

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA STROJNÍ



ZÁVĚREČNÁ BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

**NÁVRH A ŘÍZENÍ VYUŽITÍ ODPADNÍHO
TEPLA V PRŮMYSLU**

2023

**PAVEL
JADĚVIČ**

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Jaděvič** Jméno: **Pavel** Osobní číslo: **501523**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav přístrojové a řídicí techniky**
Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Návrh a řízení využití odpadního tepla v průmyslu

Název bakalářské práce anglicky:

Desing and control of waste heat in industry

Pokyny pro vypracování:

- Rešerše vybraných statí z termodynamiky a sdílení tepla
- Popis potřebných měřících přístrojů
- Analýza pracoviště na zdroje odpadního tepla a nevyužitě energie
- Návrh zpracování odpadního tepla
- Možná realizace s dodavatelem
- Návrh automatizace/ řízení

Seznam doporučené literatury:

- [1] NOŽIČKA, Jiří. Základy termomechaniky. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008. ISBN 978-80-01-04022-5
[2] MICHEJEV, Michail Aleksandrovič. Základy sdílení tepla: určeno pro posluchače vys. škol a pro tepelné techniky. 2. upr. vyd. Praha: SNTL, 1953. Řada teoretické literatury
[3] GICQUEL, Renaud. Energy systems: a new approach to engineering thermodynamics. Boca Raton: CRC Press, 2011. ISBN 978-0-415-68500-9

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:


Ing. Lubomír Musálek ústav přístrojové a řídicí techniky FS


Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **28.04.2023**

Termín odevzdání bakalářské práce: **08.06.2023**

Platnost zadání bakalářské práce:


Ing. Lubomír Musálek
podpis vedoucí(ho) práce



podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry


doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

28.04.2023
Datum převzetí zadání


Podpis studenta

ABSTRAKT

Moderní trendy doporučují navrhování dějů, strojů nebo dokonce výroben s účelem maximalizace účinnosti a minimalizace ztrát, neboť nic není zadarmo a každý joul nebo watt, který se vyrobí a následně nevyužije, stojí někoho peníze. Tato bakalářská práce se zabývá řešením konkrétního problému jedné výrobní chemikálie v Praze, jak využít odpadní teplo? Na tuto otázku se autor práce snaží odpovědět využitím série výměníků navržených na základě fundamentálních znalostí z termodynamiky a teorie sdílení tepla popsaných v teoretické části a současně využitím literatury specializujícím se na návrh výměníků v praktické části. Před výběrem řešení zpracování odpadního tepla z chemického reaktoru pomocí tepelných výměníků byla provedena analýza provozu, která odhalila několik potenciálních zdrojů energie. Na základě znalostí z analýzy a porovnáním plusů a minusů byl předložen stručný návrh na zpracování nevyužitých / odpadních zdrojů energie. Kromě výměníků se bakalářská práce zabývá chemickým procesem reakce kyseliny sírové a vody, přesněji teplem, které se produkuje vzájemným mísením. Dále je zde kapitola věnována sdílení a přestupu tepla mezi mediem a potrubím a následným poklesem teploty media způsobeným prostupem tepla. V neposlední řadě je zde kapitola věnována řízení provozu pomocí vývojového diagramu na základě tepelných vstupů od vody v potrubí a vzduchu z okolí.

Klíčová slova:

Tepelné ztráty v potrubí, návrh tepelného výměníku, měření teploty, chemická reakce ředění, vývojový diagram, zákony termodynamiky, tepelný tok, tepelná bilance

ABSTRACT

Modern trends recommend designing processes, machines, or even production lines with the aim of maximizing efficiency and minimizing losses, as nothing is free, and every joule or watt that is produced and not used costs someone money. This bachelor's thesis deals with solving a specific problem of a chemical plant in Prague - how to utilize waste heat? The author attempts to answer question by proposing a series of heat exchangers based on fundamental information from thermodynamics and heat transfer theory described in the theoretical part, as well as using literature specializing in the design of heat exchangers in the practical part. Before selecting a solution for processing waste heat from the chemical reactor using heat exchangers, operational analyses were performed, which revealed several potential energy sources. Based on the knowledge gained from the analysis and by comparing the pros and cons, a brief proposal for processing unused/waste energy sources was presented. In addition to the heat exchangers, the bachelor's thesis deals with the chemical reaction process of sulfuric acid and water, specifically the heat produced by their mutual mixing. There is also a chapter dedicated to heat transfer between the media and the pipeline and the subsequent decrease in media temperature caused by heat transfer. Finally, there is a chapter devoted to operational control described using a flowchart based on the thermal inputs of water in the pipeline and its surroundings.

Key words:

Thermal losses in pipelines, design of heat exchangers, temperature measurement, chemical reaction of dilution, process flow diagram, laws of thermodynamics, heat flux, thermal balance.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně s využitím zdrojů, které jsou všechny v práci uvedeny.

Dne _____

Podpis _____

Poděkování

Zde bych chtěl poděkovat svému vedoucímu Ing. Lubomírovi Musálkovi za cenné rady a informace při psaní této bakalářské práce, dále bych rád poděkoval prof. Ing. Pavlovi Šafaříkovi, CSc. za čas a znalosti z termodynamiky, které mi věnoval a samozřejmě Ing. Josefovi Vosolsobě ml., který mi nabídl téma této práce ke zpracování. V neposlední řadě bych rád poděkoval všem mým blízkým za rady a nekonečnou podporu.

Obsah

1.	Úvod	1
1.	Teoretická část:.....	1
1.1.	Základy termodynamiky:.....	1
1.1.1.	Nultý zákon termodynamiky:	1
1.1.2.	První zákon termodynamiky.....	2
1.1.3.	Druhý zákon termodynamiky:.....	3
1.1.4.	Třetí zákon termodynamiky:	4
1.2.	Teorie používaných pojmů a veličin	4
1.2.1.	Teplota:.....	4
1.2.2.	Teplo.....	5
1.2.3.	Tepelná kapacita:	6
1.2.4.	Součinitel tepelné vodivosti:	7
1.2.5.	Viskozita:.....	8
1.3.	Teorie sdílení tepla	9
1.4.	Teorie tepelných výměníků	11
1.5.	Měřicí přístroje:.....	11
1.5.1.	Měřiče teploty.....	12
1.5.2.	Měřiče Průtoku:	13
1.6.	Analýza zdrojů nevyužití energie	13
1.6.1.	Reaktor	14
1.6.2.	Kompresorovna	15
1.6.3.	Fotovoltaické panely	16
2.	Praktická část:.....	17
2.1.	Odpadní teplo reaktoru:.....	17
2.2.	Tepelné bilance systému.....	21
2.3.	Tepelné ztráty v potrubí.....	22
2.4.	Metoda odhadu a iterace:.....	23
2.4.1.	Výpočet teplotní ztráty trubky bez izolace:	24
2.4.2.	Výpočet přestupu tepla volným prouděním vzduchu kolem potrubí:	27
2.4.3.	Výpočet součinitele přestupu tepla vynuceným prouděním vodou v potrubí:	28
2.5.	Návrh tepelného výměníku voda-vzduch:	32

2.5.1.	Řada za sebou jdoucích trubek	34
2.5.2.	Řada střídajících se trubek.....	35
2.5.3.	Porovnání výměníků:.....	36
2.5.4.	Srovnání s řešením od výrobce:	38
2.5.5.	Analýza možného provozu v závislosti na kritické teplotě	39
2.6.	Výpočet akumulční nádrže:	40
2.7.	Řízení provozu:	43
2.8.	Příklad praktického užití senzorů:	44
2.8.1.	Měřič teploty média v potrubí	44
2.8.2.	Měřič ambientní teploty ve skladu	45
2.9.	Alternativní řešení:	45
3.	Závěr:.....	46
	Seznam jednotek.....	47
	Seznam obrázků:	48
	Seznam tabulek:	49
	Bibliografie.....	50

1. Úvod

Jak už bylo v abstraktu naznačeno, úkolem práce je vytvořit návrh zpracování odpadního tepla při výrobě kyseliny sírové. Snahou je vyzkoušet si inženýrské postupy a metody při řešení praktického problému, během bakalářského studia. Jedna z těchto metod je správný popis úlohy a pochopení problému, neboť přesně definované zadání je polovina jeho řešení. V procesu ředění 96% kyseliny sírové pomocí demineralizované vody na 37% roztok, který se používá jako elektrolyt v akumulátorech, vzniká mnoho tepla chemickou reakcí vody a kyseliny. Vzhledem k velké žíravosti kyseliny sírové není možné použít jakýkoliv materiál potrubí, a proto se v této výrobě používají plastové trubky PPR, které výrobně odolávají chemickým reakcím s kyselinou sírovou, avšak tyto trubky nelze vystavovat vyšším teplotám, proto se skrze reaktor vede spirálově potrubí se studenou vodou o teplotě 15 °C, která ochlazuje reakci a zároveň ohřívá voda na 35 °C.

Požadavkem zákazníka je navrhnout cirkulační oběh, který bude ochlazovat vodu a ohřívát sklad s louhy a roztoky, nacházející se ve vedlejší místnosti. Návrh je uzavřený okruh, který je řízený ambientní (střední okolní) teplotou ve skladu s louhy. Pro správné fungování okruhu je třeba aby se teplota ve skladu pohybovala okolo 15 °C, neboť na tuto hodnotu byla navržena série výměníku voda – vzduch, která ochladí 35 °C vodu z reaktoru na 20 °C, a tím voda předá své teplo do skladu. Následně ochlazená voda putuje do chladicí jednotky, kde se zchladí na finálních 15 °C a proces se může opakovat.

Dále je důležité sledovat veličiny průtoku a teploty media v potrubí. Zvýšením nebo snížením průtoku média lze korigovat teplotu v potrubí, to je však nežádoucí, protože výměníky špatně snáší změnu objemového toku. Ideální stav je konstantní průtok, nicméně pro případ řízení možnost korigovat průtok existuje, s dodatkem, že série výměníku je navržena na určitý průtok, který je stanoven na 85 % od maxima, právě pro tento případ.

1. Teoretická část:

1.1. Základy termodynamiky:

1.1.1. Nultý zákon termodynamiky:

Je-li termodynamická soustava tvořena třemi subsystémy A, B a C, přičemž subsystém A je současně v rovnováze se subsystémy B a C, pak jsou subsystémy B a C vzájemně také v termodynamické rovnováze, všechny tři subsystémy spojuje společná intenzivní veličina teplota. [1]

- Intenzivní veličina: Jsou takové veličiny, u kterých při rozdělení systému nedochází ke kvantitativní změně veličiny např. hustota, teplota.
- Extenzivní veličina: Jsou takové veličiny, u kterých při rozdělení systému dochází ke kvantitativní změně veličiny např. hmotnost, teplo.

Také lze převést na analogii sčítání, tedy pokud bude X subsystémů o teplotě Y (intenzivní veličina) a hmotě Z (extenzivní veličina). Při spojení subsystémů dohromady nebude teplota systémů součet jednotlivých teplot, ovšem hmota bude součet jednotlivých subsystémů.

- Intenzivní nelze sčítat
- Extenzivní lze sčítat

1.1.2. První zákon termodynamiky

První zákon termodynamiky také známý pod názvem první věta TD, první postulát TD nebo princip zachování energie, se dělí na dvě varianty podle zkoumané soustavy na: uzavřená soustava, nebo otevřená soustava.

Termodynamická soustava představuje libovolné množství hmoty oddělené od okolí reálnou nebo imaginární hranicí. Tyto soustavy se dělí na uzavřené, pokud nedochází k přestupu hmoty hranicí, pouze přestup tepla a objemové práce. Naopak pokud je hranice povoluje prostup hmoty, tepla a práce označuje se soustava za otevřenou. [2]

První zákon termodynamicky pro uzavřenou soustavou tvrdí, že energie uzavřená v izolované soustavě nebo měnící se v uzavřené smyčce zůstává stejná, nehledě na procesy probíhající v systému. Různé druhy změn energie, které mohou v uzavřeném systému nastat, jako například: mechanická, tepelná, kinetická, potenciální atd... si jsou navzájem rovny. [2]

Alternativní znění, uzavřený soustava ponechána samovolnému vývoji směřuje k rovnovážnému stavu, předurčenému počátečními podmínkami. Po dosažení stavu rovnováhy soustava není schopna samovolně měnit svůj makroskopický stav, pokud nedojde k zásahu z vně. [1]

První tvar I. Věty termodynamiky:

$$dU = \delta Q - \delta W_{obj} = \delta Q - p dV \quad (1.1)$$

Jak už z definice vychází, rovnice platí pro soustavu s hranicí propustnou pro teplo Q a objemovou práci W následně jejich rozdíl představuje vnitřní energii U . Znaménková konvekce tvrdí, že dodané teplo soustavě a práce soustavou přijatá jsou kladné.

Za předpokladu konstantního tlaku lze zavést novou termodynamickou funkci stavu soustavy: Entalpie označovanou písmenem H [J]. Entalpie podpisuje teplo Q uložené nebo uvolněné z látky. Takto upravené teplo je nejlépe využíváno např. u chemických reakcí, kdy nedochází k tlakovým změnám. Připojením entalpie do prvního tvaru I. Věty TD lze získat druhý tvar I. Věty. TD [3]

Druhý tvar I. Věty termodynamiky:

$$dH = \delta Q - \delta W_{tlak} = \delta Q + v dp \quad (1.2)$$

Integraci prvního tvaru I. Věty TD lze jednoduše prokázat, že není možné, aby periodický pracující stroj, odevzdával do okolí práci, aniž by při tom nespotebovával teplo. Jinak řečeno nelze sestrojít perpetuum mobile. [1]

$$\oint_k dU = 0 \quad (1.3)$$

$$\oint_k \delta Q - \oint_k \delta W = Q - W \Rightarrow Q = W \quad (1.4)$$

1.1.3. Druhý zákon termodynamiky:

Výše popsáný první zákon termodynamiky nebere v potaz podstatný fakt (experimentálně určený), že pokud sousedící systémy se spolu účastní výměny energie, tento proces vždy probíhá určitým směrem stanoveným počátečními podmínkami a není vratný bez změny stavu sousedících systémů. Směr toku tepla je vždy ve směru od systému s vyšší teplotou k systému s nižší teplotou. [2]

Druhý TD zákon doplňuje první TD zákon uvedením nové extenzivní funkce: Entropie označované písmenem S [$\text{J} \cdot \text{K}^{-1}$]. Entropie kvantifikuje efekt nenávratnosti systému. Vztažením na 1 kg látky lze entropii převést na měrnou entropii s [$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{kg}^{-1}$], tím se z extenzivní veličiny stane intenzivní. Tuto definici zavedl roku 1865 R. Clausius: [1] [2]

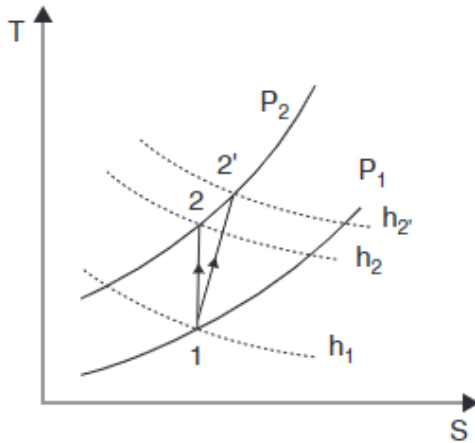
Druhý termodynamický zákon:

