterou je možné do chladiče těsnícího oleje alternativně, podle potřeby přivádět. Obr. 21 poskytuje informace o vodě ze systému VC, obr. 22 o vodě ze systému VB. Oba systémy se od sebe liší technologickým uspořádáním na sání čerpadel a chemickým složením vody. Z obrázků je patrné, že voda ze systému VB je chladnější než voda ze systému VC. Je to dáno tím, že je ve větší míře doplňovaná chladnou surovou vodou, která se do elektrárny přivádí z hněvkovické přehrady. [2]



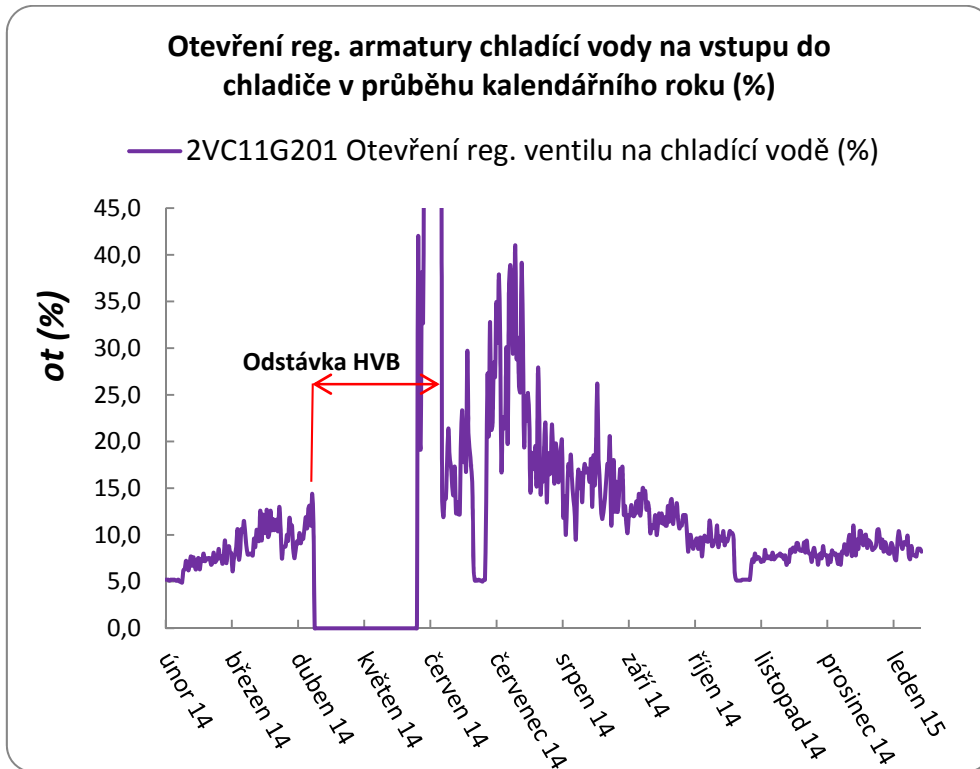
Obr. 21 Teplota chladící vody systému VC v průběhu kalendářního roku [zdroj: HSR]



Obr. 22 Teplota chladící vody systému VB v průběhu kalendářního roku [zdroj: HSR]

Obr. 23 poskytuje informaci o průběhu regulace výstupní teploty těsnícího oleje na výstupu z chladiče. Jak bylo uvedeno výše v textu, regulace se realizuje škrcením

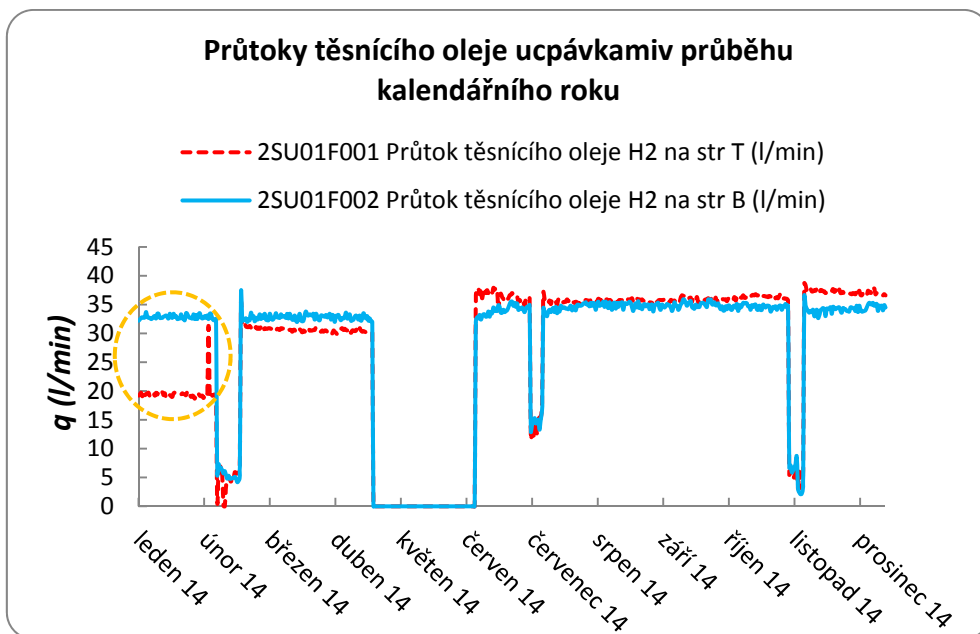
průtoku chladicí vody přes chladič. V procentuálním vyjádření zachycen stupeň otevření regulační armatury VC11G201. Logicky byla armatura nejvíce otevřena v letních měsících roku 2014.



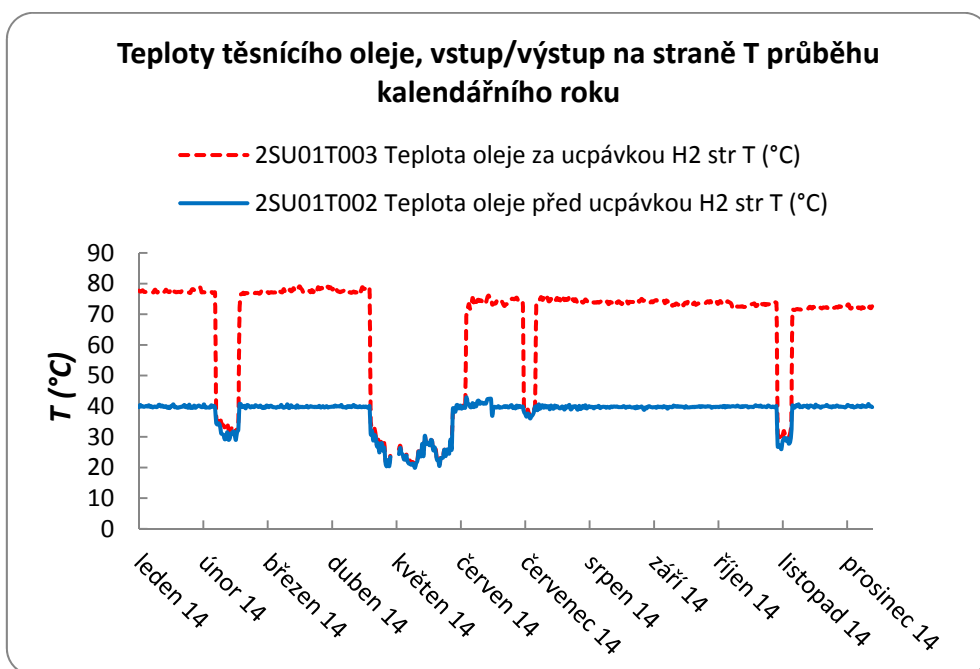
Obr. 23 Otevření regulační armatury na chladicí vodě v průběhu kalendářního roku [zdroj: HSR]

Obr. 24 přináší informace o průtoku těsnícího oleje přes ucpávky. A to na obou stranách turbogenerátoru, tj. na straně B (budiče) i straně T (turbíny). Můžeme si všimnout, že do února 2014 byl podstatně vyšší průtok oleje na straně T. Po krátkodobém odstavení stroje v únoru 2014 se po najetí oba průtoky ustálily na téměř vyrovnaném množství, respektive strana T byla mírně nižší než strana B. Po skončení plánované odstávky tomu bylo naopak.

Obr. 25 poskytuje informace o teplotách těsnícího oleje turbogenerátoru na straně T (turbíny). Je patrná stabilní teplota vstupního oleje ve výši 40 °C. Teplota výstupního oleje se pohybuje v požadovaných mezích, tzn., že nepřesahuje povolených 80 °C. A můžeme si všimnout, (zvýrazněná část obr. 24), že za menšího průtoku v období ledna se nepatrně zvýšila teplota a po obnovení průtoku na standartní hodnotu se teplota opět snížila.

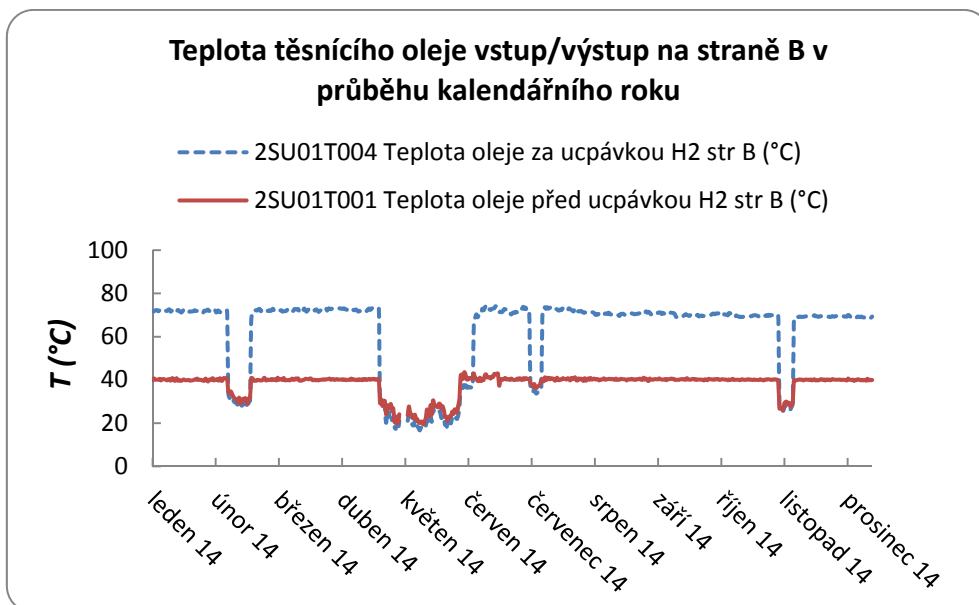


Obr. 24 Průtoky těsnícího oleje ucpávkami v průběhu kalendářního roku [zdroj: HSR]



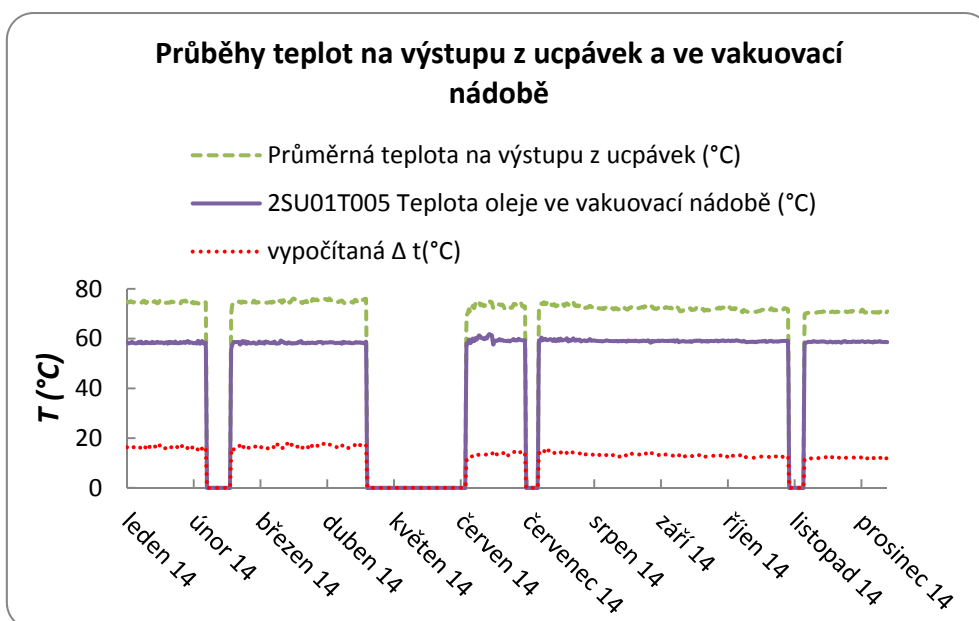
Obr. 25 Teploty olejů (vstup/výstup) na straně turbíny v průběhu kalendářního roku [zdroj: HSR]

Obr. 26 informuje o teplotách těsnícího oleje turbogenerátoru na straně B (budiče). Opět je patrná stabilní teplota vstupního oleje vy výši 40 °C. Teplota výstupního oleje se pohybuje v požadovaných mezích, tzn., že nepřesahuje povolených 80 °C.



Obr. 26 Teploty olejů (vstup/výstup) na straně budiče v průběhu kalendářního roku [zdroj: HSR]

Obr. 27 vypovídá o trvalé a přirozené vlastnosti systému. Z teplot oleje na výstupu ucpávek je vzata střední hodnota. Od této střední hodnoty je odečtena aktuální teplota oleje ve vakuovací nádobě, tzn., v podstatě na konci okruhu těsnícího oleje, protože poté je již přiváděn na sání čerpadel. Vypočtený rozdíl teplot, jež odpovídá stabilně cca 15 °C, představuje množství tepla, které bylo cestou v systému přirozeně odebráno (olej byl ochlazen).