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T} \quad (1.6)$$

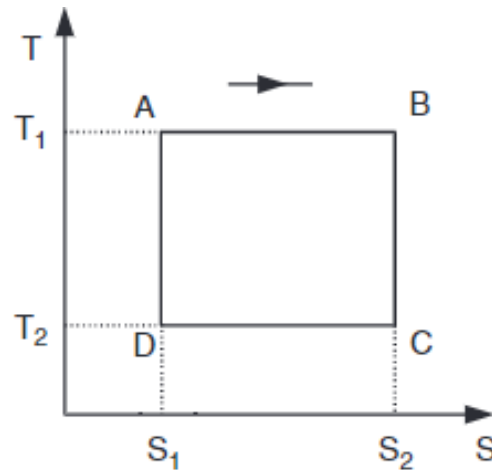
Při rovnosti je děj vratný a pokud je entropie kladná (nemůže být záporná) a větší, než nula je děj nevratný. Lars Onsager přepsal rovnice odstraněním nerovnosti zavedením druhého členu tzv. produkce entropie. [1]

$$dS = dS_Q + dS_{prod} = \frac{\delta Q}{T_{ok}} + dS_{prod} \quad (1.7)$$

Při takto přeepsané entropii, výraz dS_Q popisuje entropii vratným sdílením tepla, T_{ok} představuje termodynamickou teplotu okolí a dS_{prod} produkci entropie. Tedy je-li produkce entropie nulová, děj je vratný, naopak pokud je produkce kladná a nenulová je děj nevratný. [1] [2]



Obrázek 2: nevratná komprese [2]



Obrázek 1: Carnotův cyklus [2]

1.1.4. Třetí zákon termodynamiky:

Entropie tuhého tělesa tvořeného týmiž částicemi, které je ve stavu termodynamické rovnováhy limituje při absolutní teplotě blízké se nule a také k nulové hodnotě. Alternativní znění: Konečným procesem nelze dosáhnout absolutní nuly. [1]

1.2. Teorie používaných pojmů a veličin

1.2.1. Teplota:

Teplota je stavová veličina, která určuje hodnotu tepla nebo chladu vyjádřena v závislosti na stupnici různými stupni. Mezi nejznámější stupnice patří Celsiova [°C], Fahrenheitova [°F] nebo Kelvinova [K] také známá jako termodynamická teplota a jediná ze tří která je definovanou jednotkou SI. Kromě běžného ponětí o okolní teplotě, slouží k popisu směru proudění tepla. Jak je známo z druhého termodynamického zákona teplo vždy přechází z tělesa teplejšího do tělesa chladnějšího, a tedy změřením teploty obou těles lze jednoznačně určit směr toku tepla. Teplota není reprezentace tepelné energie ani žádné jiné energie. [2]

Podle vybrané stupnice lze interpretovat teplotu různě. 0 °C není to samé jako 0 °F nebo 0 K. Jak už bylo výše zmíněno Kelvinova jednotka je definovaná v SI soustavě, a tedy Kelvinova stupnice se považuje za standardizovanou pro měření teploty. Ostatní stupnice jsou následně úpravou kvůli pohodlnosti nebo zvyklostem.

Výše zmíněná 0 K (-273,15 °C) je hodnota absolutní nuly tedy teplota při které se zastavuje Brownův pohyb (mikroskopický pohyb částic) přičemž soustava nabývá nejnižší možné energii. Ovšem 3. termodynamický zákona tvrdí, že takové teploty nelze dosáhnout to je zapříčiněno tím, že potřebná práce k odvedení tepla se drasticky zvyšuje s klesající teplotou, a tedy pro dosažení absolutní nuly by bylo potřeba nekonečného množství práce. [4]

Ačkoliv nejde dosáhnout 0 K, dnes se provádějí experimenty s teplotami blízké se absolutní nule, a to z důvodu neobvyklého chování materiálu při takto nízkých teplotách. Tyto jevy se snaží popsat odvětví kvantové mechaniky kdy například helium při dostatečně nízkých teplotách přechází do stavu supratekutiny, která dokáže téct bez odporu a třetí. Jiný ale také fascinující příklad je použití supravodičů u kvantového počítače. [4]

1.2.2. Teplo

Teplo je forma energie, která přechází mezi tělesy, popřípadě systémy, vždy od tělesa s vyšší teplotou do tělesa s nižší. Číselnou hodnotu tepelné energie lze vypočítat pomocí kalorimetrické rovnice:

$$Q = mc_i\Delta t \text{ [J]} \quad (1.8)$$

Zde m vyjadřuje hmotnost systému, c_i je měrná tepelná kapacita, přičemž index i je reprezentací stavu, při kterém dochází k tepelné přeměně, a to izobarický nebo izochorický. V neposlední řadě je zde teplotní gradient, který lze vyjádřit ve stupních Celsia nebo Kelvinu, poněvadž jde o teplotní rozdíl a jeden stupeň je u obou stupnic ekvivalentní. [1]

Teplo následně lze dělit na měrné (sdělné) teplo q nebo kilomolové teplo Q_m .

$$q = c_i\Delta t \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (1.9)$$

$$Q_m = c_{mi}\Delta t \text{ [J} \cdot \text{kmol}^{-1}] \quad (1.10)$$

c_{mi} je kilomolová tepelná kapacita [$\text{J} \cdot \text{kmol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]. Ačkoliv je měrná tepelná kapacita funkcí teploty, pro zjednodušení výpočtu tepla se považuje její hodnota za konstantní, i přestože má soustava na počátku jinou teplotu než na konci. Pro přesné řešení je třeba počítat s měrnou kapacitou jako proměnou závislou na teplotě:

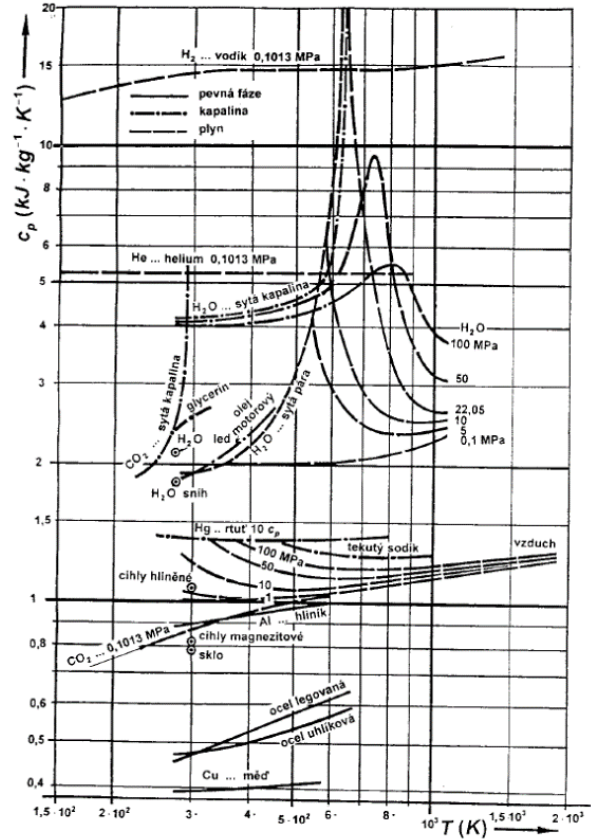
$$\delta Q = mc_i dt \quad (1.11)$$

1.2.3. Tepelná kapacita:

Tepelná kapacita je charakterizující vlastnost materiálu, která popisuje množství tepla potřebného ke zvýšení teploty o jeden stupeň.

$$C = \frac{\delta Q}{dT} [\text{J} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (1.12)$$

Zde δQ je elementární teplo dodané tělesu a dT je přírůstek termodynamické teploty tělesa. Dále je třeba rozlišit za jakých podmínek materiál teplo přímá, jestli stanovíme některou stavovou veličinu za konstantní, bude se výpočet lišit, a to hlavně u látek s plynných a kapalnou fází, pokud se budou uvažovat látky s fází pevnou, vliv stavu nemá takový dopad na číselnou hodnotu viz diagram. [5]



Obrázek 3: zobrazení vývoje měrné tepelné kapacity s rostoucí teplotou [1]

Tepelná kapacita při konstantním objemu:

$$C_V = \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_V \quad (1.13)$$

Tepelná kapacita při konstantním tlaku:

$$C_p = \left(\frac{\partial U}{\partial T} \right)_V + \left[\left(\frac{\partial U}{\partial V} \right)_T + p \right] \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_p \quad (1.14)$$

Hlavní rozdíl spočívá ve spotřebě energie, neboť při izobarickém ději těleso koná práci a je třeba s ní počítat, při izochorickém ději k žádné práci tělesa nedochází. [1]

Měrná tepelná kapacita popisuje, kolik tepla je potřeba k ohřevu jednoho kilogramu materiálu o jeden teplotní stupeň [°C, K].

$$c = \frac{1}{m} \frac{\delta Q}{dT} [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (1.15)$$

Měrná tepelná kapacita není pro daný materiál konstantní, ale je závislý na teplotě, tato závislost se dá popsat vztahem:

$$c = \frac{1}{m} \frac{q}{T_2 - T_1} \quad (1.16)$$

Měrná tepelná kapacita se také rozlišuje podle podmínek, při kterých k ději dochází na c_V a c_p . U pevných a kapalných látek je rozdíl minimální tedy pro zjednodušení se označuje jednoduše c , avšak u plynů je rozdíl znatelný a je třeba je rozdělovat. Pro popis vztahu měrné tepelné kapacity ideálních plynů lze použít Mayerův vztah: [1]

$$c_p - c_V = R_m \quad (1.17)$$

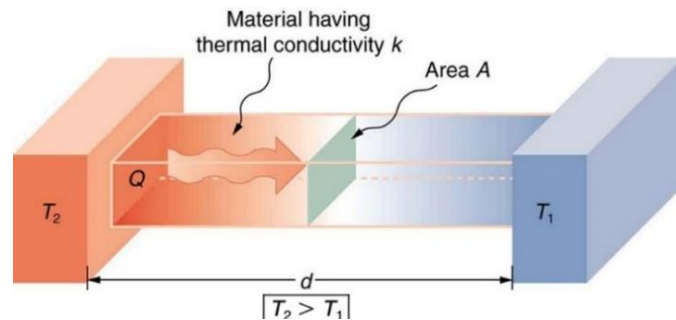
R_m je molární plynová konstanta: $8,314 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$

Nebo pomocí Poissonovy konstanty:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_V} = \frac{R + c_V}{c_V} = \frac{c_p}{c_p - R} \quad (1.18)$$

1.2.4. Součinitel tepelné vodivosti:

Jeden ze způsobů přestupu tepla mezi tělesy je vedení (kondukce). Proces, při kterém teplo prochází tělesem nezávisle na pohybu tělesa samotného. Tepelný tok neboli přestup tepla je definován součinem tepelného gradientu a součiniteli tepelné vodivosti λ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]. [6]



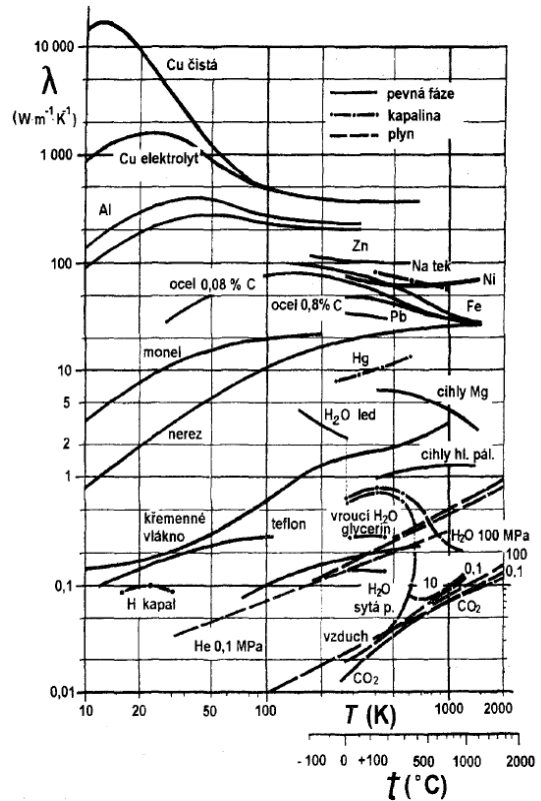
Obrázek 4: zobrazení chodu tepla kolmou plochou vůči směru tepelného gradientu. [22]

$$\dot{q} = -\lambda \text{ grad } T \quad (1.19)$$

Tepelná vodivost je materiálová vlastnost popisující (rychlost) vedení tepla na molekulární úrovni. Je závislá na materiálu tělesa, struktuře, tepelném gradientu a také směru vedení tepla. Jako přesná definice, ze které následně vychází jednotka je popsána jako množství tepla, které projde za jednotku času jednotkou plochy jednotkou tloušťky daného materiálu, přičemž čela ploch materiálu se teplotně liší o jeden stupeň. [7] [8]

$$\lambda = \frac{Ql}{A(T_2 - T_1)} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (1.20)$$

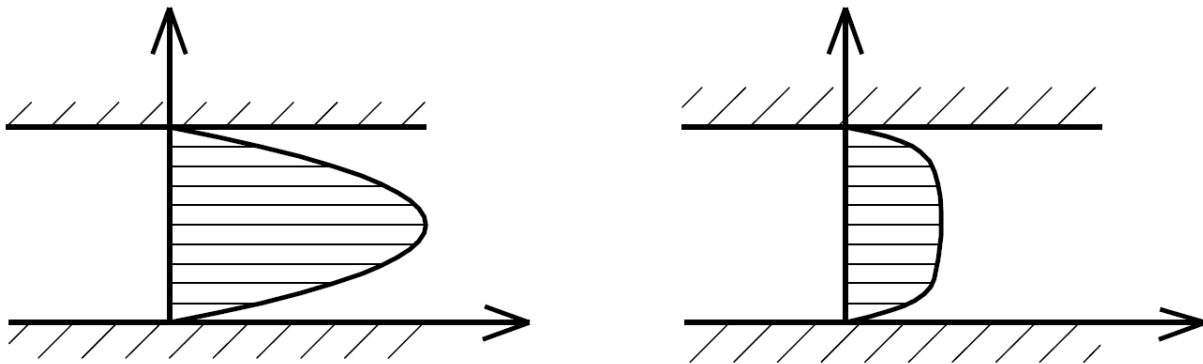
Nejlepší materiál na vedení tepla, tedy s nejvyšším součinitelem vodivosti je stříbro naopak na druhém konci spektra se nachází vakuum, které není schopné vedení tepla, neboť nejsou přítomné žádné nosiče, kterým by šlo předat (vést) teplo. Materiály lze podle jejich koeficientu dělit na tepelně vodivé nebo nevodivé, pokud se nechají srovnat všechny známe materiály lze pozorovat, že kovy jsou velmi dobrými vodiči, poněvadž stejné elektrony, které se účastní elektrické vodivosti se podílí na tepelnou vodivost. Někdy je naopak více požadovaná vlastnost tepelné nevodivosti tedy izolace. Příklad užitečného využití nevodivosti jsou okna s dvojitým sklem a vzduchovou mezerou, která slouží jako izolant. [7]