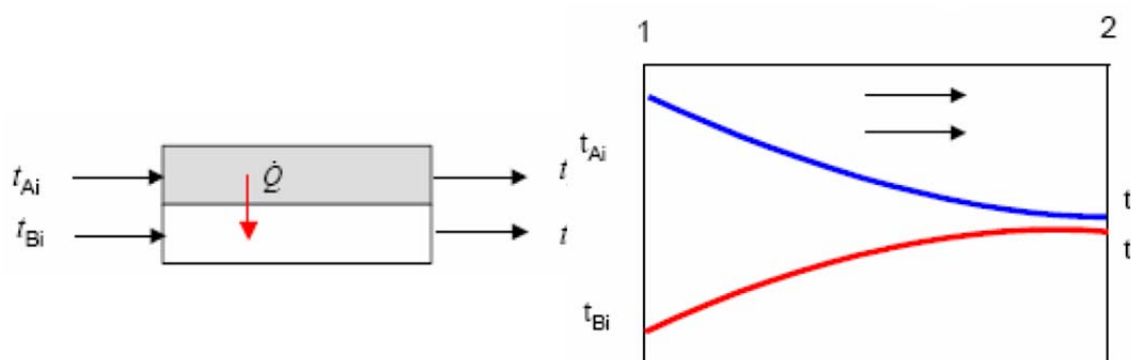
Obr. 27 Rozdíl teploty oleje – na výstupu z ucpávek do vakuovací nádoby [zdroj: HSR]

5 TEPELNÉ VÝMĚNÍKY

Výměník tepla je zařízení, které umožňuje předávání tepla z teplejšího média, médiu chladnějšímu. Pracovní látky se mohou nacházet v plynném nebo v kapalném stavu. Současně mohou být v jedné nebo ve dvou fázích. Výměníky tepla se dělí na trubkové, deskové a speciální výměníky tepla. [3]

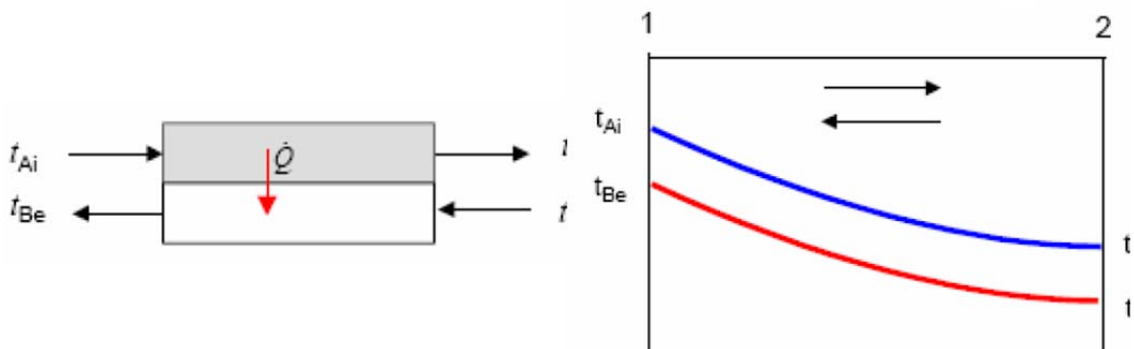
5.1 Rozdělení výměníku tepla podle toku teponositele a průběhu teplot ve výměníku

Souproud



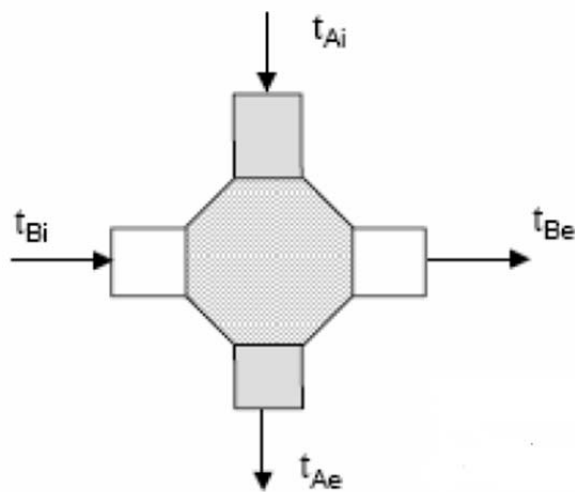
Obr. 28 Průběh teplot souproudým výměníkem [3]

Protiproud



Obr. 29 Průběh teplot protiproudým výměníkem [3]

Křížový tok



Legenda:

A kapalina teplejší

B kapalina chladnější

i vstup

e výstup

Obr. 30 Schéma křížového výměníku [3]

5.2 Postup při návrhu výměníku [3]

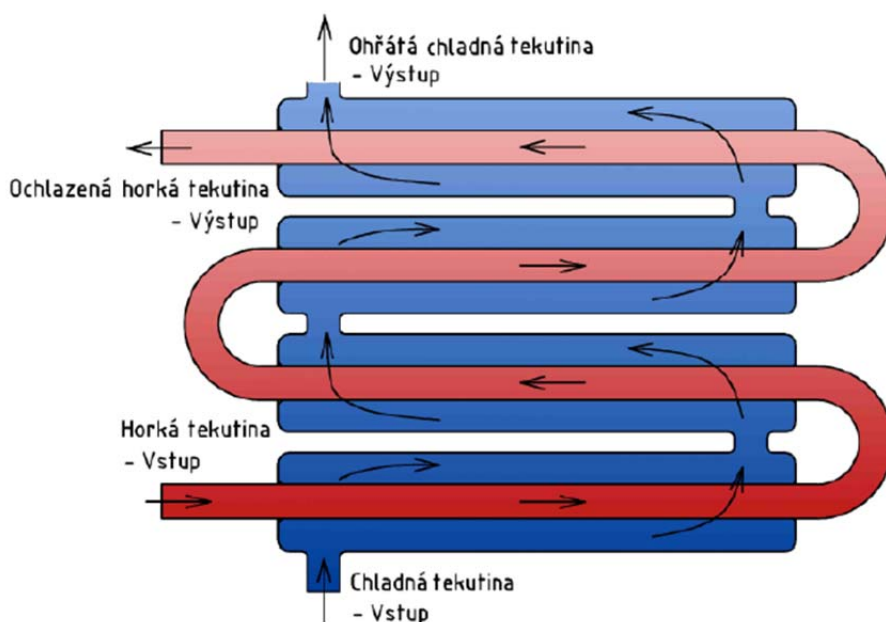
- výběr typu výměníku
- výpočet sdílení tepla
- určení potřebné velikosti výhřevné plochy
- tepelná bilance výměníku
- hydraulický výpočet a určení tlakových ztrát
- volba geometrie výměníku
- výpočet teplotního spádu

5.3 Trubkové výměníky [3]

Dělí podle uspořádání trubek, ty jsou buď přímé, vinuté nebo Fieldové a to v provedení trubka v trubce nebo s použitím trubkového svazku.

Podle konstrukce se dále dělí na:

- Dvoutrubkové
- Kotlové (Shell & Tube)
- Vzduchové



Obr. 31 Princip funkce trubkového výměník [3]

5.4 Deskové výměníky

Desky výměníku jsou vylisované z vhodného materiálu, nejčastěji z nerezového plechu. V každém rohu desky je otvor pro vstup / výstup daného média. Oba proudy médií jsou od sebe odděleny těsněním. Způsob těsnění, stejně jako tvarování desek je předmětem soustavného vývoje - (ne)těsnost deskových výměníků je totiž hlavním důvodem jejich menšího rozšíření v chemickém průmyslu. Jinde však dominují - především díky své kompaktnosti (ještě menší zastavěná plocha než u spirálových výměníků), nízké ceně, kdy deskové výměníky vychází až o řád levněji než výměníky trubkové. To je dáno především jednoduchou sériovou výrobou desek. Lisuje se pouze jedna deska, jeden profil, který se poté skládá v celek deskového výměníku tak, že se jednotlivé desky otáčí o 180°. Dále je nízká cena způsobena velkou modularitou, kdy je možné do stejného rámu přidávat další desky podle potřeby. [4]

Deskové výměníky jsou vhodné i pro velmi agresivní prostředí, protože přední výrobci dodávají desky nejen z nerezových ocelí (Cr-Ni-Mo), ale i z titanu a

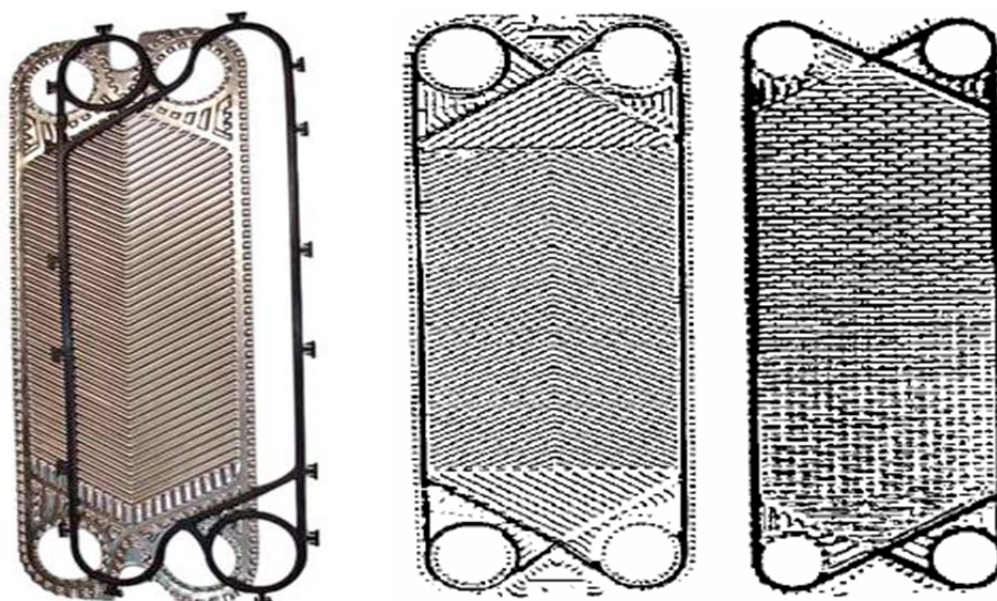
uhlíkových kompozitů (např. desky z grafitového kompozitu DIABON F se mohou použít pro HCl, H₂SO₄, HNO₃, HF, ...). [4]

Média (téměř výhradně kapaliny) proudí ve štěrbinách mezi na sobě naskládanými deskami, které jsou profilovány tak, aby přestup tepla byl co nejvyšší a současně aby nedocházelo k nadměrnému zanášení teplosměnných ploch (běžně se dosahují prostupy tepla 3500 až 7500 W·m⁻²·K⁻¹, tedy 2 krát více než u spirálových výměníků. [4]

Pro deskové výměníky je typické to, že ve srovnání s trubkovými výměníky jsou podstatně méně náchylné na zanášení. Jisté omezení použitelnosti deskových výměníků představují teploty médií a to zejména kvůli vlivu na použitý těsnicí materiál. Přípustné tlaky jsou u těsněných výměníků max. 2.5 MPa, většinou méně (čím větší desky, tím menší přípustný přetlak). Deskové výměníky se vyrábějí i v nerozebíratelném provedení, pájené nebo svařované: pájené výměníky Alfa Laval (řada CB) nebo GEA Ahlborn (řada A) mají přípustný přetlak 3 MPa a maximální teploty až 2000°C. [4]

Svařované nerezové výměníky TENEZ Chotěboř jsou určeny až pro tlaky 4 MPa a teploty 3000°C. Nerozebíratelné výměníky se ovšem mohou použít jen pro látky, které nemají tendenci k zanášení - prakticky tedy jen ve výměňkových stanicích rozvodu tepla a v technice chlazení (kondenzátory). [4]

5.4.1 Desky výměníku



Obr. 32 Typy desek šípové (vlevo) valcha (vpravo) [3]

5.4.2 Desky v rámu

- Desky jsou zvlněné - dotýkají se v místech kontaktu
- Desky z nerez, titanu, hasteloy, ..
- Těsnění pryž, neopren, viton, hypalon

Orientace toku obou médií je určena tvarem těsnění. Kompletace vlastního výměníku spočívá ve skládání jednotlivých desek na sebe, obvykle stačí převrácení.