Obrázek 5: porovnání tepelné vodivosti s rostoucí teplotou pro různé materiály [1]

1.2.5. Viskozita:

Viskozita neboli vnitřní tření kapaliny při proudění je důležitá a charakterizujících vlastností kapalin a plynů. Viskozita popisuje proudění tekutin poblíž pevných těles a její hodnota vychází z poměru tečných napětí a změnou rychlosti v závislosti na vzdálenosti mezi sousedními vrstvami proudící kapaliny. Velikost tečných sil závisí především na velikosti přitažlivých sil tekutiny a s rostoucí hodnotou viskozity vzrůstá odpor v kapalině a pohyb kapaliny samotné nebo těles v ní je pomalejší. [9]



Obrázek 6: porovnání rychlostního profilu laminárního (L) a turbulentního (P) proudění

Viskozita se rozděluje na kinetickou a dynamickou (také známou jako absolutní). Dynamická viskozita vyjadřuje tangenciální (třecí) sílu působící mezi vrstvami na jednotce plochy s jednotkovým rozdílem rychlosti styčných ploch. Kinetická viskozita je poměr dynamické viskozity ku hustotě média. [10]

Dynamická viskozita: (1.21)

Kinetická viskozita: (1.22)

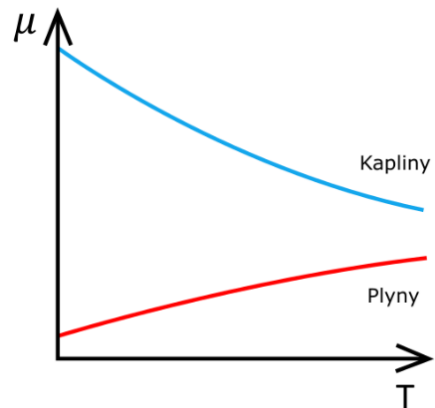
$$\eta = \tau \frac{dv}{dy} \quad (1.21)$$

$$\mu = \frac{\eta}{\rho} \quad (1.22)$$

Viskozita je závislá na teplotě média a její hodnota se může drasticky měnit pouze změnou teploty. Avšak je důležité rozlišit, zda jde o kapalnou nebo plynnou fázi.

- S rostoucí teplotou viskozita plynů roste
- S rostoucí teplotou viskozita kapalin klesá

Pokud se porovnájí tyto dvě fáze v mikroskopickém měřítku viskozita u plynů vzniká srážkami částic, které vytváří vzájemné reakce mezi sousedními vrstvami. Po ohřátí média dojde ke zvýšení náhodných kolizí částic, a tudíž zvýšení vnitřního odporu. Naopak u kapalin je viskozita způsobena přitažlivými silami mezi molekulami, která spojují vrstvy kapaliny dohromady. Při ohřátí mají molekuly větší volnost k úniku přitažlivých sil sousedních molekul, a tedy vnitřní odpor kapaliny klesá. [9]



Obrázek 7: porovnání vývoje kinetické viskozity s rostoucí teplotou pro kapaliny a plyny

1.3. Teorie sdílení tepla

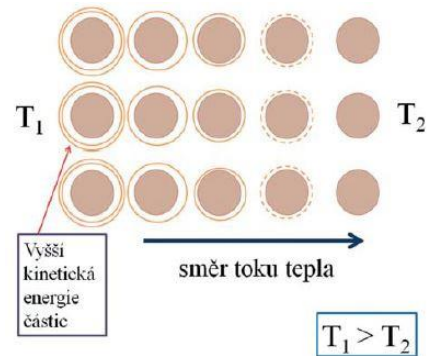
Jak už bylo výše zmíněno teplo jako forma energie přechází hranici termodynamické soustavy. Přechází jí vždy proti směru teplotního gradientu tedy od teplejší části k té chladnější, pokud nebude z vně přidávána další tepelná energie dojde k vyrovnání teplot obou částí a tento proces je nenávratný. Sdílení tepla se zabývá zákonnostmi průchodu, přičemž respektuje materiálové vlastnosti, rozměrové parametry a časové hledisko. Zavedení nového parametru teplotní tok, který popisuje směr tepla kolmou jednotkovou plochou.

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} = \int_{(A)} \vec{q} \, d\vec{A} \quad (1.23)$$

Proces kdy teplo prochází soustavou v nezávislosti na pohybu samotné soustavy lze rozdělit na tři základní způsoby sdílení tepla

Vedení (kondukcce):

Tento jev má největší projev u soustav s pevnou fází, ačkoliv u jiných fází také probíhá je zanedbatelný při porovnání s jinými formy sdílení. Při vedení dochází k přenosu energie mechanickou formou z částic více nabitých (energeticky ne elektricky) do částic méně nabitých, ať už to u pevných látek vibracemi mezičásticových vazeb nebo u plyných a kapalných látek pomocí difuze molekul a náhodných kolizí částic. [1]



Obrázek 8: kondukcce tepla v pevných látkách [21]

Přestup (konvekce):

K přestupu tepla dochází makroskopickým pohybem tekutiny a promícháním částic různých teplot. Dělí se podle způsobu vzniku na vynucené, kdy se použije např. kompresor k zrychlení tekutiny a rychlejšímu přestupu tepla mezi povrchem a tekutinou, nebo volnému, tedy proudění je způsobeno pouze teplotním rozdílem povrchu a tekutiny. [1]

Záření (radiace):

Podstatou sdílení tepla zářením je přeměna vnitřní energie na energii elektromagnetických vln. Tyto vlny mají schopnost se přenášet skrze diatermiím prostředím (vakuum, kosmický prostor, čistý vzduch). Při dopadu elektromagnetických vln na jiný objekt, který dokáže tyto vlny pohlcovat, se část energie přemění zpět na vnitřní energii. [1]

Kombinování způsobů sdílení tepla:

Ačkoliv se zde popsali způsoby samostatně v reálném světě dochází ve velké většině právě ke kombinace těchto tří druhu vedení, ať už to v jakémkoliv poměru celkového sdílení tepla. V praktické části této práce je představena jedna z možných kombinací, a to přestup tepla z vody na potrubí, následně sdílení tepla průřezem potrubí a následně přestupu z potrubí do okolí. Tedy prostup tepla se skládá ze dvou přestupů a jednoho sdílení. Samozřejmě by se dalo uvažovat sdílení mezi proudící vodou a potrubím ale v porovnání s přestupem je vedení zanedbatelné.

1.4. Teorie tepelných výměníků

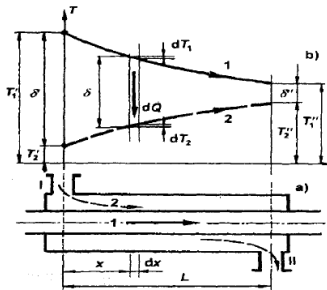
Výměníky tepla jsou strojní zařízení určená k výměně tepla mezi dvěma tekutinami, tyto média od sebe rozděluje společná hranice, zvaná teplosměnná plocha a podle způsobu kontaktu médií třídíme výměníky:

- Rekuperační

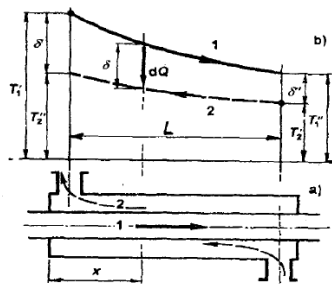
U rekuperačních výměníků dochází k výměně tepla bez přímého kontaktu médií. Bezprostřední výhodou takto navrženého výměníku je přestup tepelné energie z jedné látky na druhou, aniž by docházelo k mísení, poněvadž velmi často může nastat situace, kdy z technologických, hygienických nebo jiných důvodů není žádáno nebo dokonce povoleno, aby se média promíchala. [1]

Tyto výměníky lze dále dělit podle směru proudů kapalin na souproudé, protiproudé a křížové, nastavením jednoho z typů lze při stejných počátečních podmínkách dosáhnout úplně odlišných teplot medií na výstupech výměníku. Pro názornost je zde schematické zobrazení proudů v trubkovém výměníku a porovnání charakteristik tepelných chodů.

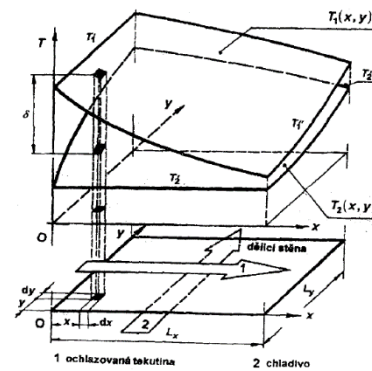
- Regenerační



Obrázek 9: teplotní spád při souproudu v potrubí [1]



Obrázek 10: teplotní spád při protiproudu v potrubí [1]



Obrázek 9: teplotní spád při kolmém proudění [1]

Hlavní odlišností regeneračního výměníku je použití třetího média formou tepelného akumulátoru. Celý proces je rozdělen do dvou cyklů. V prvním cyklu médium s uloženou tepelnou energií vstoupí do výměníku a předá svoji energii akumulátoru, který uchovává energii ve své hmotě. V druhém cyklu do výměníku vstupuje médium, kterému je předáváno teplo z akumulátoru, následně se proces opakuje podle intervalů nebo potřeby, dle technologických požadavků. [1] [8]

- Směšovací

Jako u jediného ze tří typů výměníků zde dochází k přímému kontaktu médií, není zde žádná hranice oddělující hmotnosti médií a probíhá přímý přenos tepla, látky se navzájem promíchávají a teplo se může přenášet kondukcí, konvekcí a radiací. Ukázkovým příkladem je chladicí věž po parní turbíně, kde dochází k směšování dvou různých druhů médií, vody a vzduchu. [1] [8]

1.5. Měřicí přístroje:

Pro měření v průmyslu se v dnešní době používá mnoho různých měřil, čidel a senzorů. Vzhledem k tomu, že měření a celkově získávání dat z provozu probíhá od prvních pokusů mechanizace a následně automatizace, není překvapením, že se dokáží měřit všechny důležité aspekty výroby, a to mnoha různými způsoby, avšak jen některé metody a přístroje se prokázali velmi dobrou přesností, cenou nebo spolehlivostí, a proto se dnes považují za standardy ve výrobě.

1.5.1. Měřiče teploty

Ve výrobě se velmi často vyskytují měřiče teploty. Je to kritická veličina pro mnoho procesů a její správné nastavení a regulace hrají klíčovou roli v mnoha průmyslech jako např. v potravinářských, chemických, metalurgických a dalších odvětvích.

Základní rozdělení teplotních měřidel:

- Kontaktní
- Bezkontaktní

První a hlavní dělení tepelných snímačů je na kontaktní a bezkontaktní. Jak už to, tak bývá, každá metoda má své výhody a úskalí například pokud technologie nedovoluje použití kontaktních snímačů, z důvodů poškození snímače a podobně. Přichází vhod bezkontaktní snímač, který funguje na úplně jiném principu a k žádnému poškození při tom samém měření by nemuselo dojít.

Rozdělení kontaktních snímačů: [11]

- Termočlánek
- Termistor
- Snímač
 - Odporový
 - Termoelektrický

Rozdělení bezkontaktních snímačů: [12]

- Infračervené
- Bolometry
- Pyroelektrické senzory
- Kvantové senzory

V případě použití kontaktních snímačů, může často nastat případ, kdy je snaha změřit nějaké medium, například vzduch, voda apod. Avšak měřením pomocí samotného snímače by mohlo poškodit snímač, Proto se snímače vkládají do jímek, které chrání snímač před poškozením, avšak zachovává přesnost a citlivost snímače. infračervený senzor teploty PC 151MT-0



Obrázek 11: infračervený senzor teploty PC 151MT-0 [23]



Obrázek 10: Ochranná jímka ALT-SB150 [24]



Obrázek 12: Pt100 [25]

1.5.2. Měřiče Průtoku:

Průtokoměry se využívají k určení množství a rychlosti protékajícího média potrubím, řízení průtoku může velmi pozitivně ovlivnit některé prvky výroby, například pokud bude třeba trubkový výměník voda – voda je vhodné zpomalit průtok pro zvýšení celkové doby přepnutí tepla, nebo naopak potrubí vede velmi horkou páru a jakékoliv zdržení by vedlo k nežádoucí kondenzaci v potrubí, a požadavek je na co největší rychlost průtoku. Pro regulaci rychlosti je nutné nejdříve znát rychlost, proto existuje mnoho různých druhů a metod, které se v praxi užívají:

Metody: [13]

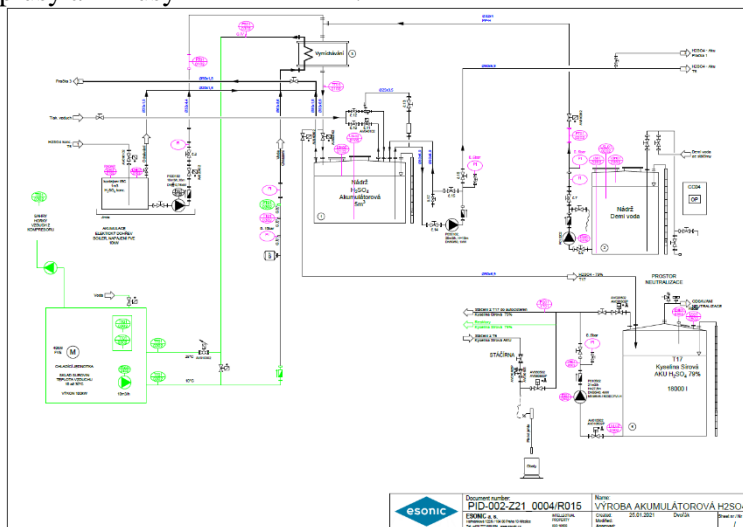
- Měření rozdílu tlaku před a za primárním prvkem průtokoměru
- Měření rychlosti proudění tekutiny
- Měření objemového průtoku
- Měření hmotnostního průtoku

Druhy průtokoměrů: [14]

- Průtokoměry na principu tlakové diference
- Pístové průtokoměry
- Plovákové polohové závislé/nezávislé průtokoměry
- Pádlové průtokoměry, s pružnou clonkou
- Ultrazvukové průtokoměry
- Kalorimetrické, hmotnostní průtokoměry
- A další ...

1.6. Analýza zdrojů nevyužité energie

V provozu je možné využít hned několik možností, a proto je důležité je porovnat a určit, který zdroj je nejefektivnější využít. Jako první se nabízí využití reaktoru, ve kterém se mísí kyselina sírová a demineralizovaná voda. Jiné zdroje tepla nejsou napřímo spojené s výrobou kyseliny, ale jsou součástí provozu, a tedy by se také daly využít pro ohřev. Kompressorovna, která je přistavěná k hlavní výrobní hale je jeden z velkých zdrojů odpadního tepla, neboť její provoz je neustálý v průběhu celého roku. Také se nabízí možnost využít střechy a nainstalovat fotovoltaické panely. O každé ze zmíněných variant bude rozepsaná kapitola s plusey a mínusy dané možnosti.