[3]



Obr. 33 Deskové výměníky šroubované (vlevo) a pájené (vpravo) [3]

5.4.3 Základní parametry [3]

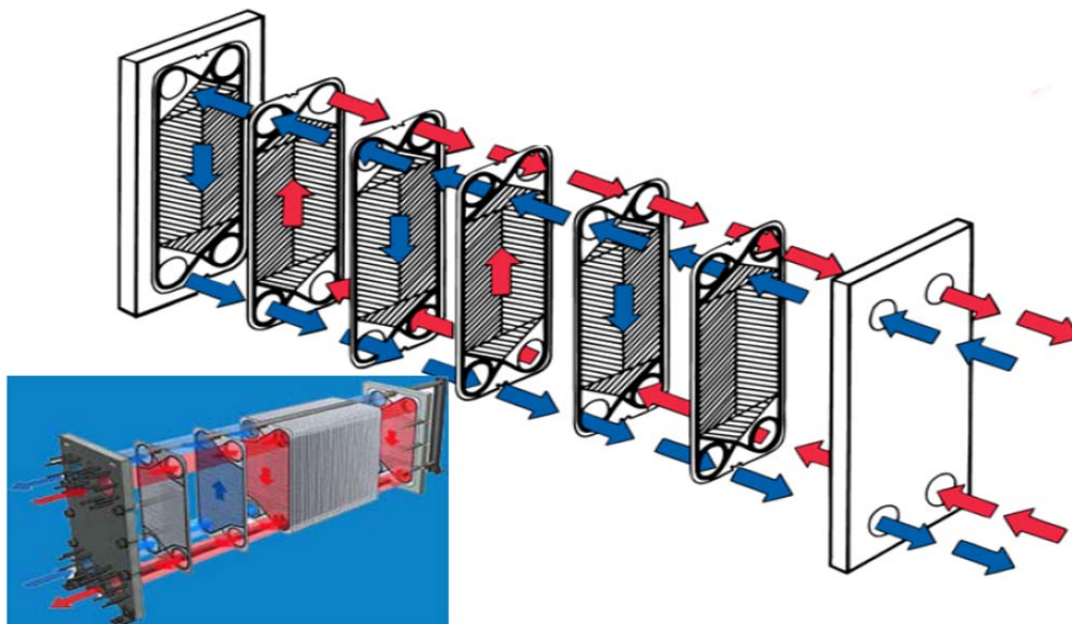
Tlak : do 1,6 MPa (skládaný), do 2,5 MPa (pájený, svařovaný)

Teplota: do 250 °C (skládaný), do 400 °C (pájený, svařovaný)

5.4.4 Výhody [3]

- Cena
- Vysoký přestup tepla (zvlnění desek)
- Modularita (do rámu lze přidávat další desky,měnit počet tahů)
- Snadná údržba, rozebíratelnost
- Kompaktnost (malý hydraulický průměr kanálek)
- Nízké zanášení (riziko zacpání u vláknitých suspenzí)

5.4.5 Tok médií výměníkem



Obr. 34 Znárodnění proudění médií v deskovém výměníku [3]

5.4.6 Nevýhody

- Omezený rozsah teplot a tlaků
- Odolnost těsnění
- Riziko netěsnosti

Základní rozdíl mezi trubkovými a deskovými výměníky je v tom, že trubka snese vysoký přetlak, zatímco deska ne. [3]

5.4.7 Orientační porovnání parametrů trubkových a deskových výměníků

Porovnání hodnot součinitele přestupu tepla [3]

Provozní režim	Deskový výměník TENEZ Chotěboř a.s.	Svazkový trubkový výměník
kapalina - kapalina	2000 - 7000	150 - 1200
kapalina - plyn $1 \cdot 10^5$ [Pa]	40 - 600	15 - 70
kapalina - plyn $200 \cdot 10^5$ [Pa]	-	200 - 400
pára - kapalina	1 500 - 5 000	1 500 - 4 000
kondenzátor - vodní pára	1 500 - 5 000	1 500 - 4 000

Tab. č. 2: Porovnání hodnot součinitele prostupu tepla [3]

6 SDÍLENÍ TEPLA

6.1 Teoretický úvod

Sdílení tepla (termokinetika) je nauka o šíření tepla v prostoru a čase. Ve smyslu druhého zákona termodynamiky, se teplo samovolně šíří z vyšší teploty na teplotu nižší, tj. ve smyslu teplotního spádu. Zahrnuje problematiku transportu tepla v celém rozsahu teplot od velmi nízkých teplot až po vysoké teploty při tavení kovů. V tepelných motorech, energetických a technologických zařízeních, při vytápění, ohřevu a chlazení dochází v důsledku stacionárního nebo nestacionárního teplotního pole k časově stálému proměnnému toku tepla ve smyslu záporného gradientu teploty (teplotního i spádu). [7]

6.2 Základní způsoby sdílení tepla

Podle toho, na jakých fyzikálních základech se teplo v prostoru a čase šíří, rozeznáváme sdílení tepla **vedením** hmotnosti (kondukcí), sdílení tepla **prouděním** tekutin (konvekci) a sdílení tepla **zářením** hmotnosti (radiací). [7]

Sdílení tepla vedením hmotnosti je transport tepelné energie v důsledku mikropohybu molekul, jejichž kinetická energie je úměrná termodynamické teplotě T . Molekuly s vyšší teplotou předávají při srážkách přebytek své kinetické energie molekulám s nižší teplotou. Teplo se šíří vedením v tuhých tělesech a v laminární podvrstvě při proudění tekutin. [7]

Sdílení tepla prouděním tekutin představuje transport tepelné energie makropohybem molekul a shluků molekul. V důsledku viskozity a konečného gradientu rychlosti v hydrodynamické turbulentní vrstvě tekutiny si molekuly s vyšší teplotou při víření vyměňují místo s molekulami s nižší teplotou a tak přenášejí tepelnou energii z oblasti vyšší teploty do oblasti nižší teploty tekutiny. [7]

Sdílení tepla zářením hmotnosti, je v podstatě elektromagnetické vlnění, jehož energie je úměrná čtvrté mocnině termodynamické teploty T molekul hmotnosti. Zdrojem záření je hmotnost, ale vyzářená energie se v prostoru šíří jako energie elektromagnetických vln. Záření je tedy jediný způsob, jakým je možné transportovat tepelnou energii ve vakuu. [7]

Teplu přechází z vyšší teploty na teplotu nižší všemi třemi způsoby současně. Zpravidla však jeden způsob převažuje nad ostatními způsoby transportu tepla. Pokud se nejedná o extrémní teploty a tlaky, předpokládáme, že se teplo šíří v tuhých tělesech pouze vedením a v tekutinách pouze prouděním. [7]

Sdílení tepla zářením se uplatňuje na transportu tepelné energie tím více, čím vyšší je termodynamická teplota hmotnosti T . Je-li kapalina v přímém styku s plynem, dochází v důsledku jejich různých teplot jednak ke sdílení tepla konvekcí, jednak k ochlazení kapaliny vypařováním. [7]

6.2.1 Základní pojmy a veličiny

Přestup tepla je sdílení tepla mezi povrchem tělesa a tekutinou a vyjadřujeme jej součinem rozdílu teploty povrchu tělesa T_s a tekutiny T a součinitele přestupu tepla α . Prostup tepla z tekutiny s vyšší teplotou T_1 stěnou do chladnější tekutiny s teplotou T_2 , je současný přestup tepla z teplejší tekutiny do stěny, vedení tepla stěnou a přestup tepla z povrchu stěny do chladnější tekutiny T_2 . Vyjadřujeme jej součinem rozdílu teplot tekutin $T_1 - T_2$ a součinitele prostupu tepla k . [7]

Rozdíl termodynamických teplot lze nahradit rozdílem Celsiových teplot $t_1 - t_2$. Vztah mezi Celsiovou a termodynamickou teplotou vyjadřuje rovnice

$$t = T - 273,15 \quad (\text{°C}) \quad (1)$$

6.2.1.1 Dynamická viskozita

Skutečné tekutiny se liší od ideálních tekutin viskozitou. Molekuly tekutiny ve vrstvě proudící větší rychlostí odevzdávají hybnost molekulám proudícím ve vrstvě s menší rychlostí. Změna hybnosti molekul tekutiny je vyvolána silou F , která je úměrná gradientu relativní rychlosti vrstev tekutiny w . [7]

$$F = \eta \frac{dw}{dn} \quad (\text{Pa}) \quad (2)$$

kde

n je normála k vektoru síly F vztažené na 1 m^2 .

η je dynamická viskozita tekutiny

Dynamická viskozita kapalin klesá s rostoucí teplotou a mírně stoupá s rostoucím tlakem.

6.2.2 Stacionární vedení a prostup tepla tělesy

Ve smyslu druhého zákona termodynamiky se teplo šíří ve smyslu poklesu teploty ve směru kolmém na izotermickou plochu, tj. ve smyslu záporného gradientu teploty.

$$-\text{grad } T = -\frac{dT}{dn} \quad (\text{K} \cdot \text{m}^{-1}) \quad (3)$$

kde

n značí normálu k izotermické ploše

Stacionární tepelný děj značí tepelně ustálený termokinetický režim charakterizovaný v čase stálými teplotami ve všech bodech tělesa nebo soustavy tělesa a tekutiny. [7]

Fourierův zákon

Vyjadřuje množství tepla, které projde vedením hmotnosti plochou S v čase τ . Značí, že množství tepla proteklého tělesem je přímo úměrné teplotnímu spádu, času a průtokové ploše, kolmé na směr proudění tepla. [7]

$$Q = -\lambda \cdot \text{grad } T \cdot S \cdot \tau \quad (\text{J}) \quad (4)$$

kde

λ znamená teplotní vodivost

Vedením se teplo šíří v tuhých tělesech a v klidové vrstvě tekutiny. [7]

6.2.3 Kalorimetrické výpočty

Kalorimetrické výpočty patří k základním úlohám tepelné techniky. Typ materiálu určuje, jaké množství tepla je nutné dodat 1 kg látky, aby se ohřála o 1 teplotní stupeň.

Schopnost látky akumulovat teplo určuje měrná tepelná kapacita c . Jedná se zpravidla o konstantu v určitém teplotním intervalu. Základní otázkou kalorimetrického výpočtu je, jaké množství tepla je zapotřebí pro ohřátí (ochlazení) látky o hmotnosti m při teplotním rozdílu ΔT . [7]

Kalorimetrická rovnice pak má tvar:

$$P = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad (\text{W}) \quad (5)$$

6.3 Určování součinitele přestupu tepla při vynucené konvekci

Pokud vycházíme z teorie fyzikální podobnosti aplikované na problematiku přestupu tepla na rozhraní tekutiny a pevné látky, vyplývá pro určení součinitele přestupu tepla základní kritériální rovnice, která vyjadřuje shodnost (rovnost) Nusseltových kritérií dvou fyzikálně i geometricky podobných uspořádání. [5]

Vynucenou konvekci rozumíme jev, kdy přechází teplo mezi nepohyblivým povrchem a pohybující se tekutinou, přičemž pohyb tekutiny není vyvolán změnami její teploty. Intenzivnější proudění dané kapaliny uspíší a zvětší přestup tepla mezi tekutinou a povrchem oproti modelové situaci, kde se z povrchu přenáší tepelný výkon pouze kondukcí (vedením tepla). Máme-li kupříkladu teplou stěnu umístěnou v chladnějším vzduchu, ofukovanou ventilátorem, prouděním přitéká studený vzduch ke stěně. Změna (gradient) teploty vzduchu u stěny je větší, než jaká by byla pouze vedením tepla v stojícím prostředí a přestup tepla výrazně intenzivnější.

Pro sdílení tepla konvekci obecně platí: [5]

$$q = \alpha \cdot (T_s - T_o) \quad (W \cdot m^{-2}) \quad (6)$$

kde

α je součinitel přestupu tepla konvekci

q je plošná hustota tepelného výkonu vystupujícího ze stěny o povrchové teplotě T_s do tekutiny, která má teplotu T_o . Současně se má za to, že tato teplota je brána tak daleko, že je vliv této stěny na tuto teplotu zanedbatelný. Pro některé účely se užívají definice přesnější, např. děje v takzvané mezní vrstvě. [5]

V součiniteli přestupu tepla je zahrnuta celá problematika fyzikální podstaty transportu tepla v termokinetické mezní vrstvě, ohraničené teplotou tekutiny T a teplotou povrchu tělesa T_s . Součinitel přestupu tepla není termokinetická veličina hmotnosti jako tepelná vodivost nebo měrná tepelná kapacita. Určuje se výpočtem z rovnic stanovených na základě experimentálních výsledků pro jednotlivé případy sdílení tepla mezi tekutinou a teplosměnnou plochou tělesa S . Součinitel přestupu tepla závisí na druhu a stavu tekutiny v termokinetické mezní vrstvě. Prostup tepla stěnou je současný přestup tepla z teplejší tekutiny do stěny, vedení tepla stěnou a přestup tepla ze stěny do chladnější tekutiny. [7]

Pokud platí, že teplota stěny $T_s > T_o$, znamená to, že tepelný výkon přechází za stěny do tekutiny a q je kladný. Pokud však je situace obrácená, tzn., že $T_o > T_s$, tepelný výkon teče z tekutiny do stěny a q je při takto zvolené orientaci záporný. Dá-li se považovat hustota tepelného toku za ustálenou na povrchu o ploše S , celkový tepelný výkon lze vyjádřit vztahem: [5]

$$Q = q \cdot S = \alpha \cdot S \cdot (T_s - T_o) \quad (W) \quad (7)$$

Pokud lze považovat teplotu na povrchu za ustálenou a součinitel přestupu tepla na povrchu za proměnlivý, tepelný výkon určíme integrací podle vztahu: [5]

$$Q = \bar{q} \cdot S = \int_S \alpha \cdot (T_s - T_o) \cdot dS = \bar{\alpha} \cdot S \cdot (T_s - T_o) \quad (W) \quad (8)$$

kde

\bar{q} je střední hodnota plošné hustoty tepelného toku

$\bar{\alpha}$ je střední hodnota součinitele přestupu tepla konvekcí (v některé literatuře označovaná jako „alfa střední“ oproti dříve zavedenému „alfa místní“).

Podle teorie fyzikální podobnosti vztažené na problematiku sdílení tepla na rozhraní povrch – tekutina, vyplývá (z důvodu možnosti přepočtu mezi podobně velkými objekty v tekutinách s nestejnými tepelnými vodivostmi) nutnost rovnosti Nusseltových (kritérií) čísel: [5]

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot D_1}{\lambda_1} = \frac{\alpha_2 \cdot D_2}{\lambda_2} = Nu_2 \quad (-) \quad (9)$$

kde

D je takzvaný charakteristický rozměr tělesa

λ je tepelná vodivost tekutiny (Nusseltovo číslo je tedy rovno 1).

Pokud tedy známe velikost Nusseltova čísla, jsme schopni určit součinitel přestupu tepla konvekcí podle vztahu: [5]

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \quad W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (10)$$

Pokud je myšlena střední hodnota Nusseltova čísla, výsledkem je „alfa střední“, pakliže hodnota místní, získáme obdobně „alfa místní“. Stěžejním přínosem při

aplikaci bezrozměrných (podobnostních kritérií) čísel je redukce počtu nezávisle proměnných.

6.4 Samovolná (přirozená) konvekce

Při samovolné konvekci závisí součinitel přestupu tepla zejména na tíhovém zrychlení zemské tíže (například v beztížném stavu v kosmu by změna hustoty kapaliny nebo plynu nevyvolala žádný pohyb), kinematické viskozitě tekutiny (hustější kapalina s mnohem vyšší vazkostí při proudění trubkou a třením o její boky klade proudění mnohem vyšší odpor, než řídká kapalina s nízkou vazkostí nebo vzduch), na velikosti koeficientu objemové roztažnosti, (k samovolné konvekci nedojde, jestliže se nemění hustota tekutiny s teplotou). [5]

Dále pak součinitel přestupu tepla závisí na intenzitě proudění a také samozřejmě na rozdílu teplot T_0 a T_s , tepelné vodivosti tekutiny (intenzivnější přestup bude ve rtuti oproti například vzduchu nebo vodě), takzvané teplotní vodivosti tekutiny (poměr tepelné vodivosti a součinu hustoty a měrné tepelné kapacity látky), která je látkovou vlastností potřebnou k řešení např. nestacionárního sdílení tepla. [5]

6.5 Vynucená konvekce

Při vynucené konvekci nezávisí součinitel přestupu tepla na rozdílu teplot a tíhovém zrychlení, ale na rychlosti proudění tekutiny podél stěny (přesněji řečeno, na rychlostním profilu u stěny), závislost na látkových vlastnostech tekutiny pochopitelně zůstává. [5]

Obecně je přijímáno, že vyjma situací extrémně velkých hustot tepelného toku v případě vypařování při varu kapaliny nebo kondenzace syté páry na teplosměnné ploše nezávisí součinitel přestupu tepla na látkových vlastnostech stěny. Při turbulentním proudění v kanálech součinitel přestupu tepla nezávisí na drsnosti stěny, při laminárním nikoli. [5]

Z textu výše uvedeného je patrné, že jakési například univerzální tabulky, jež by sloužily pro stanovení součinitele přestupu tepla, by byly značně rozsáhlé, komplikované a v podstatě díky objemu a složitosti dat v praxi neuskutečnitelné. Tento problém eliminuje zavedená teorie fyzikální podobnosti, která díky svým

kritériím umožňuje redukovat počet nezávisle proměnných v oblasti vynucené konvekce zavedením podobnostních čísel (kritérií), tedy konkrétně Reynoldsova a Prandtlova, podle níže uvedených vztahů: [5]

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (-) \quad (11)$$

kde

ν je kinematická viskozita tekutiny, která souvisí s dynamickou viskozitou vztahem

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (m^2 \cdot s^{-1}) \quad (12)$$

kde

η je dynamická viskozita

$$\eta = kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1} = \frac{kg \cdot m \cdot s^{-2} \cdot s}{m^2} = \frac{N}{m^2} \cdot s = Pa \cdot s$$

a ρ je hustota proudící tekutiny.

Teplotní vodivost a je definována vztahem

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \quad (m^2 \cdot s^{-1}) \quad (13)$$

kde

λ je tepelná vodivost tekutiny

ρ je hustota kapaliny

c_p je měrná tepelná kapacita tekutiny při konstantním tlaku.

Lze tedy říci, že Prandtlovo číslo je podílem dvou látkových vlastností tekutiny a je tedy samo látkovou vlastností a jeho velikost je uvedena v tabulkách tepelných vlastností tekutin. A rovněž je Prandtlovo číslo podobnostním číslem, tedy bezrozměrnou veličinou (resp. má rozměr 1). V dalším se omezíme na proudění tekutiny v kanálech, obtékání povrchů je pro naše účely irelevantní. Při vynuceném proudění je rychlost proudění zohledněna závislostí Nusseltova čísla na Reynoldsově čísle: [5]

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} \quad (-) \quad (14)$$

kde

w je střední rychlost proudění (tj. objemový průtok dělený kolmým průřezem kanálu),

D charakteristický rozměr kanálu / objektu

v kinematická viskozita tekutiny.

Rychlost proudění tedy:

$$w = \frac{V}{S_k} \quad (m \cdot s^{-1}) \quad (15)$$

kde

$V(m^3 \cdot s^{-1})$ objemový průtok

$S_k (m^2)$ je plocha řezu kanálem

Reynoldsovo číslo je podobnostním číslem a tedy bezrozměrnou veličinou (resp. má rozměr 1). [5]

Z teorie fyzikální podobnosti vyplývá, že v nejobyčejnějším případě, kdy je již bezrozměrný rychlostní a teplotní profil vyvinutý, tedy za tzv. náběhovým úsekem, určíme hodnotu Nusseltova čísla: [5]

$$Nu = Nu(Re, Pr)$$

V proudící kapalině dochází k rozdílu teplot, čímž samozřejmě dochází ke změnám v Prandtlových číselech. Nusseltovo číslo závisí taktéž na poměru Prandtlových čísel na stěně a v tekutině. Lokální hodnota Nusseltova čísla vyjadřuje „místní alfa“ s uvažováním náběhového úseku a v tomto případě je potřeba vyjádřit závislost na bezrozměrném vyjádření polohy v kanálu (například poloha místa na svislé stěně vyjádřená poměrem délek) a podobně. [5]

Vztahy pak mají tvar:

$$Nu = Nu(Re, Pr, \frac{Pr_s}{Pr}, \frac{x}{D}) \quad (-) \quad (16)$$

kde

x je vzdálenost od vstupu tekutiny do kanálu

Pr_s je hodnota Prandtlova čísla při teplotě stěny, přičemž Re, Pr jsou brány při tzv. definiční teplotě.

Takzvaná *definiční teplota* je určena vztahem:

$$T_{def} = \frac{T_s - T_o}{2} \quad (^\circ C) \quad (17)$$

Tato teplota se v literatuře označuje jako *střední teplota mezní vrstvy*.

Veškeré látkové vlastnosti se uvažují při této definiční teplotě, není-li u kritériálních vztahů z literatury uvedeno jinak (například Prandtlovo číslo na stěně Pr_s uvažujeme při teplotě stěny a podobně). [5]

Platí tedy:

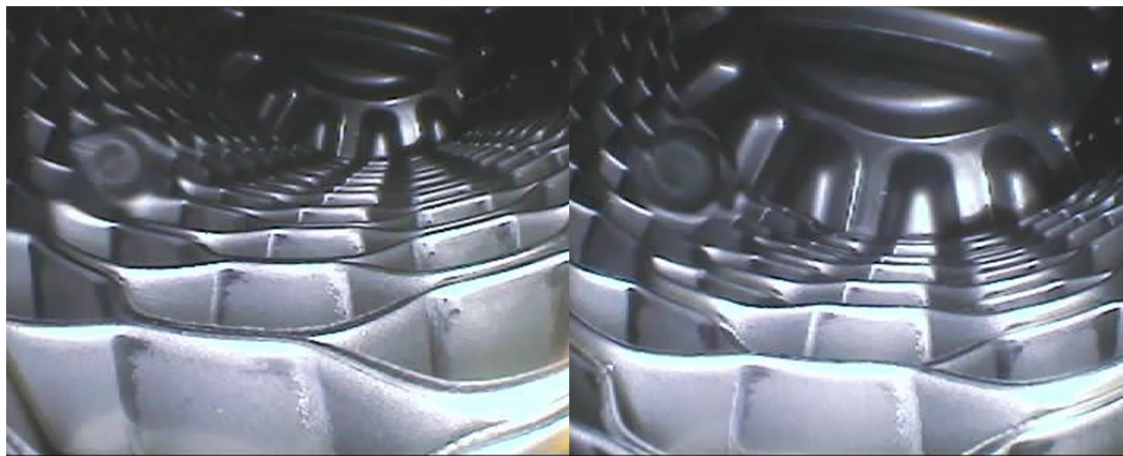
$$\lambda = \lambda(T_{def})$$

$$\nu = \nu(T_{def})$$

$$Pr = Pr(T_{def})$$

Stejně tak jako u teploty je třeba přijmout fakt, který definuje pro zvolenou geometrii charakteristický rozměr tělesa. Definiční rozměr by měl být vždy uveden u kritériálních vztahů autory příslušných aproximací naměřených závislostí.

$$Nu = Nu \left(Re, Pr, \frac{Pr_s}{Pr}, \frac{x}{D} \right) \quad (-) \quad (18)$$



Obr. 35 Vnitřní struktura deskového výměníku při zkoumání endoskopem [zdroj: vlastní zpracování]

Pro proudění tekutiny v kanálech je obvyklé brát u kanálů kruhového řezu za charakteristický rozměr průměr kanálu, pokud není uvedeno autory aproximací jinak, bere se v případě nekruhových kanálů [5]

$$D = \frac{4 \cdot S_k}{O_o} \quad (m^2) \quad (19)$$

kde

S_k je plocha řezu kanálu kolmého na směr rychlosti tekutiny

O_o je tzv. omočený obvod tohoto řezu, tedy ta část obvodu, kde tekutina omývá stěny kanálu.

Poznámka: Jak bude uvedeno níže, použitý korelační vztah bere u štěrbin za charakteristický rozměr pro sdílení tepla (tedy ovšem i v použitém Graetzově a Reynoldsově čísle) šířku štěrbin. Ve všech vztazích používáme pro charakteristický rozměr označení D . Pro úvahy o laminaritě používáme obvykle definované

$$D = \frac{4 \cdot S_k}{O_o}$$

což dává pro štěrbinu zanedbatelné tloušťky oproti šířce dvojnásobek její šířky. [5]

6.6 Proudění, sdílení tepla konvekcí v kanálech deskových výměníků

6.6.1 Vazké oleje

Při proudění tekutin v kanálech je přijímáno, že ustálený rychlostní profil v případě konstantních látkových vlastností musí být pro hodnoty $Re < 2300$ laminární (a např. v případě kruhového průřezu kanálu parabolický). Pro hodnoty $Re > 2300$ je možné turbulentní i laminární proudění, např. při vhodném hladkém zužování průřezu kanálu je možné udržet laminární proudění i k hodnotám $Re \approx 10^5$. Hodnotu 2300 je ovšem nutné brát s rezervou a zcela opomíjíme vírnaté proudění a celou problematiku turbulence. Pro proudění oleje v uvažovaných výměnících toto vše však není podstatné, platí v nich $Re < 100 \ll 2300$ a ustálený teplotní profil bude nutně laminární, nehledě na značné látkové změny (zejména výrazně nižší kinematická viskozita oleje na styku s teplosměnnou plochou). [5]

Pro idealizovaný případ (vstup proudění s homogenním rychlostním profilem do kanálu s takovým průměrem, že uvnitř kanálu platí $Re < 2300$) lze v literatuře [6], [7], [8] nalézt korelace ve tvaru racionálních lomených funkcí např. tvaru

$$Nu = a + \frac{b \cdot Gz^c}{(d + Gz^e)^2} \quad (-) \quad (20)$$

kde

$$Gz = \frac{Re \cdot Pr \cdot D}{x} \quad (-) \quad (21)$$

a x je vzdálenost od vstupu do kanálu, kde také předpokládáme začátek sdílení tepla z tekutiny do stěny kanálu nebo opačně.

Literatura [6] uvádí, že chyba této korelace je do 14% a navrhuje korelaci vhodnější, ve tvaru:

$$Nu = 1,302 \cdot Gz^{\frac{1}{3}} - 1 \quad \text{pro } 2 \cdot 10^4 \leq Gz \quad (22)$$

$$Nu = 1,302 \cdot Gz^{\frac{1}{3}} - 0,5 \quad \text{pro } 667 \leq Gz < 2 \cdot 10^4 \quad (23)$$

$$Nu = 4,364 + 0,236 \cdot Gz^{0,506} \cdot e^{\frac{-41}{Gz}} \quad \text{pro } 0 < Gz < 667 \quad (24)$$

I kdyby platilo, že chyba korelace je pod 1%, což znamená, že korelace byla získána z numerického řešení parciálních diferenciálních rovnic sdílení tepla a hybnosti s rovnicí kontinuity a nikoli měřením, taková přesnost měření, že nejistota bude pod 1% je silně nepravděpodobná, v našem případě bude chyba způsobená použitím této korelace větší. [5]

Situace v kanálech deskového výměníku není identická s výše popsaným idealizovaným případem vstupu tekutiny do kanálu, rozdělení oleje z přívodu do kanálů je ve výměníku složitější, místo začátku sdílení tepla není totožné s místem vstupu tekutiny do kanálu, které také není diskrétně definováno atd. [5]

Z nedostatku lepších možností budeme uvažovat různé hodnoty x podle volby místa kde $x = 0$ m. Při uvažované geometrii a průtocích má olej poměrně malé Reynoldsovo číslo a velké Prandtlovo číslo (záleží zejména na lokální teplotě oleje v kanálu). U vazkých olejů je také nezanedbatelný vliv změny Prandtlova čísla (nebo viskozity) v kolmém směru na proudění. Podle [9] uvažujeme

$$\alpha_{olej} = \frac{Nu \cdot \lambda}{D} \cdot \left[\frac{Pr(T_{\text{def olej}})}{Pr(T_{\text{def stěna}})} \right]^{0,14} \quad W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \quad (25)$$