Obrázek 13: Schématické zobrazení rozložení výroby

1.6.1. Reaktor

Reaktor slouží k ředění 96 % kyseliny sírové s demineralizovanou vodou na 37 % kyselinu, ta je následně užívaná pro akumulátory. Při této chemické reakci dochází k uvolnění velkého množství reakční tepla, které je v současné době nevyužívané a ohřívá prostory, jenž nemusí být ohřívány. Naopak místnost s tanky určená k uskladnění různých kyselin a louhů vyžaduje udržení stále teploty. Skald sousedí s místností reaktoru, a tedy potenciální ztráty na přenosech by byly minimalizovány.

Výhody:

- Teplo se předává rovnou do média, není třeba žádného výměníku.
- Relativně dost volného prostoru k instalaci potrubí, armatur apod.
- Hotové záložní řešení (dosavadní) při poruše nového okruhu na zpracování tepla.

Nevýhody:

- Nízká výstupní teplota 35 °C.
- Potřeba řešit dvě konfigurace, pro léto a zimu.



Obrázek 15: reaktor (mísení vody a kyseliny)



Obrázek 14: pohled na výrobu

1.6.2. Kompresorovna

Zdroj odpadního tepla, která není napřímo spojený s ředěním kyseliny je kompresorovna kde se stlačuje vzduchu pro celou výrobní. Místnost existuje a kompresory jsou už nainstalovány jedinné co by bylo třeba k využití tepla je instalace tepelného čerpadla nebo výměníku spolu s potrubím nebo vzduchotechniku spojenou s přepravou tepla do skladu nebo například k ohřevu užitkové vody.



Obrázek 16: pohled na kompresorovnu

Výhody:

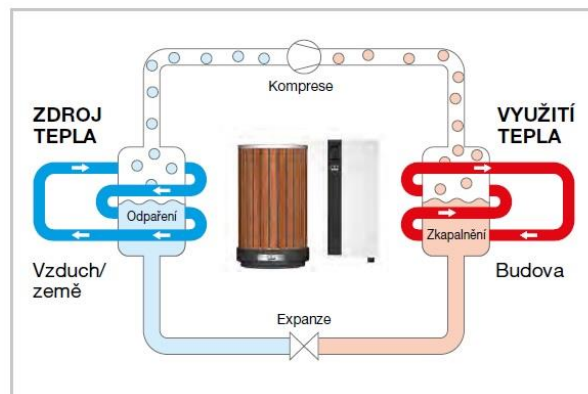
- Neustálý provoz
- Provoz kompresorů je nezávislý na funkci tepelného výměníku nebo čerpadla.

Nevýhody:

- Kompresorovna je v odlehlé části výroby tudíž by bylo třeba vytvářet nové cesty pro potrubí.
- Je potřeba využít tep. výměník nebo čerpadlo pro sběr tepla ze vzduchu – ztráty.
- Omezené prostory

Návrh řešení:

Nejjednodušší řešení pro tento případ by bylo použití tepelného čerpadla voda-vzduch. V místnosti je stále okolo 30 °C, to je způsobeno prací kompresorů. Připojením tepelného čerpadla lze ohřívat medium například na 60 °C a takto ohřáté médium se může připojit k vodímu řádu výroby na užitkovou vodu kde je následně rozváděna a dostupná v celém výroně pro jakékoliv využití.



Obrázek 17: princip tepelného čerpadla voda – vzduch [26]

1.6.3. Fotovoltaické panely

V neposlední řadě je možné využít sluneční energie pomocí fotovoltaického děje. Prostory, respektive plochy střechy jsou k dispozici a iniciativa moderní evropy podporuje nejen domácnosti k rozvoji obnovitelných zdrojů ale také firmy.

Technologie solárních panelů za poslední dekádu prošli velký kus co se týká návratnosti, udržitelnosti a samozřejmě pořizovací ceny. Obecně se solární panely rozdělují na dva druhy podle jejich užitku a to fotovoltaické, tedy výroba elektřiny a termální, tedy ohřevu vody.

Výhody:

- Při provozu nevznikají žádné emise
- Minimální servis a obsluha
- Vysoká provozní spolehlivost
- Využití nevyužitého střešního prostoru

Nevýhody:

- Nízká efektivita přeměny sluneční energie na elektřinu
- Nestálost výroby – závisí na počasí
- Cena technologie

Návrh řešení:

Nejjednodušší varianta je instalace solárních panelů, poněvadž výrobná má velkou střešní plochu, kterou je možno využít ke generování energie. Ta by byla rovnou posílaná do sítě s tím, že zákazník může tuto energii využívat na cokoliv potřebuje, není omezen menší teplotou 35 °C jako u reaktoru a má přístup k elektrice z jakéhokoliv místa v celé výrobě bez nutnosti probourávat zdi nebo vest potrubí, popřípadě vzduchotechniku. Poněvadž zákazník nepotřebuje počítat a vyvíjet vlastní nové fotovoltaické panely, stačí se mu obrátit, na kteréhokoliv dodavatele se svojí roční spotřebou elektřiny, načež by mu byla předložena varianta s cenovou nabídkou a po odsouhlasení by došlo k realizaci, tedy instalaci panelů a připojení do sítě. Zákazník má hotovo a pomocí evropské dotace by se navrátila část investice a firma se může pyšnit uhlíkovou neutralitou a přispíváním k energetice obnovitelných zdrojů.



Obrázek 18: pohled na výrobnu Brenntag [15]

2. Praktická část:

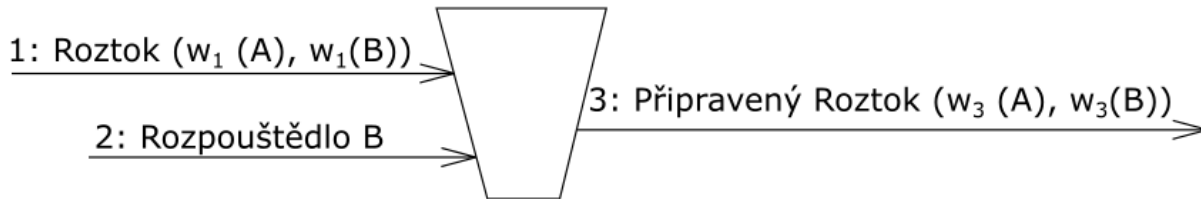
2.1. Odpadní teplo reaktoru:

Tabulka 1: fyzikálně-chemické vlastnosti vody a kyseliny sírové

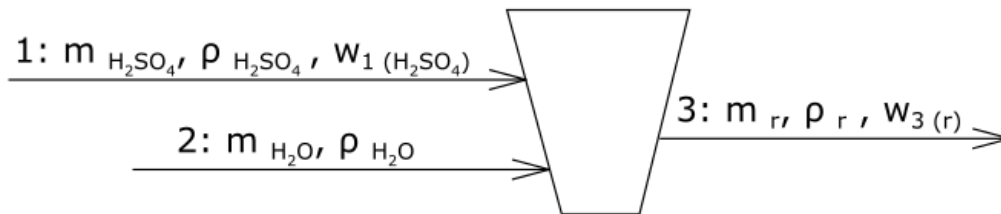
Látka	Vzorec	C_{pm}	$(\Delta H_{SL})_{298}$	$(\Delta G_{SL})_{298}$	S_{298}
		$[\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}]$	$[\text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1}]$	$[\text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1}]$	$[\text{kJ} \cdot \text{mol}^{-1}]$
Kyselina sírová	H_2SO_4	148,28	-814,01	-690,01	156,91
Voda	H_2O	76,36	-285,84	-237,17	69,91

- 1) Určení vstupních hmotností, respektive jejich poměr pro získání potřebné koncentrace roztoku na konci děje.

Požijeme bilanční systém pro směšování:



Obrázek 19: látková bilance v roztocích [16]



Obrázek 20: látková bilance při ředění kyseliny sírové vodou

Známe hodnoty:

$$w_{1(k)} = w_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 96\% = 0,96$$

$$w_{2(\text{H}_2\text{O})} = w_{\text{H}_2\text{O}} = 100 = 1$$

$$w_{3(r)} = w_{\text{H}_2\text{SO}_4} = 37\% = 0,37$$

$$\rho_k = 1,836 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = 1 \text{ g} \cdot \text{cm}^{-3}$$

Bilanční rovnice:

Pro objemy:

$$m = \rho V \quad (2.1)$$

Pro kyselinu:

$$m_1 w_{1(k)} = m_{3(r)} w_{3(k)} \quad (2.2)$$

Pro vodu:

$$m_2 w_{2(H_2O)} + m_1 (1 - w_{2(H_2SO_4)}) = m_{3(r)} w_{3(H_2O)} \quad (2.3)$$

Celková hmotnostní:

$$m_{(k)} + m_{(H_2O)} = m_{3(r)} \quad (2.4)$$

Úprava bilančních rovnic:

$$\begin{aligned} m_1 w_{1(k)} &= (m_{(k)} + m_{(H_2O)}) w_{3(k)} \Rightarrow \rho_1 V_1 w_{1(k)} = (\rho_1 V_1 + \rho_2 V_2) w_{3(k)} \\ -\rho_2 V_2 w_{3(k)} &= \rho_1 V_1 w_{3(k)} - \rho_1 V_1 w_{1(k)} \end{aligned}$$

$$V_2 = \frac{\rho_1 V_1 w_{3(k)} - \rho_1 V_1 w_{1(k)}}{-\rho_2 w_{3(k)}} \quad (2.5)$$

$$V_2 = \frac{\rho_1 V_1}{\rho_2} \left(\frac{w_{1(k)} - w_{3(k)}}{w_{3(k)}} \right) \quad (2.6)$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \left(\frac{w_{1(k)}}{w_{3(k)}} - 1 \right) \quad (2.7)$$

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{1,836}{1} \cdot \left(\frac{0,96}{0,37} - 1 \right) = 2,92$$

Pro dosažení výsledné 37 % koncentraci roztoku kyseliny sírové je zapotřebí ředit koncentrát v poměru 1 kyselina sírová: 2,92 demineralizovaná voda. [16]

- 2) Nyní se může provést teoretický výpočet samovolně uvolněného tepla při mísení. Pro výpočet se děj nechá zjednodušit a bude se považován za ideální. Tepelné ztráty budou zanedbány a veškeré uvolněné teplo bude spotřebováno na ohřev směsi, tedy adiabatický děj.

$$Q_{\text{směšování}} + Q_{\text{ohřev}} = 0$$

$$Q_{\text{směšování}} = n_{\text{celkové}} H^E$$

$$Q_{\text{ohřev}} = n_{\text{celkové}} C_{pm, \text{směs}} (T_2 - T_1)$$

Složka 1 = kyselina

Složka 2 = voda

$$M_{H_2SO_4} = 2 \cdot 1 + 32 + 4 \cdot 16 = 98 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$M_{H_2O} = 2 \cdot 1 + 16 = 18 \text{ g} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$n_1 = \frac{w m_1}{M_1} \quad (2.8)$$

$$n_1 = \frac{0,96 \cdot 100}{98} = 0,9796 \approx 0,98 \text{ mol}$$

$$n_2 = \frac{(1-w)m_1 + m_2}{M_2} \quad (2.9)$$

$$n_2 = \frac{0,04 \cdot 100 + 292}{18} = 16,44 \text{ mol}$$

$$x_1 = \frac{n_1}{n_1 + n_2} \quad (2.10)$$

$$x_1 = \frac{0,98}{0,98 + 16,44} = 0,056$$

$$x_2 = 1 - x_1 \quad (2.11)$$

$$x_2 = 1 - 0,0563 = 0,944$$

Kvadratická aproximace závislosti dodatkové entalpie pro H_2SO_4 (1) + H_2O (2):

$$H^E = x_1 x_2 [-55600 + 20029(x_1 - x_2)] \quad (2.12)$$

$$H^E = 0,056 \cdot 0,944 \cdot [-55600 + 20029(0,056 - 0,944)] = -3\,879,454 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$Q_{\text{směšování}} = n_{\text{celkové}} H^E \quad (2.13)$$

$$Q_{\text{směšování}} = (n_1 + n_2) H^E = (0,98 + 16,44) \cdot (-3\,879,454) = -67\,580 \text{ J}$$

$$C_{pm,směs} = x_1 C_{pm1} + x_2 C_{pm2} \quad (2.14)$$

$$C_{pm,směs} = 0,056 \cdot 148,28 + 0,944 \cdot 76,36 = 80,388 \text{ J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$$

$$Q_{\text{směšování}} + Q_{\text{ohřev}} = 0 \quad (2.15)$$

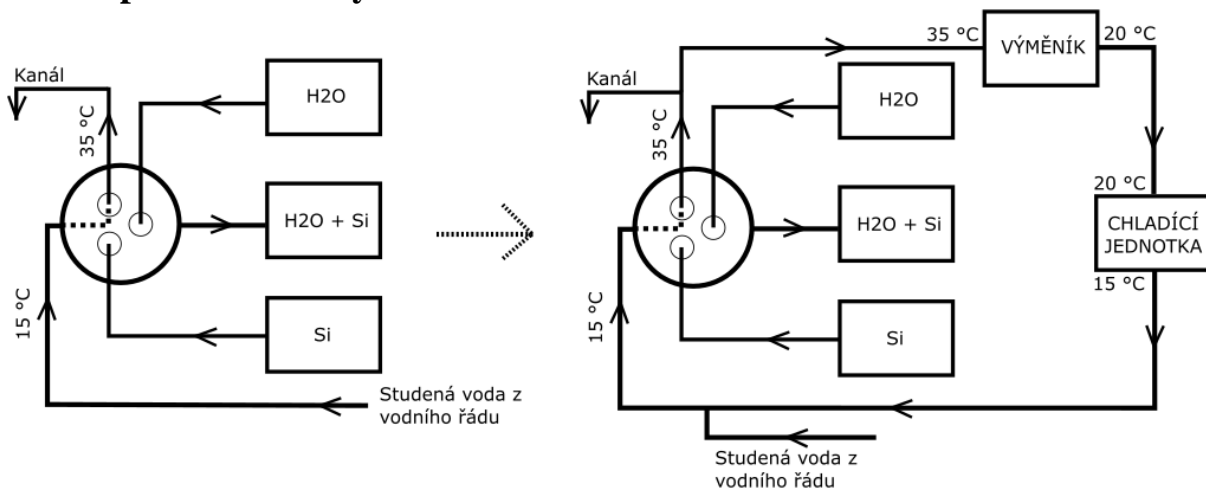
$$Q_{\text{ohřev}} = n_{\text{celkové}} C_{pm,směs} (T_2 - T_1) \quad (2.16)$$

$$T_2 = T_1 - \frac{Q_{\text{směšování}}}{n_{\text{celkové}} C_{pm,směs}}$$

$$T_2 = 293,15 - \frac{-67580}{(0,98 + 16,44) \cdot 80,388} = 341,41 \text{ K} = 68,26 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výsledná tepelná hodnota je odhad, neboť jak už dříve bylo zmíněno při výpočtech došlo k zjednodušování a aproximacím některých závislostí. Předpoklad pro tento výpočet je, že se všechno reakční teplo uvolněné při reakci se přemění v ohřev směsi, z praxe je známo, že tomu tak není, nějaká část tepla přechází z roztoku do stěn nádoby, a tak jak je to uskutečněno v této továrně, reaktorem prochází chladicí spirála, který ochlazuje roztok. Zajímavější veličina, než konečná teplota je teplotní rozdíl před a po reakci, tedy ΔT , neboť ten lze považovat za teplotní potenciál, který je možno využít k ohřevu média v protékajícím chladicí spirálou. Celý proces se ve výrobě odehrává kontinuálně, myšleno kyselina sírová a demineralizovaná voda vtékají, míchají se a vytékají z nádoby neustále, to opět navádí k využívání teplotní delty, poněvadž potenciálně maximální teplota, na kterou se směs zahřeje není na stálém místě, ale může nastat v celém objemu reaktoru.

2.2. Tepelné bilance systému



Obrázek 21: Schématický návrh zpracování tepla

Primární okruh: chladicí jednotka, reaktor, tepelný výměník (voda-vzduch)

Z chladicí jednotky vytéká studená voda o teplotě 15 °C s objemovým tokem 4,5 m³/h do reaktoru, kde se ohřeje na 35 °C. Následně médium teče do série výměníky voda-vzduch, kde se ochladí na 20 °C a poté se ochladí na 15 °C v chladicí jednotce.

Pro začátek je potřeba určit tepelné toky v okruhu, to lze učinit pomocí bilanční rovnice. Je známo, že teplo je přiváděno do mediu z reaktoru, následně je část odvedena ve výměnících, a finálně v chladicí jednotce.

$$Q_{Reak} - Q_{Vým} - Q_{Chl} = 0 \text{ J} \quad (2.17)$$

Rovnice pro výpočet tepla:

$$Q = \dot{m}c_p\Delta t \quad (2.18)$$

Převod objemového toku na hmotnostní tok:

$$\dot{m} = \frac{\rho \dot{V}}{3600} \quad (2.19)$$

$$\dot{m} = \frac{1000 \cdot 4,5}{3600} = 1,25 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Pro výpočet prvního okruhu, jsou známy všechny potřebné hodnoty a tedy:

$$\dot{Q}_{Reak} = 1,25 \cdot 4180 \cdot (35 - 15) = 104500 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{Q}_{Vým} = 1,25 \cdot 4180 \cdot (35 - 20) = 78375 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\dot{Q}_{Chl} = 1,25 \cdot 4180 \cdot (20 - 15) = 26125 \text{ J} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dosazením do rovnice (2.17) ověříme předpoklad bilancování systému.

$$104500 - 78375 - 26125 = 0$$

Z těchto hodnot je vidno, že reaktor předává do média 104,5 kW tepelného výkonu, kterým je možné ohřát vzduch ve skladu, od této hodnoty je třeba odečíst 26,1 kW, které zpracuje chladicí jednotku a vyjde výsledný tepelný výkon, zhruba 78,4 kW, pro který je lze navrhnout tepelný výměník nebo použít existující, který by splňoval požadavky.

Nejdříve je však třeba propočítat všechny tepelné ztráty, které vzniknou při proudění kapaliny v potrubí. Tím se prověří, že navržené schéma odpovídá realitě a teprve poté se lze obrátit k návrhu výměníku, popřípadě do katalogů výrobců.

2.3. Tepelné ztráty v potrubí

Při proudění kapaliny ať už na jakoukoliv vzdálenost dochází k tepelným ztrátám vlivem prostupu tepla z média do okolí. Například u jednoduché trubky při tomto ději dochází k třem jednotlivým procesům, a to sdílení tepla mezi médiem a vnitřní stěnou potrubí, následně vedení tepla materiálem potrubí a poté sdílení tepla vnější stěny potrubí s okolím. Celý tento tepelný chod je skryt pod proměnou k_v , také označovanou jako součinitel prostupu tepla.

$$\dot{Q}_{ztr} = k_v l (t_{in} - t_{out}) \quad (2.20)$$

Alternativně lze použít variantu se střední logaritmickou teplotou:

$$\dot{Q}_{ztr} = k_v l \left(\frac{\Delta t_L - \Delta t_P}{\ln \frac{\Delta t_L}{\Delta t_P}} \right) \quad (2.21)$$

V tomto konkrétním případě se počítá se součinitel prostupu tepla k_v pro prostup jednoduchou (neizolovanou) válcovou stěnu:

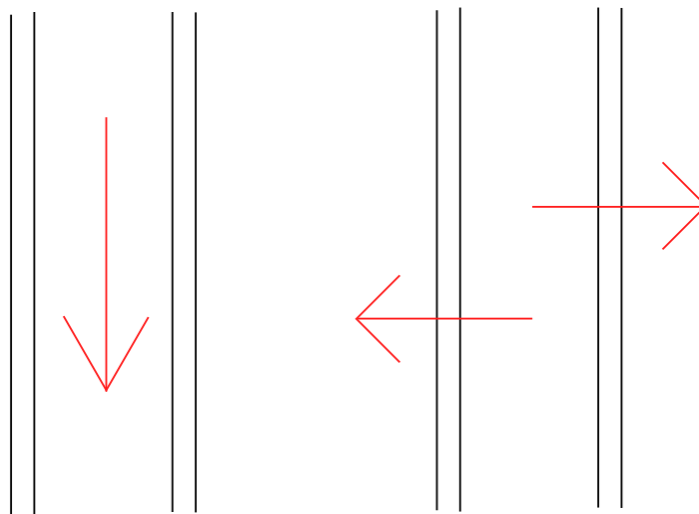
$$k_v = \frac{2\pi}{\frac{1}{\alpha_i r_1} + \frac{1}{\lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_e r_2}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (2.22)$$

Ve vzorci je více neznámých, jenž je třeba dopočítat. Součinitel přestupu tepla α_i na vnitřní stěně potrubí, které vzniká nuceným prouděním kapaliny (vody). Následně α_e je také součinitel přestupu tepla, ovšem volným prouděním vzduchu okolo vnější stěny potrubí.

A zde nastává problém, protože α_i a α_e jsou funkcemi teploty, která je neznámá. K řešení takového problému je možné použít několik možností, a to například parciální diferenciální rovnice, grafické nebo iterační metody.

2.4. Metoda odhadu a iterace:

Pro určení teplotního toku je potřeba znát teplotní gradient, respektive teplotní rozdíl mezi vnitřní a vnější stranou potrubí, přičemž směrem toku tepla je kolmý k potrubí. Tato hodnota je ovšem neznáma, a právě zde přichází vhod metoda odhadu a iterace. Proudící voda předává své teplo v podobě ztráty do potrubí, to má za důsledek pokles teploty vody. Pokud se zanedbají ztráty způsobené třením vody o potrubí, popřípadě třením molekul vody o sebe, které budou minoritní, je možné počítat s předpokladem, že všechno teplo, o které voda přijde se rovná teplu, které odevzdá k ohřevu potrubí. Jednoduše řečeno teplota vody klesne, protože ohřeje potrubí, ve kterém proudí, a právě pomocí této rovnosti lze odhadnout kolik tepla se při tom spotřebovalo neboli ztratilo.



Obrázek 22: bilance tepelných ztrát v potrubí

$$\dot{Q} = \dot{m}c\Delta(t_{poč} - t_{konc}) \quad \cong \quad \dot{Q} = k_v l(t_{in} - t_{out})$$

Porovnáním těchto dvou rovnic lze zkusit odhadnout koncovou teplotu media, respektive jaká bude po 30 metrech proudění v potrubí. Pro určení t_{konc} je třeba odhadnout součinitel prostupu k_v , který je závislý na teplotě vnější strany potrubí. Odhad spočívá ve výpočtu součinitel přestupu pro dva extrémny, které mohou nastat neboli $t_{w2} = 0,1$ °C teplota vnější stěny potrubí bude téměř rovna minimální možné teplotě okolí při provozu, nebo $t_{w2} = 14,9$ °C tedy teplota vnější stěny se téměř mezní teplotě pro fungování oběhu (při zimní konfiguraci se předpokládá maximální teplotu okolí 15 °C). Tím, že se vypočtou oba extrémny a je jasné, že reálná hodnota bude někde mezi.

Vypočtené množství tepla, které se při poklesu teploty vody disipuje do potrubí za jednotku času se musí rovnat teplu, které prošlo potrubím.

$$\dot{Q} = \dot{m}c t_{poč} - \dot{m}c t_{konc} = k_v l (t_{in} - t_{out}) \quad (2.23)$$

Úpravou této rovnice lze získat vzorec pro výpočet koncové teploty media.

$$t_{konc} = t_{poč} - \frac{k_v l (t_{in} - t_{out})}{\dot{m}c} \quad (2.24)$$

2.4.1. Výpočet teplotní ztráty trubky bez izolace:

Všechny výpočty vychází z vlastností daných kapalin, a proto je velmi důležité počítat s co možno nejpřesnějšími hodnoty. Na internetu je mnoho různých tabulek a hodnot, které je možné použít s dostatečnou přesností, avšak vzhledem k povaze internetu jsou tyto tabulky často strukturované, tak aby pokryli co největší interval. Pro zachování přehlednosti webu nebo z nedostatku hodnot nechávají autoři poměrně velké teplotní odstupy např. po 5 až 10 °C. Takové tabulky pro výpočet chování kapalin s desetinnými teplotními inkrementy jsou nedostatečné. Hodnoty, se kterými se počítá níže jsou brány ze softwaru *miniREFPROP* (dostupný na webu: <https://trc.nist.gov/refprop/MINIREF/MINIREF.HTM>), zkráceno z anglického názvu *REFerence fluid PROPerties* neboli vlastnosti referenční kapaliny, předpona *mini* označuje bezplatnou omezenou verzi softwaru. Program byl vyvinut NIST, Národní institut standardů a technologii a poskytuje se jako samostatná aplikace nebo programovací knihovna pro jazyk C++. Ukázka prostřední a hodnot pro vzduch (79 % dusík 21 % kyslík) a vodu, sepsané v tabulce od 0 do 40 °C s inkrementem 0,1 °C a konzistentním tlakem 0,1 MPa. Krom přesných hodnot *miniREFPROP* nabízí jednoduchou možnost exportu dat.

2: Water: p = 0,1 MPa

	Temperature (°C)	Density (kg/m³)	Cp (J/kg-K)	Therm. Cond. (W/m-K)	Viscosity (Pa-s)	Kin. Viscosity (cm²/s)	Prandtl
1	0,10000	999,85	4219,1	0,55590	0,0017855	0,017858	13,552
2	0,20000	999,86	4218,8	0,55616	0,0017793	0,017796	13,497
3	0,30000	999,86	4218,4	0,55641	0,0017732	0,017734	13,443
4	0,40000	999,87	4218,1	0,55667	0,0017671	0,017673	13,390
5	0,50000	999,87	4217,8	0,55692	0,0017610	0,017612	13,336
6	0,60000	999,88	4217,4	0,55718	0,0017549	0,017551	13,283
7	0,70000	999,89	4217,1	0,55743	0,0017489	0,017491	13,231
8	0,80000	999,89	4216,8	0,55768	0,0017429	0,017431	13,179
9	0,90000	999,90	4216,4	0,55793	0,0017369	0,017371	13,127
10	1,0000	999,90	4216,1	0,55818	0,0017310	0,017312	13,075
11	1,1000	999,91	4215,8	0,55843	0,0017251	0,017253	13,024
12	1,2000	999,91	4215,5	0,55868	0,0017193	0,017194	12,973
13	1,3000	999,92	4215,2	0,55893	0,0017134	0,017136	12,922
14	1,4000	999,92	4214,9	0,55918	0,0017076	0,017078	12,871
15	1,5000	999,92	4214,5	0,55943	0,0017019	0,017020	12,821
16	1,6000	999,93	4214,2	0,55968	0,0016961	0,016963	12,772
17	1,7000	999,93	4213,9	0,55992	0,0016904	0,016906	12,722
18	1,8000	999,94	4213,6	0,56017	0,0016848	0,016849	12,673
19	1,9000	999,94	4213,3	0,56042	0,0016791	0,016792	12,624
20	2,0000	999,94	4213,0	0,56066	0,0016735	0,016736	12,575
21	2,1000	999,95	4212,7	0,56091	0,0016679	0,016680	12,527
22	2,2000	999,95	4212,4	0,56115	0,0016624	0,016625	12,479
23	2,3000	999,95	4212,1	0,56139	0,0016569	0,016569	12,431
24	2,4000	999,95	4211,9	0,56164	0,0016514	0,016514	12,384
25	2,5000	999,96	4211,6	0,56188	0,0016459	0,016460	12,337

3: 79% Nitrogen + 21% Oxygen: p = 0,1 MPa (76,708/23,292)

	Temperature (°C)	Density (kg/m³)	Cp (kJ/kg-K)	Therm. Cond. (W/m-K)	Viscosity (Pa-s)	Kin. Viscosity (cm²/s)	Prandtl
1	-191,59	4,4206	1,0762	0,0075389	0,0000058501	0,013234	0,83516
2	0,00000	1,2710	1,0123	0,024080	0,000017202	0,13534	0,72320
3	0,10000	1,2706	1,0124	0,024087	0,000017207	0,13543	0,72318
4	0,20000	1,2701	1,0124	0,024095	0,000017212	0,13551	0,72316
5	0,30000	1,2696	1,0124	0,024102	0,000017217	0,13560	0,72315
6	0,40000	1,2692	1,0124	0,024110	0,000017222	0,13569	0,72313
7	0,50000	1,2687	1,0124	0,024117	0,000017227	0,13578	0,72312
8	0,60000	1,2682	1,0124	0,024125	0,000017232	0,13587	0,72310
9	0,70000	1,2678	1,0124	0,024133	0,000017237	0,13596	0,72308
10	0,80000	1,2673	1,0124	0,024140	0,000017242	0,13605	0,72307
11	0,90000	1,2669	1,0124	0,024148	0,000017247	0,13614	0,72305
12	1,0000	1,2664	1,0124	0,024155	0,000017252	0,13623	0,72304
13	1,1000	1,2659	1,0124	0,024163	0,000017257	0,13632	0,72302
14	1,2000	1,2655	1,0124	0,024170	0,000017262	0,13641	0,72300
15	1,3000	1,2650	1,0124	0,024178	0,000017267	0,13650	0,72299
16	1,4000	1,2645	1,0124	0,024186	0,000017272	0,13659	0,72297
17	1,5000	1,2641	1,0124	0,024193	0,000017277	0,13667	0,72295
18	1,6000	1,2636	1,0124	0,024201	0,000017282	0,13676	0,72294
19	1,7000	1,2632	1,0124	0,024208	0,000017287	0,13685	0,72292
20	1,8000	1,2627	1,0124	0,024216	0,000017292	0,13694	0,72291
21	1,9000	1,2622	1,0124	0,024223	0,000017297	0,13703	0,72289
22	2,0000	1,2618	1,0124	0,024231	0,000017302	0,13712	0,72287

Obrázek 23: fyzikální vlastnosti vody a vzduchu při konstantním tlaku z miniREFPROP

Vlastnosti kapalin:

- Teplota: T [K]
- Hustota: ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- Měrná tepelná kapacita: c_p [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Součinitel tepelné vodivosti: λ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Dynamická viskozita: μ [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]
- Kinetická viskozita: ν [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

Vlastnosti potrubí:

- Teplota okolí: T_{ok} [K]
- Objemový tok: \dot{V} [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
- Vnitřní a vnější průměr potrubí: $D_{char}; d_{char}$ [m]
- Délka potrubí: L_{char} [m]
- Součinitel tepelné vodivosti: λ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

Rozmezí, ve kterém se nachází reálná teplota vnější strany potrubí se pohybuje mezi extrémy, které jsou popsány:

- Minimum
 - Teplota okolí 0 °C
 - Vnější teplota potrubí 0,1 °C
- Maximum
 - Teplota okolí 15 °C
 - Vnější teplota potrubí 34,9 °C

Tabulka 2: fyzikální vlastnosti vzduchu a vody

	t	ρ	c_p	λ	μ	ν
	[°C]	[$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]	[$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	[$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	[$\text{Pa} \cdot \text{s}$]	[$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
Vzduch okolí	0	1,271	1012,3	0,02408	$1,720 \cdot 10^{-5}$	$1,353 \cdot 10^{-5}$
Vzduch stěna	0,1	1,2706	1012,4	0,024087	$1,721 \cdot 10^{-5}$	$1,354 \cdot 10^{-5}$
Vzduch okolí	15	1,2047	1012,7	0,025206	$1,794 \cdot 10^{-5}$	$1,490 \cdot 10^{-5}$
Vzduch stěna	34,9	1,1266	1013,4	0,026672	$1,890 \cdot 10^{-5}$	$1,678 \cdot 10^{-5}$
Voda v potrubí	35	994,03	4179,3	0,6217	$7,191 \cdot 10^{-4}$	$7,234 \cdot 10^{-7}$

Tabulka 3: vlastnosti potrubí [17]

	D	d	l	λ
	[m]	[m]	[m]	[$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
Plastová trubka	0,068	0,0458	30	0,24

Předpoklad: teplotní spád je $\Delta T \geq 15$... vířivé proudění

Se znalostí vstupní teploty, je možné určit teplotní ztráty. Prvotním určením těchto hodnot se může zjistit, zda je vůbec možné a finančně výhodné zpracovávat odpadní teplo, poněvadž jak je známo výstupní teplo z reaktoru je pouze 35 °C, to výrazně omezuje možnost využití tepla. Nabízí se možnost připojením do vodního řádu a užívání jako užitková voda, to ale by vůbec neeliminovat spotřebu enormního množství

vody neboť 4,5 kubíku teplé vody by nenašlo využití v továrně, dále lze zkusit ohřev, respektive předeřev nějakého media, avšak na konkrétním místě, kde je reaktor není žádné využití teplé vody. To zužuje výběr na ohřev skladu na vyžadovanou teplotu 20 °C a pro výpočet tepelného výměníku, který bude převádět teplo z media do vzduchu ve skladu je třeba znát teplotu na vstupu do výměníku, a tu je třeba vypočítat.

2.4.2. Výpočet přestupu tepla volným prouděním vzduchu kolem potrubí:

- Výpočet minima:

Výpočet Prandtlova čísla:

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (2.25)$$

$$Pr = \frac{1012,4 \cdot 1,721 \cdot 10^{-5}}{2,4087 \cdot 10^{-2}} = 0,723$$

Součinitel objemové roztažnosti β je obrácenou hodnotou střední termodynamické teploty:

$$T_m = \frac{T_{stěn} + T_{okol}}{2} = \frac{273,25 + 273,15}{2} = 273,2 \text{ K}$$

$$\beta = \frac{1}{273,2} \text{ K}^{-1}$$

Výpočet Grashofova čísla:

$$Gr_{trubka} = \frac{g\beta(T_s - T_{okl})L_{char}^3}{\nu^2} \quad (2.26)$$

$$Gr_{trubka} = \frac{1}{273,2} \cdot \frac{9,81 \cdot (273,25 - 273,15) \cdot 0,063^3}{(1,354 \cdot 10^{-5})^2} = 4894,4$$

Výpočtem $(Gr \cdot Pr)_n$ se dá určit o jaký typ proudění se jedná (laminární, vírové, turbulentní), podle toho se dále volí konstanty c a n . Pro $(Gr \cdot Pr)_m = 3539,5$ je v rozsahu $< 5 \cdot 10^2; 2 \cdot 10^7 >$ a tedy se jedná o proudění intenzivní laminární a vírnaté, a proto hodnoty $c = 0,47$ a $n = 0,25$.

Výpočet Nusseltova čísla:

$$Nu_m = c(Gr \cdot Pr)_m^n \quad (2.27)$$

$$Nu_m = 0,47 \cdot (4894,4 \cdot 0,723)^{\frac{1}{4}} = 3,625$$

Výpočet součinitele přestupu tepla:

$$\alpha_e = \frac{Nu_m \lambda_m}{d} \quad (2.28)$$

$$\alpha_e = \frac{12,025 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,063} = 1,386 \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

2.4.3. Výpočet součinitele přestupu tepla vynuceným prouděním vodou v potrubí:

Tento součinitel je závislý hlavně na hodnotě Reynoldsova čísla, tím se určí typ proudění a vzorec pro výpočet Nusseltova čísla. Pro začátek je třeba určit charakteristickou rychlost, kterou lze vypočítat z hmotnostního toku a objemu potrubí.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (2.29)$$

$$\dot{V} = \frac{1,25}{994,04} = 1,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$c_{char} = \frac{\dot{V}}{A} \quad (2.30)$$

$$c_{char} = \frac{1,25 \cdot 10^{-3}}{\frac{\pi \cdot 0,0458^2}{4}} = 0,759 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výpočet Reynoldsova čísla:

$$Re = \frac{c_{char} d_{char}}{\nu} \quad (2.31)$$

$$Re = \frac{0,759 \cdot 0,0458}{0,7234 \cdot 10^{-6}} = 48032,4$$

$$Re > Re_{kr} = 4000$$

Reynoldsovo číslo vyšlo řádově vyšší než kritické, takže je jasné, že v potrubí protéká voda s turbulentním prouděním.

Výpočet Prandtlova čísla (2.25):

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} = \frac{4179,5 \cdot 7,19 \cdot 10^{-4}}{0,622} = 4,83$$

Výpočet Nusseltova čísla:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (2.32)$$

$$Nu = 0,023 \cdot 48032,4^{0,8} \cdot 4,83^{0,4} = 240,3$$

Výpočet součinitele přestupu tepla:

$$\alpha_i = Nu \frac{\lambda}{d} \quad (2.33)$$

$$\alpha_i = 240,3 \cdot \frac{0,622}{0,0458} = 3261,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Délkový součinitel prostupu tepla k_v :

- α_i součinitel přestupu tepla mezi médiem a vnitřním povrchem trubky [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
- α_e součinitel přestupu tepla mezi vnějším povrchem potrubí a okolím [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
- λ_t součinitel tepelné vodivosti potrubí [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]

$$k_v = \frac{2\pi}{\frac{1}{\alpha_i r_1} + \frac{1}{\lambda_t} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{1}{\alpha_e r_2}} \quad (2.34)$$

$$k_v = \frac{2\pi}{\frac{1}{3261,3 \cdot 0,0229} + \frac{1}{0,24} \ln \frac{0,0315}{0,0229} + \frac{1}{1,386 \cdot 0,0315}} = 0,259 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Výpočet tepelné ztráty:

$$\dot{Q} = k_v l (t_{in} - t_{out}) = 0,259 \cdot 30 \cdot (35 - 0) = 273,266 \text{ W}$$

Zde je vidno, že tepelná ztráta trubky je velmi malá, neboť po 30 metrech se disipuje pouze 273,3 W to odpovídá zhruba 0,25 % tepelného výkonu reaktoru.

Výpočet teploty vody po 30 metrech:

$$t_{konc} = t_{poč} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c} \quad (2.35)$$

$$t_{konc} = 35 - \frac{273,266}{1,25 \cdot 4179} = 34,95 \text{ °C}$$

Nyní, když je známa první odhad koncové teploty vody lze vypočítat teplotu na vnější straně potrubí. Pro tento výpočet se bude vycházet z Fourierova zákona.

$$\dot{q} = -\lambda \text{ grad } T = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (2.36)$$

$$\dot{Q} = \dot{q}A = \dot{q}2\pi rl \quad (2.37)$$

$$\dot{Q} = -\lambda \frac{dT}{dr} 2\pi rl$$

$$dT = -\frac{\dot{Q}}{2\pi l \lambda} \frac{dr}{r}$$

$$\int_{T_{s1}}^{T_{s2}} dT = -\int_{r_1}^{r_2} \frac{\dot{Q}}{2\pi l \lambda} \frac{dr}{r}$$

$$T_{s2} - T_{s1} = -\frac{\dot{Q}}{2\pi l \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1}$$

$$\dot{Q} = \frac{2\pi l \lambda}{\ln \frac{r_2}{r_1}} (T_{s1} - T_{s2}) \quad (2.38)$$

$$T_{s2} = T_{s1} - \frac{\dot{Q}}{2\pi l \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} \quad (2.39)$$

Zde se vybere vzorec pro výpočet teploty na vnější stěně a po dosazení.

- Součinitel tepelné vodivosti PPR trubky: $\lambda_{tr} = 0,24 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
- $r_1 = 22,9 \text{ mm}$
- $r_2 = 31,5 \text{ mm}$

$$T_{s2} = T_{s1} - \frac{\dot{Q}}{2\pi l \lambda} \ln \frac{r_2}{r_1} = 308,15 - \frac{273,266}{2 \cdot \pi \cdot 30 \cdot 0,24} \cdot \ln \frac{31,5}{22,9} = 306,224 \text{ K}$$

$$t_{w2} = 33,074 \text{ } ^\circ\text{C}$$

První odhad s nepravděpodobnou teplotou 0,1 °C na vnější straně potrubí se skrze řadu výpočtů přeměnil na 33,1 °C. Nyní nastane druhá iterace, kdy se dosadí nově získaná teplota a vypočítá se druhý odhad. Následně se iterace opakují do té doby, dokud hodnota nezačne konvergovat a pro výpočet v rámci této bakalářské práce bude dostačující chyba na setinném místě.

$$|t_{w2}^{n+1} - t_{w2}^n| \leq 0,1$$

1. iterace: $t_{w2} = 33,074 \text{ } ^\circ\text{C}$
2. iterace: $t_{w2} = 28,235 \text{ } ^\circ\text{C}$
3. iterace: $t_{w2} = 28,424 \text{ } ^\circ\text{C}$
4. iterace: $t_{w2} = 28,416 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$|28,416 - 28,424| = 0,008 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Po čtyřech iteracích se teplota ustálila 28,4 °C. Pro tuto teplotu vnější strany potrubí se dopočítá koncová teplota v potrubí 34,8 °C to je pokles teploty o zhruba 0,6 %. Z toho vyplývá, že není důvod izolovat potrubí, teplotní ztráty jsou zanedbatelné a to konkrétně 934,1 W to je zhruba 0,9 % tepelného výkonu reaktoru. Tyto hodnoty jsou pravdivé pouze pokud teplota okolí je 0 °C.

Pro druhý extrém intervalu tedy teplota okolí je 15 °C a teplota vnější stěny potrubí 34,9 °C, se nechá provést stejný postup.

1. iterace: $t_{w2} = 34,763 \text{ } ^\circ\text{C}$
2. iterace: $t_{w2} = 34,763 \text{ } ^\circ\text{C}$

Zde hned po první iteraci byla splněna podmínka chyby a nelze jednoznačně určit, na které teplotě se ustálí vnější strana potrubí. Teploty v rozmezí 24-34,9 °C splňuje podmínku s chybou na desetinném místě, a proto je třeba udělat přísnější podmínku:

$$|t_{w2}^{n+1} - t_{w2}^n| \leq 0,001 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Opět bude splněna podmínka po první iteraci, avšak s přísnější podmínkou chyby se rozmezí, pro které platí daná chyba zúžilo na 34,6 – 34,9 °C. Pokud se zopakuje další krok iterace s teplotou z tohoto rozmezí, výsledek bude 34,763 °C. Vyšší teplota není možná a nižší teplota bude vracet vyšší teplotu, která opět povede k teplotě 34,763 °C.

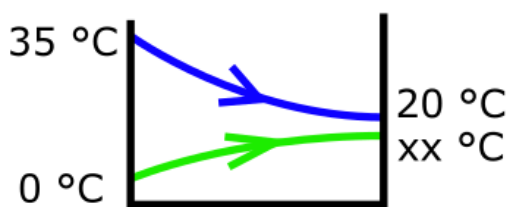
Tepelná ztráta při této konfiguraci bude 1231 W to činí zhruba 1,2 % ztráty z celkového tepelného výkonu. Koncová teplota po 30 metrech proudění kapaliny v potrubí bude 34,76 °C to je pokles teploty o zhruba 0,7 %.

Při porovnání koncových teplot pro oba extrémy je vidno, že koncová teplota poklesne nanejvýš o 0,24 stupňů. Pokud by se teď nechal navrhnout tepelný výměník vstupní parametr teplé vody bude 34,76 °C, avšak pro zjednodušení výpočtu lze zaokrouhlit na 35 °C a úplně zanedbat tepelnou ztrátu v potrubí, tímto zjednodušením by nemělo dojít k velké odchylce od správné hodnoty.

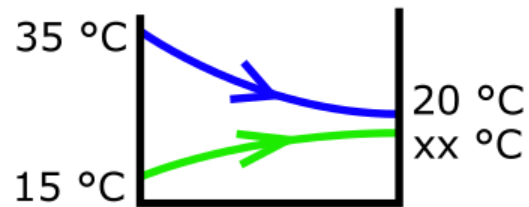
2.5. Návrh tepelného výměníku voda-vzduch:

Při návrhu tepelné soustavy může být přestup tepla mezi mediem a okolím potřeba minimalizovat jako například tepelná ztráty potrubí spojující reaktor a výměník, nebo naopak maximalizovat pokud je třeba nutné ohřát/ochladit medium k tomu slouží tepelný výměník.

Výpočet přesného řešení výměníku voda-vzduch je nad rámec této bakalářské práce, nicméně pomocí známých informací lze vypočítat hrubý návrh výměníku, avšak s malou úpravou zadání. Požadovat od jednoho výměníku, aby zpracoval 78,4 kW tepla by vedlo k opravdu velkým rozměrům, a proto se celkový výkon podělí 8. Následně se navrhne jeden menší výměník na 9,8 kW, který lze použít vícekrát. Teplotní spád 35°/20° lze ponechat a regulací průtoku vzduchu výměníkem lze získat konstantní zchlazení na 20 °C při různých teplotách okolí, poněvadž jak už bylo výše zmíněno výměník musí pracovat v rozmezí teploty okolí 0–15 °C.