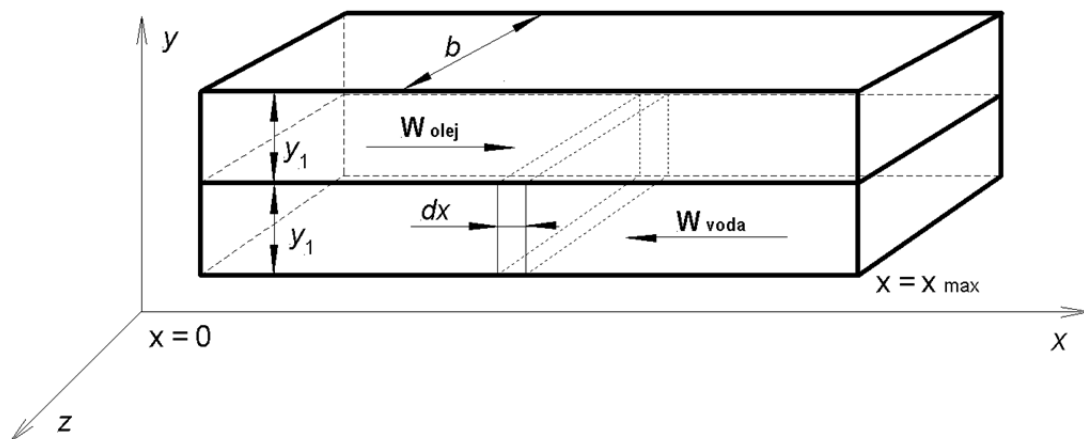
6.6.2 Voda

Pro proudění vody platí pochopitelně shodné vztahy jako v případě oleje. Při uvažované geometrii a průtocích má voda poměrně malé Prandtlovo číslo (cca jednotky, záleží zejména na lokální teplotě vody v kanálu) a velké Reynoldsovo číslo (cca stovky). Reynoldsovo číslo však leží spolehlivě v oblasti $Re < 2300$ a můžeme tedy použít uvedenou korelaci $Nu = Nu(Gz)$, podobně jako v případě oleje. Teplota vody se mění jen velmi málo, korekci na rozdílnou definiční teplotu vody a teplotu vody na styku s teplosměnným povrchem lze zanedbat. [5]

6.7 Sdílení tepla mezi olejem a vodou přes teplosměnnou plochu

Vzhledem k větší měrné tepelné kapacitě a průtoku vody by bylo možno pro přestup tepla použít střední hodnotu součinitele přestupu tepla, parametry oleje (zejména kinematická viskozita a následně Prandtlovo číslo) se však při průchodu kanálem v důsledku změn teploty oleje výrazně mění. Poznamenejme, že model a přesnou funkčnost výměníku by snad šlo získat pomocí CFD 3D modelování teplotního a rychlostního pole, např. v systémech ANSYS nebo FLUENT. Pro tyto modely by bylo ovšem třeba mít přesnou výkresovou dokumentaci. [5]

Pochopitelně nic nenahradí kvalitně provedené měření teplosměnných vlastností výměníku při různých průtocích médií a teplotách. Uvažujme (idealizované, ovšem později přepočtené na energeticky ekvivalentní kruhové kanály) uspořádání podle obr. 36.



Obr. 36 Element vody a oleje u teplosměnné plochy [5]

Pro obě média platí Fourier-Kirchhoffova rovnice: [5]

$$\rho \cdot c_p \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{w} \cdot \nabla T \right) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + Q_V \quad (J) \quad (26)$$

kde

značení veličin je podle popisu výše,

Q_V je objemová hustota tepelného výkonu odpovídající předávanému teplu do média (je tedy u oleje záporná a u vody kladná).

∇ je Hamiltonův operátor nabra. [5]

$$\nabla = \left(\frac{\partial}{\partial x}, \frac{\partial}{\partial y}, \frac{\partial}{\partial z} \right) \quad (m^{-1}) \quad (27)$$

Uvažujeme časově ustálené stavy výměníku, tedy $\frac{\partial T}{\partial t} = 0$ a $\vec{w} = (w_x, 0, 0)$, tedy proudění pouze ve směru osy x .

Člen $\nabla \cdot (\lambda \nabla T)$ zohledňuje (podélné) vedení tepla v médiích a je zcela zanedbatelný, což lze snadno ověřit, když vyřešíme příslušné rovnice s jeho zanedbáním a následně tento člen vyčíslíme. [5]

Přísně vzato by měl být brán člen Q_V nulový a tepelný výkon do/z tekutiny by byl zohledněn okrajovou podmínkou: to ovšem není možné bez řešení teplotního pole pomocí parciálních diferenciálních rovnic. Namísto přestupu tepla „okrajovou podmínkou“ s nulovým Q_V tedy řešíme energeticky ekvivalentní problém s nulovým přestupem tepla okrajovou podmínkou a nenulovým členem Q_V . [5]

Odvození v podstatě kopíruje odvození klasická, jen uvažuje proměnné látkové vlastnosti a následně součinitele přestupu tepla na straně vody a oleje, což vede k nelineárním diferenciálním rovnicím (vzorec pro předávaný výkon v uzavřeném tvaru neexistuje), navíc jelikož jde o protiproud, nemáme klasické Cauchy - Riemannovy podmínky (zadané hodnoty jsou vstupní hodnoty teplot médií a ty jsou ve dvou různých prostorových souřadnicích: [5]

$x = 0$ a $x = x_{max}$ = délka výměníku) a řešení je tedy nutno hledat pomocí numerických metod řešení soustav diferenciálních rovnic.

V uvedeném odvození nepoužíváme intuitivní výkonové či energetické bilance (jako např. v odvození podle [11]), postupujeme přísně podle určující Fourier-Kirchhoffovy rovnice s uvedením a zdůvodněním všech použitých zjednodušení.

Výsledné rovnice jsou (až na nekonstantnost součinitele přestupu tepla mezi médii) formálně shodné. [5]

6.8 Součinitel prostupu tepla mezi olejem a vodou

Součinitel prostupu tepla v uspořádání konvekce - vedení tepla - konvekce bereme obvyklým způsobem: [5]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej}} + \frac{d_{plech}}{\lambda_{plech}} + \frac{1}{\alpha_{voda}}} \quad (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}) \quad (28)$$

kde

$\frac{d_{plech}}{\lambda_{plech}}$ je podíl tloušťky plechu, přes který tepelný tok prochází.

α_{olej} a α_{voda} jsou konvektivní součinitele přestupu tepla mezi příslušným médiem a plechem. Tloušťku desky uvažujme $d_{plech} = 0,6 \text{ mm}$.

Tepelná vodivost není definovaná, nicméně pro pesimistický odhad

$$\lambda_{plech} \approx 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \text{ dostáváme } \frac{d_{plech}}{\lambda_{plech}} \approx 4 \cdot 10^{-5} \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1},$$

což odpovídá (fiktivnímu) konvektivnímu přestupu tepla s $\alpha = 2500 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$. Jelikož součinitel přestupu tepla α_{olej} bude pravděpodobně maximálně v řádu stovek, je tepelný odpor plechu oproti konvektivnímu tepelnému odporu zanedbatelný a tudíž dále bereme [5]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej}} + \frac{1}{\alpha_{voda}}} = \frac{\alpha_{olej} \cdot \alpha_{voda}}{\alpha_{olej} + \alpha_{voda}} \quad (W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}) \quad (29)$$

Uvažme podle obr. 36 tepelný výkon dP přecházející elementární ploškou plechu dS , zřejmě platí: $dS = b \cdot dx$ a také $dP = T_{olej} - T_{voda} \cdot dS$.

Veličina b (m) má hodnotu $b = \frac{S_{teplosměnná}}{x_{max}}$, tedy taková délka, která násobena délkou

teplosměnného kanálu ve směru $\vec{w} = (w_x, 0, 0)$ dá teplosměnnou plochu výměníku.

Objem elementárního kvádříku je $dV_{olej} = y_1 \cdot dS$, $dV_{voda} = y_2 \cdot dS$.

Odtud: [5]

$$Q_{V_{olej}} = \frac{-dP}{dV_{olej}} = \frac{k \cdot (T_{olej} - T_{voda}) \cdot dS}{y_1 \cdot dS} \quad (W) \quad (30)$$

a

$$Q_{V_{voda}} = \frac{dP}{dV_{voda}} = \frac{k \cdot (T_{olej} - T_{voda}) \cdot dS}{y_2 \cdot dS} \quad (W) \quad (31)$$

Fourier-Kirchhoffova rovnice má při výše uvedených zjednodušeních tvar (pro obě média, jen s příslušnými indexy veličin) tvar:

$$\rho \cdot c_p \cdot w_x \cdot \frac{dT}{dx} = Q_V \quad (J) \quad (32)$$

Pro obě média je třeba vyjádřit rychlost w_x . Jelikož v korelačních vztazích a vztazích pro výpočet výkonu proudícího média se uvažuje rychlost střední po ploše, můžeme při použití vztahů psát: [5]

$$\dot{V} = S_k \cdot w_x = y \cdot b \cdot w_x \quad (m^3/s) \quad (33)$$

$$\dot{m} = \rho \cdot \dot{V}; \quad (kg/s) \quad (34)$$

$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (W) \quad (35)$$

kde

ρ ($kg \cdot m^{-3}$) je hustota média

\dot{V} ($m^3 \cdot s^{-1}$) objemový průtok

S_k (m^2) je plocha řezu kanálem - řez kolmý na rychlost proudění $\vec{w} = (w_x, 0, 0)$,

$$-\dot{m}_{olej} \cdot c_{p_{olej}} \cdot \frac{dT_{olej}}{dx} = b \cdot k \cdot (T_{olej} - T_{voda})$$

$$\dot{m}_{voda} \cdot c_{p_{voda}} \cdot \frac{dT_{olej}}{dx} = -b \cdot k \cdot (T_{olej} - T_{voda})$$

kde

znaménko mínus v první rovnici znamená, že voda teče v našem modelu ve směru poklesu hodnot x , tedy na obrázku výše zprava doleva a olej pak zleva doprava ve směru růstu osy x . V rovnici druhé mínus znamená opačný směr kladného tepelného toku z / do média.

Poznámka: Hodnoty c_p bereme na teplotě nezávislé, vzniklá chyba je podstatně menší než vliv ostatních zjednodušení. V rovnicích pro přehlednost vynecháváme argumenty proměnných, samozřejmě: [5]

$$T_{olej} = T_{olej}(x),$$

$$T_{voda} = T_{voda}(x),$$

$$k = k(x, T_{olej}(x), T_{voda}(x), T_{def}).$$

6.9 Definiční teploty médií

Jelikož je $k = k(x, T_{olej}(x), T_{voda}(x), T_{def})$ a ovšem $T_{def} = g(k) = g(k(x, T_{olej}(x), T_{voda}(x), T_{def}))$, pro přesné řešení je nutné vyřešit (numericky) tuto rovnici a najít T_{def} pro každý krok numerického řešení.

Pro uvažované výměníky s poměrně velkým průtokem vody oproti průtoku oleje je zřejmé, že bude platit $\alpha_{olej} < \alpha_{voda}$.

Navíc se teplota vody mění málo a její látkové vlastnosti následně oproti oleji také málo. Případné numerické experimenty by patrně prokázaly, že podél kanálu je poměrně málo proměnlivý podíl $\frac{\alpha_{olej}}{\alpha_{voda}} = \xi$, s typickou hodnotou $\frac{\alpha_{olej}}{\alpha_{voda}} \approx 0,2$.

Označíme-li teplotu plechu $T_{pl}(x)$, pak můžeme nalézt řešení rovnice

$$\alpha_{voda} \cdot (T_{pl} - T_{voda}) = \alpha_{olej} \cdot (T_{olej} - T_{pl}) \text{ a uvážit, že } \alpha_{olej} = \xi \cdot \alpha_{voda}$$

a s použitím $\xi = 0,2$ získat teplotu $T_{pl}(x)$ jako lineární kombinaci $T_{voda}(x)$ a $T_{olej}(x)$.

Použití hodnoty $\xi = 0,2$ je jen ilustrativní, ve skutečnosti vycházíme z $x = 0,5 \cdot x_{max}$ a předpokládaných teplot a následně Reynoldsových a Prandtlových čísel v poměru $\frac{D}{x}$ v tomto místě. [5]

V korelaci pro součinitele přestupu tepla uvažujeme tedy ve smyslu

$$T_{def} = \frac{T_s - T_o}{2} \quad (K) \quad (36)$$

$$T_{def \ olej} = \frac{T_{pl} + T_{olej}}{2} \quad (K) \quad (37)$$

$$T_{def \ voda} = \frac{T_{pl} + T_{voda}}{2} \quad (K) \quad (38)$$

kde všechny teploty jsou lokální teploty, tedy $T_{def \ olej} = T_{def \ olej}(x)$.

6.10 Energeticky ekvivalentní geometrie

Přesná výkresová dokumentace výměníku nebývá k dispozici tzn., že x_{max} a D , je nutno určit odhadem. Logicky volíme energeticky ekvivalentní geometrii

nejjednoduššího uspořádání, tedy proudění kanálem obdélníkového řezu. Jelikož v Reynoldsově čísle vystupuje rychlost a není se jí možno zbavit jako y ve Fourier-Kirchhoffově rovnici, jsou tyto údaje pro správné posouzení funkce výměníku (výkon, výstupní teploty médií) podstatné. Uvažujeme tedy: [5]

$$b = \frac{S_{\text{teplosměnná}}}{x_{\text{max}}} \quad (m) \quad (39)$$

$$S_k = b \cdot D \quad (m^2) \quad (40)$$

přičemž vstupy jsou: x_{max} , $S_{\text{teplosměnná}}$, a D .

Z látkových vlastností, hmotnostního toku médií a S_k pak počítáme rychlosti médií v kriteriálních vztazích. Můžeme psát $S_k = b \cdot D$, protože v použitém kriteriálním vztahu $Nu = Nu(Gz)$ literatura uvádí, že pro štěrbinu je charakteristickým rozměrem její tloušťka (nikoli její dvojnásobek, jak také bývá obvyklé). Štěrbina v deskovém výměníku nemá konstantní tloušťku, výpočet pro D rovnou hloubce lisování dává nejmenší charakteristický rozměr a následně největší přestup tepla. [5]

Při vyšších Reynoldsových číslech (voda, větší průtoky teplejšího oleje) mají změny tloušťky štěrbinu pozitivní vliv na přestup tepla, pro uvažované výměníky je ovšem Reynoldsovo číslo tak malé, že se tento vliv pravděpodobně neuplatní vůbec.

6.11 Specifikace vzniku tepla v oleji

Pro vysvětlení podstaty dalších možností je třeba analyzovat vznik tepla, které je potřeba ze systému těsnicího oleje odvádět. Zřejmě se tepelný výkon, který je třeba odvádět a který tedy musí někde být do oleje přiváděn, skládá ze dvou dominantních složek:

- výkon přicházející do oleje sdílením tepla (vedení a konvekce)
- výkon vznikající v oleji viskózním třením

Velikosti těchto výkonů jsou navzájem poměrně slabě provázány, budeme je tedy - neboť je potřebujeme pro kvalitativní, nikoli kvantitativní analýzu - pojímat odděleně.

Výkon přicházející do oleje sdílením tepla nemůžeme systémem chlazení těsnicího oleje podstatně ovlivnit. Z obr. 20 na str. 33 lze jednoznačně určit, že na

úseku systému, počínaje průchodem přes ucpávky ložisek, až po vakuovou komoru, tj. na sání čerpadel poklesne teplota oleje o stabilních cca 15 °C. Takto velký tepelný výkon se přenesení jak vedením, tak konvekcí. Zbývající část tepla, aby výsledná teplota činila 40 °C, musí být z oleje odvedena ve výměníku. Z komplexního tepelného pohledu na celý (uzavřený) systém, těsnícího oleje, který představuje obr. 20 na stránce 33 vyplývá, že jednoznačným zdrojem tepelné energie v systému je viskózní tření v olejových ucpávkách.

Pro jednoduchost uvažme Navier-Stokesovu rovnici pro nestlačitelnou newtonskou tekutinu s konstantními látkovými vlastnostmi s nulovými objemovými hustotami sil, které nejsou tlakové, tíhové, setrvačné a třecí: [5]

$$\rho \cdot \frac{d\vec{w}}{dt} = -\nabla p + \rho \cdot \vec{g} + \eta \cdot \nabla^2 \cdot \vec{w} \quad (N \cdot m^{-3}) \quad (41)$$

kde

$\frac{d\vec{w}}{dt}$ je substanciální derivace rychlosti

p tlak

g zrychlení zemské tíže

η dynamická viskozita

ρ hustota oleje

∇ je Hamiltonův operátor nabla.

Skalárním vynásobením rovnice vektorem rychlosti \vec{w} získáme rovnici pro objemové hustoty výkonu. Třením generovaná objemová hustota tepelného výkonu je zřejmě rovna $\vec{w} = \eta \cdot \nabla^2 \cdot \vec{w}$ ($W \cdot m^{-3}$).

Z vlastností skalárního součinu je tedy tato hustota přímo úměrná dynamické (a jelikož změny hustoty jsou zanedbatelné i kinematické) viskozitě. Celkový výkon vznikající v oleji viskózním třením určíme tedy: [5]

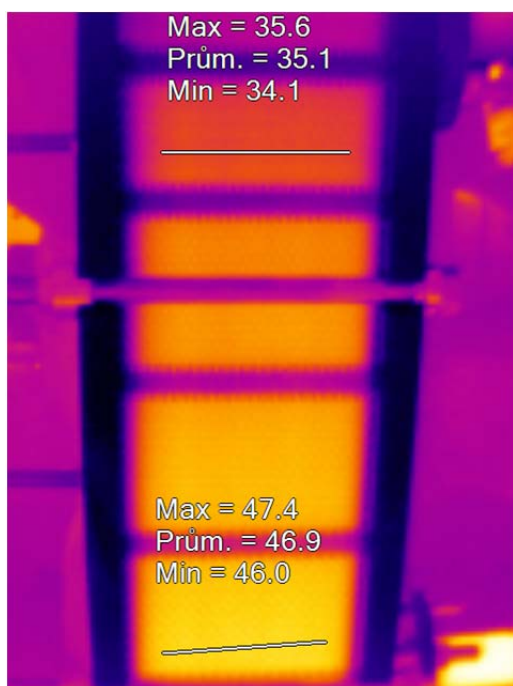
$$P_{visc} = \int_V \vec{w} \cdot (\eta \cdot \nabla^2 \cdot \vec{w}) \cdot dV = \int_V \eta \cdot \vec{w} \cdot (\nabla^2 \cdot \vec{w}) \cdot dV \quad (W) \quad (42)$$

Člen $\vec{w} \cdot (\nabla^2 \cdot \vec{w})$ v podstatě na viskozitě nezávisí, je dán geometrií a úhlovou rychlostí hřídele generátoru. Viskozita oleje je ovšem výrazně závislá na teplotě, tedy $\eta = \eta(T)$. Je-li tedy nižší výstupní teplota oleje (po smísení obtoku a výstupu výměníku), je P_{visc} vyšší.

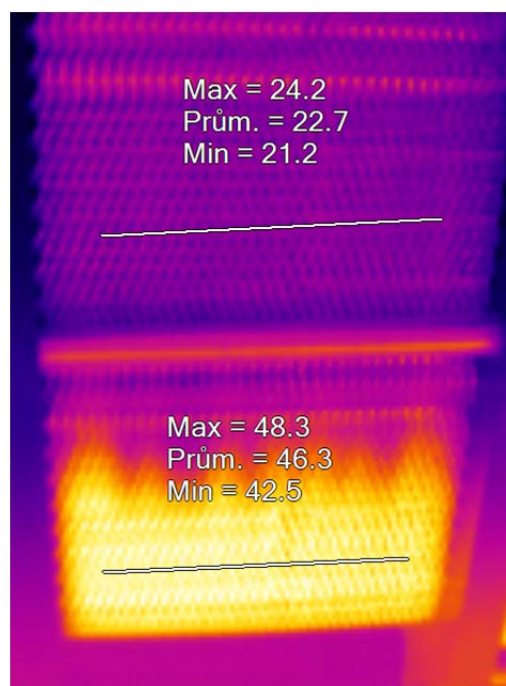
Jednoznačně definovaným technologickým limitem je teplota kompozitního kovu kroužku ucpávky. Tu však nelze měřit přímo, proto se její velikost definuje nepřímo na základě rozdílu výstupní teploty těsnícího oleje versus teploty oleje na vstupu do ucpávky.

Výše popsané fyzikální vztahy však vedou k tomu, že zvýšení teploty oleje (po smísení obtoku a výstupu výměníku) o ΔT vyvolá menší zvýšení teploty na vstupu do výměníku, než o ΔT . V letním období navíc bude vyšší teplota teplosměnné plochy výměníku, následně vyšší Reynoldsovo číslo a intenzivnější přestup tepla. Je tedy pravděpodobné, že z technického hlediska bude systém i v letním období fungovat uspokojivě.

Pro ilustraci na obrázku níže můžeme vidět dva různé deskové výměníky v činnosti, nasnímané termokamerou. Oba pracují ve stejném systému, se stejnými parametry médií a mají stejně velký štítkový chladicí výkon. Přesto je evidentní, že jeden odvádí teplo mnohem lépe než druhý.



Obr. 37 Správně dimenzovaný výměník
[zdroj: vlastní zpracování]



Obr. 38 Nesprávně dimenzovaný výměník
[zdroj: vlastní zpracování]

7 NÁVR MODERNIZACE SYSTÉMU TĚSNÍCÍHO OLEJE

7.1 Obecné požadavky a popis modernizace systému

Záměr modernizace chlazení těsnícího oleje na vodíkové straně turbogenerátoru vychází z předností, které přináší použití deskových chladičů. V tomto případě je nezbytné přenést regulaci výstupní teploty vychlazeného oleje, která se v současné odehrává na straně chladící vody, na stranu oleje. Deskové výměníky pro svou správnou funkci požadují dostatečně velký průtok chladící vody a to zejména z důvodu, že se očekává určité znečištění, v našem případě surové vody. Využití stávajícího systému regulace pro deskové chladiče by mohlo přinést provozní komplikace, rizikové jsou zejména provoz s nízkým průtokem chladící vody, kdy hrozí vlivem nízkých rychlostí zanášení desek výměníku jemnými nečistotami, které nezachytí mechanická filtrace.



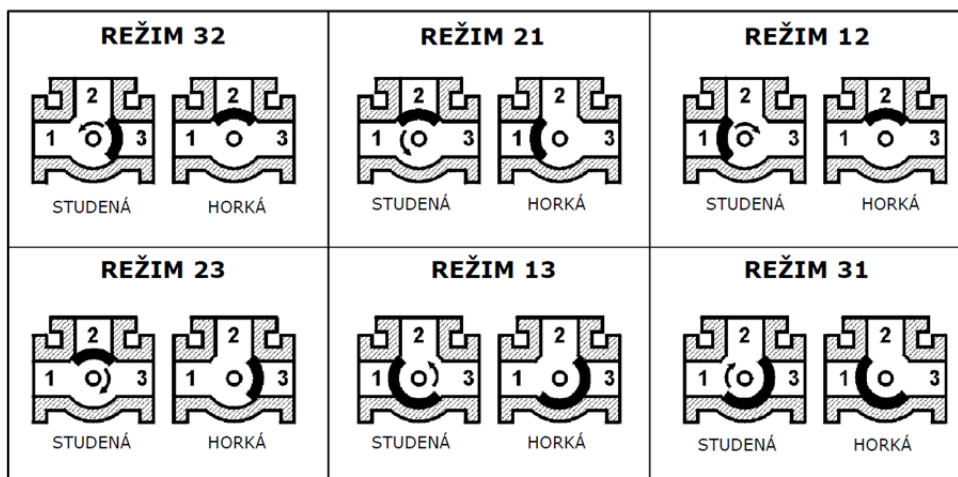
Obr. 39 Úsady v systému chladící vody – ilustrační foto [zdroj: vlastní zpracování]

Jako regulační prvek na straně těsnícího oleje je navržena třicestná termostatická regulační armatura v režimu rozdělování.



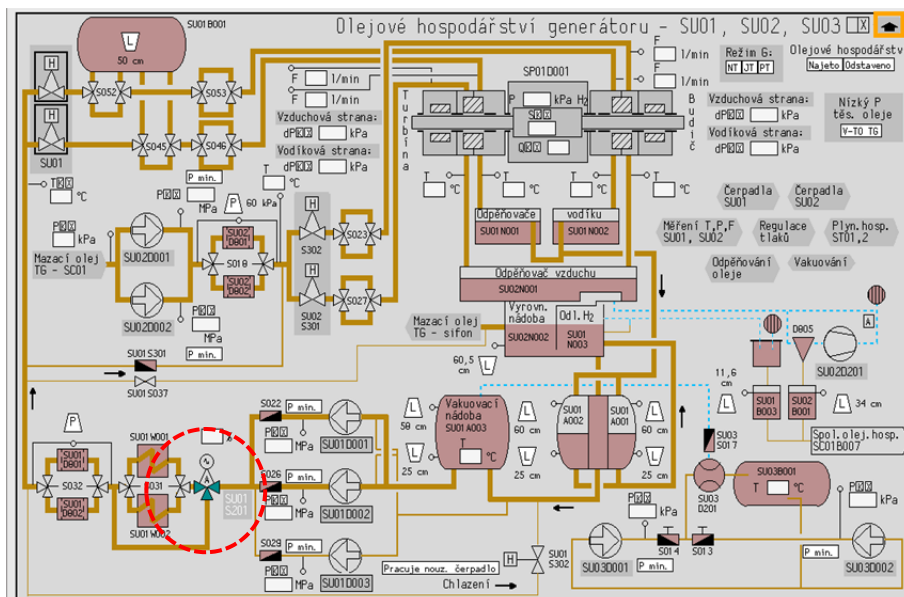
Obr. 40 Termostatický ventil s elektropohonem
Amot

Tato armatura zajistí rozdělování odpovídajícího průtoku do výměníku a do obtoku výměníku tak, aby bylo po smísení obou proudů za výměníkem dosahováno požadované teploty 40°C s předepsanou regulační odchylkou.



Obr. 41 Amot – možnosti nastavení regulační armatury

Takto navržené řešení zajistí trvalý nominální průtok na straně chladicí vody a minimalizuje tak riziko zanášení výměníku při nízkých průtočných rychlostech. Ochranu před hrubými nečistotami, které se mohou vyskytovat v chladicí vodě, zajistí duplexní filtr předřazený výměníkům na vodní straně.



Obr. 42 Nově navržený systém regulace výstupní teploty těsnícího oleje [zdroj: vlastní zpracování]

7.2 Tepelný přehled systému

Na obr. 20 na stránce 33 můžeme usuzovat, že v oběhu systému těsnícího oleje se vyskytuje pouze jediný dominantní zdroj tepla a to je viskózní tření v olejových ucpávkách. Na zbývajících částech systému se teplo v podstatě odevzdává ven. Za standartních a ustálených podmínek v reálném provozu, činí celkový průtok těsnícího oleje $q_c = 135$ l/min. Tuto hodnotu bereme z výsledků diagnostického měření, které proběhlo dne 31.10.2014.