Obrázek 25: teplotní spád při teplotě okolního vzduchu 0 °C



Obrázek 26: teplotní spád při teplotě okolního vzduchu 15 °C

Pro zjednodušení se bude počítat trubkový výměník, tedy analogický postup jako při výpočtu tepelné ztráty v potrubí, avšak místo jedné trubky bude zapojena celá řada pro maximalizování přestupu tepla mezi mediem a okolím. Následně změna nastane také v typu proudění na vnější straně potrubí, nyní bude docházet k vynucenému proudění způsobenému větrákem, který bude ofukovat řadu měděných trubek. Je nutné zdůraznit, že vzorce, se kterými se počítá níže platí pouze pro laminární proudění vzduchu, tedy Reynoldsovo číslo $Re \leq 2000$.

Pro úplnost bude představena varianta s jednou trubkou a její schopnost přenášet teplo bude považováno za vzorovou hodnotu. Následně bude porovnávána vůči jedné průměrné trubce výměníku, který se dělí na dvě varianty: Řadou trubek jdoucí za sebou a střídajícími se trubkami v řadě.

Popis výměníku: jedná se o kvádr 800x800x400 [mm] Výška x Šířka x Hloubka. Výměník se skládá z 150 jednotlivých trubek seřazených do 16 sloupců a 18 řad. Tedy jednou trubkou bude procházet celkový hmotnostní tok podělený šesti (jednotlivé výměníky) a následně 150 (trubky). Rozměr měděné trubky je 15x1 mm a délkou 80 mm. Vzduch je tlačěn větrákem patřičné velikosti s možností regulace průtoku. Okolní teplota = 0 °C a objemový tok vzduchu = 1650 m³/h.

Přestup na vnitřní straně potrubí:

Tato hodnota bude pro všechny tři výpočty stejná

$$c = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{4,5}{\frac{\pi \cdot 0,013^2}{4} \cdot 18 \cdot 16} = 0,00409 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Re = \frac{c_{char} \cdot d_{char}}{\nu} = \frac{0,00409 \cdot 0,013}{0,7234 \cdot 10^{-6}} = 73,45$$

$$Gr_{trubka} = \frac{g\beta(T_s - T_{okl})L_{char}^3}{\nu^2} = \frac{1}{308,15} \cdot \frac{9,81 \cdot (308,15 - 308,05) \cdot 0,013^3}{(0,7234 \cdot 10^{-6})^2} = 13363,86$$

$$Nu = 0,74 Re^{0,2} (Gr Pr)^{0,1} Pr^{0,2} \quad (2.40)$$

$$Nu = 0,74 \cdot 73,45^{0,2} \cdot (13363,86 \cdot 4,83)^{0,1} \cdot 4,83^{0,2} = 7,25$$

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_{char}} = \left(\frac{7,25 \cdot 0,6217}{0,013} \right) \cdot 1,15 = 398,709 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Součinitel přestupu tepla se navýší o 15 %, protože voda stoupá proti směru samovolnému toku proudu.

Přestup tepla ne vnější straně potrubí:

- jedna trubka

$$c = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{1650}{\frac{3600}{0,8^2}} = 0,716 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Re = \frac{c_{char} d_{char}}{\nu} = \frac{0,716 \cdot 0,015}{1,608 \cdot 10^{-5}} = 668,545$$

$$Nu = 0,226 Re^{0,6} \quad (2.41)$$

$$Nu = 0,226 \cdot 668,545^{0,6} = 7,25$$

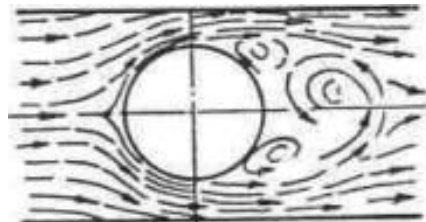
$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_{char}} = \frac{7,25 \cdot 0,0261}{0,015} = 19,509 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$k_v = \frac{2\pi}{\frac{1}{398,71 \cdot 0,013} + \frac{1}{339 \ln \frac{0,015}{0,013}} + \frac{1}{19,51 \cdot 0,015}} = 0,87 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\dot{Q} = k_v l (t_{in} - t_{out}) = 0,87 \cdot 0,8 \cdot (35 - 0) = 24,364 \text{ W}$$

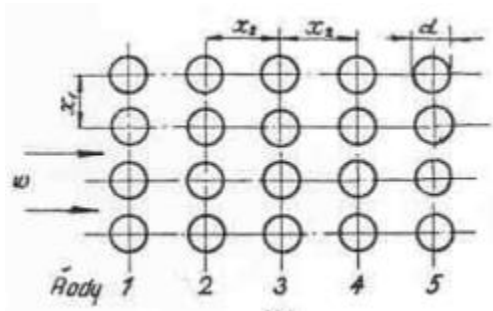
$$t_{konc} = t_{poč} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c} = 35 - \frac{24,364}{0,00054 \cdot 4179,3} = 24,19 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tyto hodnoty vychází pro výměník s jedinou trubkou a kolmým dopadem vzduchu k trubce. Dopadající vzduch je dle Reynoldsova kritéria laminární ale pokud se do výměníku zapojí více trubek proud se po první řadě narážením vzduch o ně začne mnohonásobně více víření, tím se zvýší koeficient přestupu tepla a následně přenos tepla.

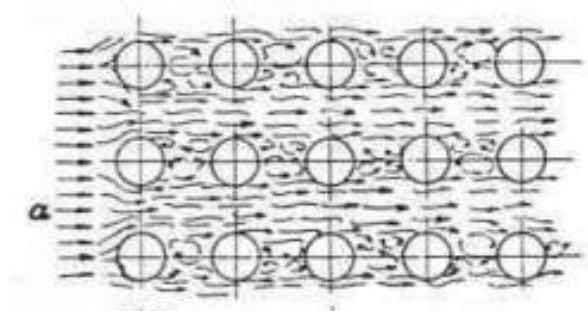


Obrázek 24: vznik víření za trubkou [8]

2.5.1. Řada za sebou jdoucích trubek



Obrázek 25: série za sebou jdoucích trubek [8]



Obrázek 26: zobrazení proudění kapaliny kolem za sebou jdoucích trubek [8]

Z obrázku výše je vidno, že podmínky přestupu tepla pro první řadu trubek jsou jiné než pro přestup tepla v druhé řadě. Tento fakt se musí brát v potaz, a to v podobě střední hodnoty přestupu tepla v celém výměníku.

$$c = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{1650}{\frac{3600}{0,8^2}} = 0,716 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Re = \frac{c_{char} d_{char}}{v} = \frac{0,716 \cdot 0,015}{1,602 \cdot 10^{-5}} = 668,545$$

Dále pro výpočet Nusseltova čísla se použijí různé koeficienty podle polohy trubky. Počet řad $i = 16$, počet sloupců $j = 18$

$$L_1 = \frac{x_1}{d} \quad (2.42)$$

$$L_1 = \frac{0,8}{\frac{18}{0,015}} = 2,96$$

- (pro $L_1 < 3$): $1 + 0,1 L_1$
- (pro $L_1 > 3$): $c_{spec} = 1,3$

$$c_{spec} = 1 + 0,1 \cdot 2,96 = 1,296$$

$$\varepsilon_{1 \text{ řada}} = 0,15 ; \varepsilon_{2+ \text{ řady}} = 0,138$$

$$n_1 = 0,6 ; n_{2+} = 0,65$$

$$Nu = c \varepsilon Re^n \quad (2.43)$$

$$Nu_1 = 1,296 \cdot 0,15 \cdot 668,545^{0,6} = 9,635$$

$$Nu_{2+} = 1,296 \cdot 0,138 \cdot 668,545^{0,65} = 12,272$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda}{d_{char}} = \frac{9,635 \cdot 0,0261}{0,015} = 16,785 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\alpha_{2+} = \frac{Nu_{2+} \lambda}{d_{char}} = \frac{12,272 \cdot 0,0261}{0,015} = 21,378 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$S = j \pi D l \quad (2.44)$$

$$S = 18 \cdot \pi \cdot 0,015 \cdot 0,8 = 0,679 \text{ m}^2$$

$$\alpha = \frac{\sum \alpha_i S_i}{\sum S_i} = \frac{S(\alpha_1 + (j-1)\alpha_{2+})}{j S} \quad (2.45)$$

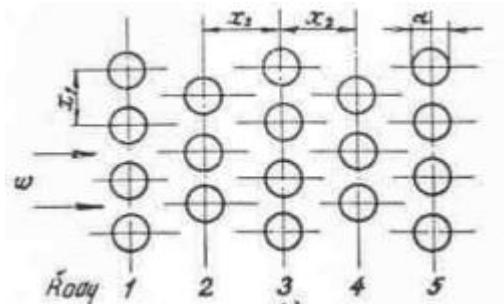
$$\alpha = \frac{0,679 \cdot (16,785 + (18-1) \cdot 21,378)}{18 \cdot 0,377} = 21,123 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$k_v = \frac{2\pi}{\frac{1}{398,71 \cdot 0,013} + \frac{1}{339 \ln \frac{0,015}{0,013}} + \frac{1}{21,123 \cdot 0,015}} = 0,938 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

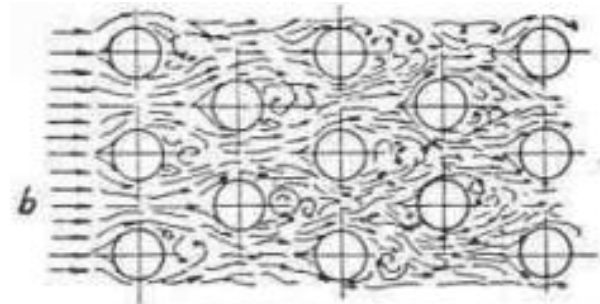
$$\dot{Q} = k_v l (t_{in} - t_{out}) = 0,938 \cdot 0,8 \cdot (35 - 0) = 26,26 \text{ W}$$

$$t_{konc} = t_{poč} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c} = 35 - \frac{26,26}{0,00054 \cdot 4179,3} = 14,11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.5.2. Řada střídajících se trubek



Obrázek 28: série střídajících se trubek [8]



Obrázek 27: zobrazení proudění kapaliny kolem za střídajících se trubek [8]

Zde je princip totožný s jediným rozdílem, že koeficienty specifikující Nusseltovo číslo jsou pro první, druhou a další řady odlišné. Dále vzhledem ke střídání je vždy jedna řada s j sloupci a následující s $j-1$ sloupci.

$$\varepsilon_{1 \text{ řada}} = 0,15 ; \varepsilon_{2 \text{ řady}} = 0,2 ; \varepsilon_{3+ \text{ řady}} = 0,255$$

$$n_{1+} = 0,6$$

$$Nu = c \varepsilon Re^n$$

$$Nu_1 = 1,296 \cdot 0,15 \cdot 668,545^{0,6} = 9,635$$

$$Nu_2 = 1,296 \cdot 0,2 \cdot 668,545^{0,6} = 12,847$$

$$Nu_{3+} = 1,296 \cdot 0,255 \cdot 668,545^{0,6} = 16,38$$

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \lambda}{d_{char}} = \frac{9,635 \cdot 0,0261}{0,015} = 16,785 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \lambda}{d_{char}} = \frac{12,847 \cdot 0,0261}{0,015} = 22,38 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\alpha_{3+} = \frac{Nu_{3+} \lambda}{d_{char}} = \frac{16,38 \cdot 0,0261}{0,015} = 28,535 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$S_1 = j \pi D l = 18 \cdot \pi \cdot 0,015 \cdot 0,8 = 0,679 \text{ m}^2$$

$$S_2 = (j - 1) \pi D l = 17 \cdot \pi \cdot 0,015 \cdot 0,8 = 0,641 \text{ m}^2$$

$$\alpha = \frac{\sum \alpha_i S_i}{\sum S_i} = \frac{S_1 \left(\alpha_1 + \left(\frac{j}{2} - 1 \right) \alpha_{3+} \right) + S_2 \left(\alpha_2 + \frac{j}{2} - 1 \right)}{\frac{j}{2} S_1 + \frac{j}{2} S_2} \quad (2.46)$$

$$\alpha = \frac{0,679 \cdot (16,785 + 7 \cdot 28,535) + 0,641 \cdot (22,38 + 7 \cdot 28,535)}{5 \cdot 0,679 + 8 \cdot 0,641} = 27,531 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$k_v = \frac{2\pi}{\frac{1}{398,709 \cdot 0,013} + \frac{1}{339 \ln \frac{0,015}{0,013}} + \frac{1}{27,531 \cdot 0,015}} = 1,202 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\dot{Q} = k_v l (t_{in} - t_{out}) = 1,202 \cdot 0,8 \cdot (35 - 0) = 33,64 \text{ W}$$

$$t_{konc} = t_{poč} - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}c} = 35 - \frac{63,84}{0,00054 \cdot 4179,3} = 20,07 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.5.3. Porovnání výměníků:

Tabulka 4: (0 °C) srovnání dvou konfigurací výměníku, porovnání s jednou trubicí

Jedna trubka		výměník trubky za sebou		výměník trubky střídavě	
Q [W]	24,36	Q [W]	26,26	Q [W]	33,64
účinnost [%]	100	účinnost [%]	107,8	účinnost [%]	138,08

Porovnáním všech hodnot je vidno, že zapojením trubek do výměníku, a s tím spojeným zvýší turbulentního víření, se opravu lepší přestup tepla z media do okolí.

Pokud se vynásobí odebrané teplo jedné průměrné trubky počtem trubek ve výměníku, lze získat celkový tepelný výkon, který výměník odebere mediu. Konečná teplota vody na výstupu z trubky, byla dopočítaná výše a po spojení jednotlivých proudů zpět do jednoho společného proudu, teplota bude aritmetickým průměrem jednotlivých teplot nikoliv součet viz intenzivní veličiny výše.

Tabulka 5: (0 °C) srovnání dvou konfigurací výměníku, porovnání celého výměníku

Jedna trubka		výměník trubky za sebou		výměník trubky střídavě	
t voda konec [°C]	24,19	t voda konec [°C]	22,35	t voda konec [°C]	20,07
t vz konec [°C]	0,05	t vz konec [°C]	14,11	t vz konec [°C]	18,08
Q [W]		Q [W]	7563,94	Q [W]	9689,16
plocha výměn. [m ²]		plocha výměn. [m ²]	10,857	plocha výměn. [m ²]	10,593

Pokud se srovná výsledek se zadáním je vidno, že požadovaných 9,8 kW je téměř rovno 9,7 kW, které bylo vypočteno. Tento menší rozdíl 100 W je způsoben rozdílem 0,07 stupně na výstupu vody z výměníku, dále může hrát roli měrná tepelná kapacita, která byla pro výpočet tepelné bilance zobecněná na $4180 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, zatímco při výpočtu výměníku byla použita přesnější hodnota pro vody s 35 °C a to $4179,3 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Druhý extrém pracovního intervalu je 15 °C okolí. Taková změna teploty se zřetelně projeví na chlazení média. Pro jednoduchost a finanční úsporu je vhodné použít stejnou sadu výměníku pro oba extrémy. Regulace změnou průtoků média je nežádána pro správné fungování výměníku. Proto nejlepší varianta regulace je zvyšování nebo snižování objemového toku vzduchu, který odvádí teplo z média. Zvýšením objemového toku z 1650 na 4700 m³/h lze bezpečně odebrat požadovaných 9,8 kW tepla z média.