Výsledky měření:

Teplota oleje vstup	T_1	(°C)	56,5
Teplota oleje výstup	T_2	(°C)	37
Teplota vody vstup	T_3	(°C)	16,5
Teplota vody výstup	T_4	(°C)	30,5
Průtok oleje	q_1	(l/min)	125 ÷ 140
Průtok vody	q_2	(m ³ /hod)	3,9

Tab. č. 3: Naměřené výsledky z 31.10.2014

Měření provedli pracovníci oddělení provozní diagnostiky ČEZ ETE. Byly měřeny teploty médií pomocí kontaktních teploměrů a průtoky pomocí ultrazvuku. Regulační armatura na vstupu chladicí vody do chladiče byla v průběhu měření vyňata z automatického režimu a ponechána v ručním režimu ovládání, aby se neměnil průtok chladicí vody v průběhu měření.

Celkový průtok oleje prochází současným trubkovým výměníkem a opouští ho vychlazený na teplotu 40 °C. Za ním se rozděluje díky působení hydrostatických ventilů na dva okruhy. První q_1 je přiváděn na ucpávky, druhý q_2 je obtokem přiváděn zpátky na sání čerpadel. Po projití q_1 ucpávkami se oba průtoky opět spojují v jeden q_c a ten je směřován do výměníku.

Číselně vyjádřeno:

$$q_c = 135 \quad (l \cdot \text{min}^{-1}) \quad = 0,00225 \quad (m^3 \cdot s^{-1})$$

$$q_1 = 36 + 35 = 71 \quad (l \cdot \text{min}^{-1}) \quad = 0,001183333 \quad (m^3 \cdot s^{-1})$$

$$q_2 = 135 - 71 = 64 \quad (l \cdot \text{min}^{-1}) \quad = 0,001066667 \quad (m^3 \cdot s^{-1})$$

Z toho \dot{m} podle (33):

$$\dot{m}_c = 1,8931275 \quad (kg \cdot s^{-1})$$

$$\dot{m}_1 = 0,9956448 \quad (kg \cdot s^{-1})$$

$$\dot{m}_2 = 0,89748266 \quad (kg \cdot s^{-1})$$

7.2.1 Výpočet tepelného výkonu v ucpávkách

Současné parametry – průtok a hmotnostní tok dle (33):

$$q_1 = 71 \quad (l \cdot \text{min}^{-1})$$

$$\dot{m}_1 = 0,9956448 \quad (kg \cdot s^{-1})$$

$$T_{in} = 40 \text{ °C}$$

$$T_{out} = 73 \text{ °C}$$

$$c_p = 2035,67 \text{ J/kgK}$$

$$\rho = 841,39 \text{ kg/m}^3$$

P podle (5):

$$P = 0,9956 \cdot 2035,67 \cdot (73 - 40) = 66 \text{ 884, 54} \quad (W)$$

7.2.2 Výpočet teploty oleje po smísení m_1 a m_2

Počítáme teplotu oleje na sání čerpadel, respektive vstupu do výměníku, po smísení průtoku přes ucpávky s průtokem, který je veden přes obtok. Postupujeme podle vztahu (5):

$$\dot{m}_1 \cdot (T_{out\ ucp}) + \dot{m}_2 \cdot (T_{out\ chl}) = \dot{m}_c \cdot T_x$$

Z toho T_x :

$$T_x = \frac{\dot{m}_1 \cdot (T_{out\ ucp}) + \dot{m}_2 \cdot (T_{out\ chl})}{\dot{m}_c} \quad (^\circ\text{C})$$

$$T_x = \frac{0,9956448 \cdot 73 + 0,89748266 \cdot 40}{1,8931275} = 57,35 \quad (^\circ\text{C})$$

Vypočtená teplota T_x koresponduje s obr. 27 na str. 37 a v podstatě udává velikost teploty oleje, který vstupuje do výměníku. Tento stav lze chápat jako ustálený a charakteristický pro celý systém. Jinými slovy, olej po výstupu z ucpávek na své cestě na sání čerpadel odevzdá tepelný výkon, který – vyjádřen teplotně, odpovídá v průměru 12 až 15 °C.

7.3 Teplotní parametry trubkových výměníků

7.3.1 Štítkové parametry

- jmenovitý chladicí výkon výměníku: 170 kW
- jmenovitý průtok chladicí vody přes výměník: 30 m³/hod
- teplota výstupního oleje z výměníku 40 ± 2 °C

7.3.2 Parametry a vlastnosti - strana vody

Potrubi chladicí vody: DN 80

Teplota vstupní vody $T_{voda\ in} = 16,5$ °C

Teplota výstupní vody $T_{voda\ out} = 30,5$ °C

Průtok $q_v = 3,9$ m³/hod

Fyzikální parametry - vstup:

Měrná tepelná kapacita $c_{p\ voda\ in} = 4183,4\ \text{J/kgK}$

Hustota $\rho_{voda\ in} = 998,86\ \text{kg/m}^3$

Tepelná vodivost $\lambda_{voda\ in} = 0,62381\ \text{W/mK}$

Kinematická viskozita $\nu_{voda\ in} = 1,1 \cdot 10^{-6}\ \text{m}^2/\text{s}$

Fyzikální parametry - výstup:

Měrná tepelná kapacita $c_{p\ voda\ out} = 4176,3\ \text{J/kgK}$

Hustota $\rho_{out} = 995,49\ \text{kg/m}^3$

Tepelná vodivost $\lambda_{voda\ out} = 0,62381\ \text{W/mK}$

Kinematická viskozita $\nu_{voda\ out} = 8,04 \cdot 10^{-7}\ \text{m}^2/\text{s}$

Průtoky:

$$q_v = 3,9 \quad (\text{m}^3 \cdot \text{h}) \quad = 0,00108 \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

Z toho \dot{m} podle (33):

$$\dot{m}_v = 1,082101 \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

Průměr:

$$D_v = 0,08 \quad (\text{m})$$

Plocha řezu:

$$S_v = 0,005024 \quad (\text{m}^2)$$

Rychlost proudění podle (15):

$$w_v = \frac{0,00108}{0,005024} = 0,2156 \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$$

Teplotní vodivost a podle vztahu (13):

$$a_v = \frac{0,62381}{995,4991 \cdot 4176,37} = 1,500 \cdot 10^{-7} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$$

7.3.3 Parametry a vlastnosti - strana oleje

Potrubí oleje: DN 65

Teplota vstupního oleje $T_{olej\ in} = 56,5\ \text{°C}$

Teplota výstupního oleje $T_{olej\ out} = 37\ \text{°C}$

Průtok $q_o = 135\ \text{l/min}$

Fyzikální parametry - vstup:

Měrná tepelná kapacita $c_{p\ olej\ in} = 2035,67\ \text{J/kgK}$

Hustota $\rho_{olej\ in} = 841,39\ \text{kg/m}^3$

Tepelná vodivost $\lambda_{olej\ in} = 0,13081\ \text{W/mK}$

Kinematická viskozita $\nu_{olej\ in} = 1,65 \cdot 10^{-5}\ \text{m}^2/\text{s}$

Fyzikální parametry - výstup:

Měrná tepelná kapacita $c_{p\ olej\ out} = 2035,67\ \text{J/kgK}$

Hustota $\rho_{olej\ out} = 841,39\ \text{kg/m}^3$

Tepelná vodivost $\lambda_{olej\ out} = 0,13081\ \text{W/mK}$

Kinematická viskozita $\nu_{olej\ out} = 8,04 \cdot 10^{-7}\ \text{m}^2/\text{s}$

Průtoky:

$$q_o = 135 \quad (\text{l} \cdot \text{min}^{-1}) \quad = 0,00225 \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

Z toho \dot{m} podle (33):

$$\dot{m}_o = 1,8931 \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

Průměr:

$$D_o = 0,065 \quad (\text{m})$$

Plocha řezu:

$$S_o = 0,003326 \quad (\text{m}^2)$$

Rychlost proudění podle (15):

$$w_o = \frac{0,00225}{0,003326} = 0,6784 \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$$

Teplotní vodivost a podle vztahu (13):

$$a_o = \frac{0,130801}{841,39 \cdot 2035,67} = 7,63724 \cdot 10^{-8} \quad (\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1})$$

7.3.4 Vypočtené hodnoty

Výkon na straně vody podle vztahu (5):

$$P_{voda} = 1,082101 \cdot 4183,4 \cdot (30,5 - 16,5) = \mathbf{63376,05} \quad (W)$$

Reynoldsovo číslo na straně vody – vstup podle vztahu (14):

$$Re_{voda\ in} = \frac{0,215631 \cdot 0,08}{1,1026 \cdot 10^{-6}} = \mathbf{15645,32} \quad (-)$$

Reynoldsovo číslo na straně vody – výstup podle vztahu (14):

$$Re_{voda\ out} = \frac{0,215631 \cdot 0,08}{0,804 \cdot 10^{-6}} = \mathbf{21455,88} \quad (-)$$

Prandtlovo číslo na straně vody – vstup podle vztahu (11):

$$Pr_{voda\ in} = \frac{1,1026 \cdot 10^{-6}}{1,4928 \cdot 10^{-7}} = \mathbf{7,39} \quad (-)$$

Prandtlovo číslo na straně vody – výstup podle vztahu (11) :

$$Pr_{voda\ out} = \frac{8,04 \cdot 10^{-7}}{1,50044 \cdot 10^{-7}} = \mathbf{5,36} \quad (-)$$

Výkon na straně oleje podle vztahu (5):

$$P_{olej} = 1,893128 \cdot 2035,67 \cdot (56,5 - 37) = \mathbf{75148,77} \quad (W)$$

Reynoldsovo číslo na straně oleje – vstup podle vztahu (14):

$$Re_{olej\ in} = \frac{0,215631 \cdot 0,065}{1,65 \cdot 10^{-5}} = \mathbf{2672,49} \quad (-)$$

Reynoldsovo číslo na straně oleje – výstup podle vztahu (14):

$$Re_{olej\ out} = \frac{0,215631 \cdot 0,065}{3,91 \cdot 10^{-5}} = \mathbf{1128,35} \quad (-)$$

Prandtlovo číslo na straně oleje – vstup podle vztahu (11):

$$Pr_{olej\ in} = \frac{1,65 \cdot 10^{-5}}{7,6372 \cdot 10^{-8}} = \mathbf{216,05} \quad (-)$$

Prandtlovo číslo na straně oleje – výstup podle vztahu (11):

$$Pr_{olej\ out} = \frac{3,91 \cdot 10^{-5}}{7,6372 \cdot 10^{-8}} = \mathbf{511,7} \quad (-)$$

Dílčí nesoulad výsledků výkonů na straně oleje a straně vody je jistě způsoben nepřesnostmi vzniklými při odečtu teplot a stanovením průtoku, zejména na straně

chladicí vody, kde je teplotní rozdíl vstupní a výstupní teploty minimální. Avšak koresponduje s velikostí výkonu, z předešlého výpočtu, který vzniká v ucpávkách.

V této fázi je možné nepřímo ověřit správnost dat s tím, že naměřený průtok chladicí vody výměníkem činil $3,9 \text{ m}^3/\text{hod}$. To procentuálně vyjádřeno, z maximálního jmenovitého průtoku vody v systému, tj. při maximálním otevření regulačního ventilu je $30 \text{ m}^3/\text{hod}$, znamená 13 % otevření. V obrázku otevření regulační armatury obr. 23 na str. 35 zjistíme, že dne 31.10.2014 byla armatura otevřena na cca 9,3 – 9,5 %.

7.4 Výpočet výkonu nových výměníků

Z teplotního přehledu schémat u celého systému těsnícího oleje je patrné, že zdroj tepla je jediný. Je to viskózní tření v olejových ucpávkách. Pro optimální návrh nových tepelných výměníků těsnícího oleje na vodíkové straně ucpávek dále vycházíme dále z reálných provozních údajů, které jsou představeny na obr. 20 až obr. 27. Zajímají nás především průtoky oleje na každou stranu (turbíny i budiče) ucpávky, teploty na vstupu – tj. zda se pohybují v povoleném pásmu $40 \pm 2^\circ\text{C}$ a hlavně teplota oleje na výstupu z ucpávek.

V rámci záměny stávajících trubkových tepelných výměníků za nové, musíme mít na zřeteli zejména zachování a zabezpečení správné funkce výměníků, respektive spolehlivosti celého systému těsnícího oleje. Vycházíme ze dvou základních pravidel, tzn., v létě musíme umět kvantitativně dobře chladit a zároveň v zimním období rovněž dobře chladit, ale nepřechladit. Tuto funkci zabezpečí rozdělovací armatura Amot.

Dále je potřeba uvažovat s reálným schématem zapojení olejového systému. Vzít na zřetel, že průtok oleje přes výměník se nerovná průtoku oleje přes ucpávky. Je potřeba si uvědomit, že olej na výtlaku z čerpadel je přiveden tlakům na ucpávkách, konkrétně 85 kPa na vodíkové straně a 70 kPa na vzduchové straně. Zbývající průtok oleje je obtokem přiváděn zpět na sání olejových čerpadel. Pro stanovení velikosti celkového výkonu uvažovaných nových výměníků tedy vycházíme z několika kritérií.

7.4.1 Výpočet z aktuálních hodnot

Výkon deskového výměníku bude co do velikosti stejný jako v současném trubkovém výměníku. Ovšem díky regulaci kdy nově budeme regulovat průtok těsnícího oleje na místo chladicí vody, se změní podmínky provozu výměníku. S kalkulací, kdy budeme ze systému těsnícího oleje odebírat výkon cca 75 kW to bude znamenat:

Průtok chladicí vody se navýší na 20 m³/hod, tím pádem se dostaneme:

$$q_v = 20 \quad (\text{m}^3 \cdot \text{h}) \quad = 0,005555556 \quad (\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1})$$

Z toho \dot{m} podle (33):

$$\dot{m}_v = 5,5492 \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

Rychlost proudění podle (15):

$$w_v = \frac{0,005555556}{0,005024} = 1,105803255 \quad (\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$$

Reynoldsovo číslo na straně vody – vstup podle vztahu (14):

$$Re_{voda\ in} = \frac{1,1058 \cdot 0,08}{1,1026 \cdot 10^{-6}} = \mathbf{80232,41} \quad (-)$$

Reynoldsovo číslo na straně oleje – vstup podle vztahu (14):

$$Re_{olej\ in} = \frac{0,6784 \cdot 0,065}{1,65 \cdot 10^{-5}} = \mathbf{2\ 672,49} \quad (-)$$

K Reynoldsovo číslu na straně oleje je v této fázi potřeba dodat, že v průběhu regulace bude průtok oleje přes nový deskový výměník klesat a tím pádem klesat i Reynoldsovo číslo.

7.5 Definice mezních hodnot

Dle nastavení technologických ochran v systému těsnícího oleje je limitní velikost výstupní teploty těsnícího oleje po projití ucpávkami. Tato hranice činí 80 °C. Dále je nastaveno, že teplota oleje na vstupu do ucpávek je kritériálně požadovaná ve výši 40 °C.

Z těchto údajů můžeme vypočítat maximální velikost tepelného výkonu, který se může v ucpávkách generovat, a standartní přípustné parametry v systému nebudou překročeny.

Maximální povolené parametry:

$$T_{in} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{out} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tomu odpovídají fyzikální parametry:

$$c_p = 2035,67 \text{ J/kgK}$$

$$\rho = 841,39 \text{ kg/m}^3$$

$$q_1 = 71 \quad (\text{l} \cdot \text{min}^{-1})$$

$$\dot{m}_1 = 0,9956448 \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1})$$

P podle (5):

$$P = 0,9956 \cdot 2035,67 \cdot (80 - 40) = \mathbf{81072,17} \quad (\text{W})$$

7.5.1 Výpočet teploty oleje po smísení max. t_1 a standard t_2

Postupujeme podle vztahu:

$$\dot{m}_1 \cdot (T_{out\ ucp}) + \dot{m}_2 \cdot (T_{out\ chl}) = \dot{m}_c \cdot T_x$$

Z toho T_x :

$$T_x = \frac{\dot{m}_1 \cdot (T_{out\ ucp}) + \dot{m}_2 \cdot (T_{out\ chl})}{\dot{m}_c}$$

$$T_x = \frac{0,9956448 \cdot 80 + 0,89748266 \cdot 40}{1,8931275} = \mathbf{61,03} \quad (^\circ\text{C})$$

Vypočtená teplota $T_x = 61,03 \text{ } ^\circ\text{C}$ představuje maximální možnou teplotu oleje na vstupu do výměníku, kdyby se v ucpávkách do oleje generoval maximální povolený tepelný výkon.

7.6 Nové prvky v rámci modernizace systému

7.6.1 Deskové výměníky

Z hlediska výpočtů v předchozím textu a se započítáním rezervy s ohledem na zanášení se nový deskový výměník navrhuje na maximální přenášený výkon 100 kW. Výměník musí kromě návrhových parametrů splňovat rovněž i veškeré provozní režimy.

Pro výměník je důležité dosažení minimálních tlakových ztrát jak na vodní, tak na olejové straně. Nové deskové výměníky tepla bude nutné vybavit úkapovou vanou a svést olej, který unikne během manipulací obsluhou (odvzdušňování), do drenážního potrubí.

Provedení	vertikální deskový výměník
Materiálové provedení	nerez ocel
Provedení	rozebíratelný
Příslušenství	úkapová vana
Prostředí:	strojovna HVB, druh prostředí 3.1.1dle ČSN 33 0300

Horká strana

Médium	Turbinový olej ISO VG 32, filtrovaný bez mechanického znečištění
Průtok na teplé straně	max. 135 l/min

Studená strana

Médium	chladicí věžová voda nebo surová voda bez mechanického znečištění
Chemické složení	viz. příloha 3
Průtok na studené straně	20 m ³ /h

7.6.2 Duplexní filtr – olej

Provedení	dvoukomorový filtr (duplexní)
Přepínání komor	kulový ventil
Médium	Turbinový olej Total Preslia 32
Filtrace - jemnost	20 μm
Nejvyšší pracovní přetlak	12 bar
Teplota média	max. 40° C
Průtok	4,8 l/s

Požadované příslušenství:

- optický snímač tlakové difference mezi vstupem a výstupem se signalizací na BD
- magnetická tyčinka

7.6.3 Mechanická filtrace – voda

Provedení	dvoukomorový filtr (duplexní)
Medium	chladící voda nebo surová voda
Chemické složení	viz příloha
Filtrace - jemnost	600 μm
Nejvyšší pracovní přetlak	5 bar
Teplota média	max. 33° C
Průtok	20 m ³ /h

Požadované příslušenství:

- optický snímač tlakové difference mezi vstupem a výstupem se signalizací na blokovou dozornu.

Duplexní filtry musí umožňovat přepínání mezi pracovní a rezervní komorou pomocí kulového ventilu za provozu systému.

Mechanické filtry musí být osazeny indikátorem znečištění – optickým ukazatelem tlakové ztráty Δp mezi vstupem a výstupem filtru a přenosem signálu na blokovou dozornu.

8 ZÁVĚR

Modernizaci pomocného olejového hospodářství generátoru můžeme posuzovat dle mnoha hledisek a kritérií. Lze uvážit postupně různé varianty, vyhodnotit jejich klady a zápory.

1. Nultá varianta

To znamená neprovádět žádné akce. Ponechat setrvalý stav, udržovat zařízení standartním způsobem, byť jak se zdá, poměrně finančně a časově náročným a čerpat životnost současné technologie až na maximum. Patrně však bude degradace materiálových komponent i nadále pokračovat a hrozí riziko, že dojde k selhání za provozu bloku.

Můžeme samozřejmě konstatovat, že to až tak dalece nevádí, protože stávající výměníky jsou duplicitní, pro technologické potřeby je potřeba vždy jen jeden výměník, druhý je jako záložní. Musíme si však uvědomit, že porucha typu – ztráta integrity, tj. průnik jednoho média do druhého (voda do oleje nebo naopak), by pro ostatní komponenty i v dalších systémech mohla mít negativní následky.

Systém těsnícího oleje vodíkové strany ucpávek je z části společný se systémem zatěsnění vzduchové strany ucpávek. Ten je součástí olejového systému turbíny, čili vzniklá situace, kdy dojde ke vniku vody do oleje, který maže ložiska tak zásadně důležitého zařízení jako je turbína a generátor. Tato situace je samozřejmě málo pravděpodobná, protože tlak oleje v systému je za standartních podmínek vyšší (1,4 MPa) než tlak vody (0,2 MPa), ovšem v případě poruchových stavů se mohou parametry v systému nepředvídatelně změnit. A poznat včas „dostatečně“ velké opotřebení a rozvoj vad v materiálu struktury vnitřní trubkovnice výměníku, a vyřadit jej z provozu, jistě není jednoduché. Navíc v tomto případě, tj. poruchy typu ztráta integrity, by nebylo možné ponechat zařízení v provozu. Nevyhnutelně by bylo nutné odstavit celý blok a tím vznikají další sekundární ztráty na „nevýrobě“, se všemi negativy, které k tomu patří.

A i v případě přijetí této nulové varianty neodvrátíme, pouze oddálíme, nutnost výměny dožité technologie za novou. Nicméně v absolutních číslech a konkrétním časovém období to znamená jednoznačné úspory finančních prostředků.

2. Varianta použití nových trubkových výměníků

Tato varianta zcela jistě neskýtá žádná vážná rizika. V systému by nebylo potřeba realizovat žádné technologické změny, změny v koncepci ovládání, změny v oblasti elektro a SKŘ, nové kabeláže, požadavků na změnu SW prostředků a podobně.

Samozřejmě se předpokládá, že by se aplikoval výměník správně výkonově dimenzovaný, čili dle předcházejících výpočtů 100 kW, čistou záměnou nový za starý.

Patrně by bylo nezbytné provést drobné úpravy v konstrukci upevnění nových výměníků, přívodech, přírubách přívodních / odvodních potrubních trasách. Díky nižšímu výkonu by bylo nezbytné upravit průtok chladicí vody výměníkem, který je dnes relativně velice škrcen, tím pádem se dá očekávat, že by se ve vnitřní trubkovnici netvořily mechanické úsady tak intenzivně jako v současném trubkovém výměníku.

Jedinou nevýhodou je cena nového trubkového výměníku, která je relativně vysoká, minimálně ve srovnání s deskovými výměníky, a samozřejmě by v podstatě zůstal stejně náročný systém údržby výměníku. Byť by byl výkonově menší, patrně by stejně znamenal náročné požadavky na servisní vybavení z hlediska přípravků, manipulace a zdatnosti obsluhy.

3. Varianta použití nových deskových výměníků

Tato varianta znamená poměrně náročný zásah do systému těsnícího oleje. Na druhou stranu však přináší mnohá pozitiva, která se ve finálním výsledku jeví jako nejvýhodnější. Nejen že budou vyměněny dosluhující výměníky za nové, ale v průběhu realizace projektu se doplní technologie o další nové komponenty (filtrace na straně chladicí vody), vymění se dosluhující komponenty (filtrace na oleji), které posílí spolehlivost systému těsnícího systému jako celku. Pokud budou nové deskové výměníky správně dimenzované, lze očekávat bezproblémovou funkci celého systému, pružnou regulaci podle aktuální teploty chladicí vody.

Neméně významným přínosem budou snížené nároky na údržbu a podstatné zjednodušení praktického výkonu údržbářských prací, protože na rozdíl od stávajících masivních trubkových výměníků jsou deskové výměníky menší, kompaktnější a uživatelsky přívětivější.

Realizaci záměny komponent je vhodné provést v úzké spolupráci s výrobcem generátoru a s výrobcem deskových výměníků, aby byla zachována garance za funkci olejového hospodářství a celého generátoru. Je potřeba simulovat provoz výměníku v SW prostředí, jež má výrobce k dispozici tak, aby byl garantován chladicí výkon v závislosti na teplotě chladicí vody v průběhu kalendářního roku. Rovněž s vědomím, že bude realizovaná regulace výstupní teploty těsnícího oleje pomocí velikosti průtoku oleje, s čímž přímo souvisí fakt, že kinematická viskozita oleje je silně závislá na teplotě.

Již nyní se pohybujeme na hranici laminarity proudění oleje a lze předpokládat, že v případě aplikace regulace na straně oleje se nejspíše dostaneme do oblastí nízké laminarity proudění se všemi negativními důsledky na snížení součinitele přestupu α , potažmo celkového výkonu výměníku. V podstatě to znamená, že výměník musí být optimálně výkonově navržen tak, aby průměr kanálů, jejich délka a průměr, při uvažovaných průtočných množstvích poskytoval dostatečný chladicí výkon.

Možné dopady neplánovaného odstavení generátoru a tím pádem vysoké ekonomické ztráty na „nevýrobě“ v důsledku nevhodného dimenzování nových tepelných výměníků chlazení olejového hospodářství převyšují investiční náklady na precizní a správně zpracovanou a zkalkulovanou variantu provedení záměny stávajících tepelných výměníků za nové, deskové.

Závěrem lze říci, že volba nových deskových výměníku závisí zejména na dvou důležitých aspektech. První z nich znamená stanovit správnou velikost výkonu deskového výměníku tak, aby při fyzikálních vlastnostech médií, zejména v letním období, byl schopen odvádět vznikající tepelný výkon v oleji do chladicí vody.

Druhý spočívá v úzké spolupráci s výrobcem výměníků, hlavně ve smyslu podání správných parametrů médií v systému, zejména teplot, průtoků v závislosti na ročním období. S tím souvisí i možnost výrobce konfigurovat vnitřní geometrii výměníků, počty, průměry, délku kanálků, aby byl i za nejnepríznivějších podmínek zachován správný součinitel přestupu, jinými slovy aby výměník s deklarovaným výkonem opravdu fungoval.

9 **SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] Skripta, Učební text pro přípravu personálu JE, Elektrická část JE VVER 1000, Brno, 2013.
- [2] Provozní předpis 2TS401, Generátor – vlastní zařízení včetně příslušenství.
- [3] vsb.cz [online], [cit. 14-04-2015], Dostupné z WWW:
http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/Prenos_tepla_a_hmoty/v%FDm%ECn%EDky%202013.pdf
- [4] pet.fsid.cvut.cz [online], [cit. 13-04-2015], Dostupné z WWW:
http://pet.fsid.cvut.cz/tv/tps_ex2.pdf
- [5] J. Kyncl, L. Musil, Odborné posouzení - deskové výměníky tepla v JE Temelín, ETE 2014.
- [6] John H. Leinhard IV, John H. Leinhard V: A Heat Transfer Textbook, Phlogiston Press, Cambridge, Massachusetts, Third Edition.
- [7] M. Sazima a kol. : Sdílení tepla, SNTL 1993.
- [8] J.P. Holman: Heat Transfer McGraw-Hill, 1963, 1968, 1972 a mnoho pozdějších rozšířených vydání.
- [9] Rédr a kol.: Základy tepelné techniky, SNTL, Praha 1991.
- [10] Provozní předpisy JETE.
- [11] Michejev, M. A.: Základy sdílení tepla, Praha, Průmyslové vydavatelství, 1952.

10 SEZNAM PŘÍLOH

1. Příloha č. 1. Protokol o zkoušce *2014/86_OL*
2. Příloha č. 2. Parametry turbinového oleje Preslia 32 (závislost měrného tepla a tepelné vodivosti na teplotě)
3. Příloha č. 3. Chemické složení surové vody