Tabulka 6: (15 °C) srovnání dvou konfigurací výměníku, porovnání s jednou trubkou

Jedna trubka		výměník trubky za sebou		výměník trubky střídavě	
Q [W]	24,93	Q [W]	28	Q [W]	33,84
účinnost [%]	100	účinnost [%]	112,34	účinnost [%]	135,77

Tabulka 7: (15 °C) srovnání dvou konfigurací výměníku, porovnání celého výměníku

Jedna trubka		výměník trubky za sebou		výměník trubky střídavě	
t voda konec [°C]	23,94	t voda konec [°C]	22,58	t voda konec [°C]	19,99
t vz konec [°C]	15,02	t vz konec [°C]	20,28	t vz konec [°C]	21,38
Q [W]		Q [W]	8064,67	Q [W]	9746,44
plocha výměn. [m ²]		plocha výměn. [m ²]	10,857	plocha výměn. [m ²]	10,593

Porovnáním výpočtu pro 0 °C a 15 °C lze pozorovat neobvykle změny účinnosti. Zatímco účinnost výměníku s trubkami jdoucími za sebou vzrostla, při zvětšení objemovém toku vzduchu, výměník se střídajícími se trubkami vykazuje pokles účinnosti.

Výměník navržený v této konfiguraci by teoreticky dokázal odebrat požadované teplo a ochladit medium z 35 °C na 20 °C, přitom ekvivalentně ohřeje vzduch nasávaný z okolí na potřebnou teplotu, nebo alespoň blízkou se. Vzhledem k tepelným ztrátám samotného skladu není problém, že výstupní teplota je vyšší nebo nižší než požadovaná, neboť bude stále fungovat výhřev, který na místě je a nadále zůstane, ovšem po instalaci výměníků se bude regulovat tepelný výkon podle potřeby.

2.5.4. Srovnání s řešením od výrobce:

Pro porovnání byla kontaktována firma 4heat specializující se na výrobu a instalaci tepelných výměníků, která nezávazně vytvořila návrh s použitím 8 tepelných výměníků kalormax KA68 ve čtyřech sériích po dvou výměnících. Bohužel porovnání není úplně přesné, protože se nabídka vytvořila začátkem prosince roku 2022 a zákazník začátkem února roku 2023 změnil původní zadání. Nicméně pro porovnání hrubých hodnot je tento návrh dostačující.



Obrázek 29: Kalorifer kalormax KA [18]

4heat ^o		Zákazník	Datum
		Zákaznická reference	Jméno projektu
1	Kalormax KA68	2	Kalormax KA68
	Jednotky	1.	2.
Výkon			
Celkový výkon :	[kW]	18.89	9.19
Citelný výkon :	[kW]	18.89	9.19
Kondenzát :	[l/h]	0	0
Citelný teplotní faktor :		1	1
Rezerva teplosměnné plochy :	[%]	0	0
Typ výpočtu :		protiproud	protiproud
Strana vzduchu			
Průtok vzduchu :	[m ³ /h]	6300	6300
Hustota vzduchu :	[kg/m ³]	1.22	1.22
Hmotnostní průtok vzduchu :	[kg/h]	7685.89	7685.89
Teplota suchého teploměru na vstupu :	[°C]	15	15
Vstupní relativní vlhkost :	[%]	50	50
Teplota suchého teploměru na výstupu :	[°C]	23.8	19.3
Výstupní relativní vlhkost :	[%]	29	38.2
Rychlost vzduchu :	[m/s]	2.6	2.6
Tlaková ztráta na suchém vzduchu :	[Pa]	68.4	68.6
Tlaková ztráta na vzduchu :	[Pa]	68.4	68.6
Nadmořská výška :	[m]	-	-
Strana vody (média)			
Médium :		Voda	Voda
Koncentrace :	[g/l]	0	0
Vstupní teplota :	[°C]	37	26
Výstupní teplota :	[°C]	26.1	20.7
Průtok média :	[kg/h]	1476	1512
Objemový průtok média :	[m ³ /h]	1.5	1.5
Rychlost média :	[m/s]	0.28	0.28
Celková tlaková ztráta média :	[Pa]	6100	6200
Hustota :	[kg/m ³]	993.47	996.79
Specifické teplo :	[J/kg·K]	4178.84	4180.73
Tepelná vodivost :	[W/m·K]	0.62	0.61
Viskozita :	[Pa·s]	0	0
PED :		ART4.3	ART4.3
Dimension			
Výška/Hloubka/Délka :	[mm]	826 /82.3/830	826 /82.3/830
Výška/Hloubka/Délka Standardní skríní :	[mm]	886 /95 /970	886 /95 /970
Tloušťka trubky na vřesníky :		Standardní hladka	Standardní hladka
Tloušťka lamel :		Optimalní	Optimalní
Plocha výměníku :	[m ²]	39.99	39.99
Vnitřní objem výměníku :	[l]	8.87	8.87
Material			
Materiál lamel :		Hliník	Hliník
Materiál trubek :		Med	Med
Materiál oplechování :		Optimalní	Optimalní
Materiál připojení :		-	-

Obrázek 30: Technický list

Zde je možné porovnat hned několik parametrů navrženého výměníku s kalormax KA 68, především plochu výměníku. Navržený výměník s 288 měděnými trubkami má celkovou plochu schopnou prostupu tepla zhruba čtyřikrát menší než KA 68. To je s největší pravděpodobností zapříčiněno, tím že v KA 68 byla použita kombinace trubek s žebrováním. Takový návrh mnohonásobně zvětšuje plochu přestupu ve stejně velkém pracovním objemu.

Dále je třeba zhodnotit finanční smysluplnost návrhu takového výměníku, tedy pokud se vezme v potaz pouze cena za měděné trubky, bez větráku, konstrukce, armatur, výroby atd. Jedná se o zhruba 280 metrů trubky, a to vychází na 26000 Kč v porovnání s KA 68, který samostatně stojí 37200 Kč, jedná se o cenu s 20% slevou, kterou nabídl dodavatel při koupi 8 výměníků.

2.5.5. Analýza možného provozu v závislosti na kritické teplotě

Pro oba výměníky platí kritická teplota 15 °C okolí, je to maximální možná teplota, na kterou se dimenzuje výměník, a poněvadž je okolní teplota proměnná, lze se alespoň obrátit na statistiku z posledních let. Pokud bude zjištěno, že k takové teplotě nedochází ve většině roku, je poněkud nesmyslné takovou variantu výměníku se suchým vzduchem uvažovat.

Data jsou získané z českého hydrometeorologického ústavu. Pro určení činu-schopnosti výměníku se vybraly hodnoty maximální a střední teploty od roku 2011 až do roku 2021. Teploty byly měřeny v Praze, což je také lokalita firmy Brenntag od 21 hod. předchozího dne do 21 hod. stávajícího dne.

Výměník má pouze dva stavy zapnuto a vypnuto, ovšem je důležité vzít v potaz nejen teplotu ale i čas. Pokud denní teploty překračují 15 °C nelze pracovat, avšak vzhledem k flexibilitě pracovního vytížení reaktoru je možné přesunout výrobu do nočních hodin, kdy je teplota výrazně nižší než denní. Pro takto stanovené podmínky lze rozdělit fungování výměníku do 4 kategorií.

- Lze pracovat přes den i noc:
 - Maximální denní teplota je nižší než 15 °C
- Lze pracovat většinu dne a celou noc:
 - Maximální teplota je vyšší než 15 °C, avšak střední teplota je menší než 15 °C
- Lze pracovat pouze přes noc:
 - Maximální i střední teplota je vyšší než 15 °C, avšak min. teplota je nižší než 15 °C
- Nelze pracovat:
 - Minimální teplota je vyšší než 15 °C

Tabulka 8: počet dní, pro které je možné porovozovat výrobu

rok	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	suma	%
lze pracovat přes den i noc	163	177	194	170	180	198	184	163	167	172	194	1962	48,83
lze pracovat většinu dne a celou noc	56	60	52	72	76	37	57	43	65	65	58	641	15,95
lze pracovat přes noc	103	69	75	93	62	82	65	85	69	81	66	850	21,15
nelze pracovat ani přes den ani přes noc	43	60	44	30	47	49	59	74	64	48	47	565	14,06

Tato statistika vypovídá, že za posledních 10 let zhruba pro 49 % roku, převážně chladnější měsíce lze využívat výměník bez omezení během dne i noci a ve 37 % roku lze využívat výměníky s některými omezeními a v zbylých 14 % roku není možné využít výměníku k odběru tepla z media reaktoru. Je nutno podotknout, že se nejedná o rovnoměrné rozložení, je velmi nepravděpodobné, aby se v lednu objevil den, potažmo noc s minimální teplotou vyšší než 15 °C. Nejteplejší dny v roce nastávají v měsících od května do září, proto je třeba upravit data v tabulce, aby odpovídala daným měsícům:

Tabulka 9: počet dní, pro které je není možné porovozovat výrobu

rok	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	suma	%
nelze pracovat ani přes den ani přes noc	43	60	44	30	47	49	59	74	64	48	47	565	46,31

Nyní je vidno, že téměř polovina dní v intervalu od května do září nesplňuje podmínky pro fungování výměníků a odebírání tepla z media, to je ovšem velký problém, poněvadž hlavní požadavek výměníků je ochlazování vody a pokud teplota překročí kritickou teplotu, může dojít k poškození některých součástí

2.6. Výpočet akumulční nádrže:

Pokud se do oběhu připojí akumulční nádrž, která bude obsahovat předchlazenou vodu, lze využít uloženého chladu k plynulejšímu provozu bez nutnosti odstávky. Když teplota okolí překročí kritickou teplotu lze pokračovat, avšak místo sledování teploty okolí je třeba sledovat vstupní teplotu vody do reaktoru. Při překročení kritické teploty okolí lze nechat běžet výrobu, dokud bude moct akumulční nádrž chladit kapalinu, následně při překročení kritické teploty odstavit výrobu.

Předpoklady:

- 2x akumulční nádrž na 10 000 kg vody (10 m³)
- Počáteční teplota vody nádrže 5 °C
- Maximální teplota vody na výstupu 15 °C
- Hmotnostní tok 1,25 kg/s (4,5 m³/h)
- 12 h pracovní provoz
- Dokonalé míchání vody v nádobě

Tepelný příkon:

$$Q_{in} = \dot{m}c\Delta t = 1,25 \cdot 4180 \cdot (35 - 15) = 104\,500 \text{ W}$$

Použití akumulčních nádrží:

$$\Delta Q = mc\Delta t = 20\,000 \cdot 4180 \cdot (15 - 5) = 836\,000\,000 \text{ J}$$

Potřeba počítat dvanácti hodinový provoz a převod na jednotky vteřin:

$$\dot{Q}_{nádrž} = \frac{836\,000\,000}{12 \cdot 3600} = 19\,351 \text{ W}$$

- Provoz s tepelnými výměníky

Z tepelného výkonu reaktoru 104,5 kW se nechá odečíst teplo, které odebere řada tepelných výměníků a zůstane výkon, který je třeba odebrat chladicí jednotkou.

$$\dot{Q}'_{chl} = 1,25 \cdot 4180 \cdot (20 - 15) = 26\,125 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{chl} = \dot{Q}'_{chl} - \dot{Q}_{nádrž} = 26\,125 - 19\,351 = 6\,774 \text{ W}$$

$$t = \frac{\Delta Q}{\dot{Q}_{chl}} = \frac{836\,000\,000}{6\,774} = 123\,413 \text{ s} = 34,3 \text{ h}$$

Ačkoliv chladič s chladivým výkonem 6,7 kW stačí k provozu, silně omezuje pružnost výroby. Pokud by nešla výroba jenom kvůli slabému chladiči, který by nestíhal ochlazovat akumulaci nádrž, dané řešení by zákazníka moc nepotěšilo. Alternativně lze volit chladič silnější, např. 30 kW, který bezpečně pokryje požadovaný chladivý výkon 26 kW a akumulaci nádrž se připojí až po překročení kritické teploty okolí.

$$\dot{Q}_{nádrž} = 19\,351\text{ W}$$

$$\dot{Q}_{chl} = 26\,125\text{ W}$$

$$Q_{výměník} = Q_{in} - \dot{Q}_{nádrž} - \dot{Q}_{chl} = 104\,500 - 19\,351 - 26\,125 = 59\,024\text{ W}$$

$$Q_{výměník} = \dot{m}c(t_{poč} - t_{konc})$$

$$t_{konc} = t_{poč} - \frac{Q_{výměník}}{\dot{m}c} = 35 - \frac{59\,024}{1,25 \cdot 4180} = 23,6\text{ °C}$$

S průtokem vzduchu 4700 m³/h lze dosáhnout při 15 °C výstupní hodnotu vody 20 °C, pokud se ponechají všechny hodnoty stejné, a přitom nastane navýšení teploty nasávaného vzduchu na 19,8 °C. Výstupní teplota vody dosáhne 23,6 °C a výstupní teplota vzduchu 24,67 °C.

$$t = \frac{\Delta Q}{\dot{Q}_{chl}} \quad (2.47)$$

$$t = \frac{836\,000\,000}{26\,125} = 32\,000\text{ s} = 8,9\text{ h}$$

Takto volený chladič je schopný po 12hodinovém pracovním provozu obnovit akumulaci nádrž za necelých 8,9 hodin a provoz může každý den začínat ve stejnou dobu.

Při nových podmínkách, tedy že výměníky mohou pracovat s okolní teplotou až 19,8 °C podstatně mění celou statistiku toho, jak často lze nechat výměníky chladit medium.

Tabulka 10: počet dní, pro které je možné porovozovat výrobu s akumulaci nádrží

rok	2011	2012	2013	2014	2015	2016	2017	2018	2019	2020	2021	suma	%
lze pracovat přes den i noc	220	226	244	231	254	231	236	199	224	237	248	2550	63,46
lze pracovat většinu dne a celou noc	92	60	67	90	54	71	67	76	74	71	66	788	19,61
lze pracovat přes noc	50	71	47	39	36	61	56	73	54	54	46	587	14,61
nelze pracovat ani přes den ani přes noc	3	9	7	5	21	3	6	17	13	4	5	93	2,31

Z této nové statistiky vychází, že zhruba 9 dní v roce nelze používat výměníky, tomu odpovídá zhruba 2,3 % dní z celého roku. Toto číslo jde ještě zmenšit, pokud se použije chladič se silnějším chladivým výkonem, tím se sníží potřebné teplo, které musí odebrat výměníky a zvýší minimální teplota okolí.

Chladič, který se použije má chladivý výkon 30 kW to je o necelých 4 kW více než jak se počítalo výše, použitím nevyužitých 4 kW by dokázalo zlepšit statistiku a zmenšit počet dní, kdy by nebylo možné pracovat v konfiguraci chladič jednotka + akumulaci nádrže. Nicméně je lepší dimenzovat návrh s rezervou, protože se ve výpočtech užilo, některých zjednodušení.

Výpočet mísení vody z výměníků s vodou z akumulaci nádrže:

Výstupní voda z výměníku je 23,6 °C od toho se odečte 5 °C, které ochladí chladič jednotka, a tedy teplota vody, která se nechá mísit s vodou z akumulaci nádrže je 18,6 °C.

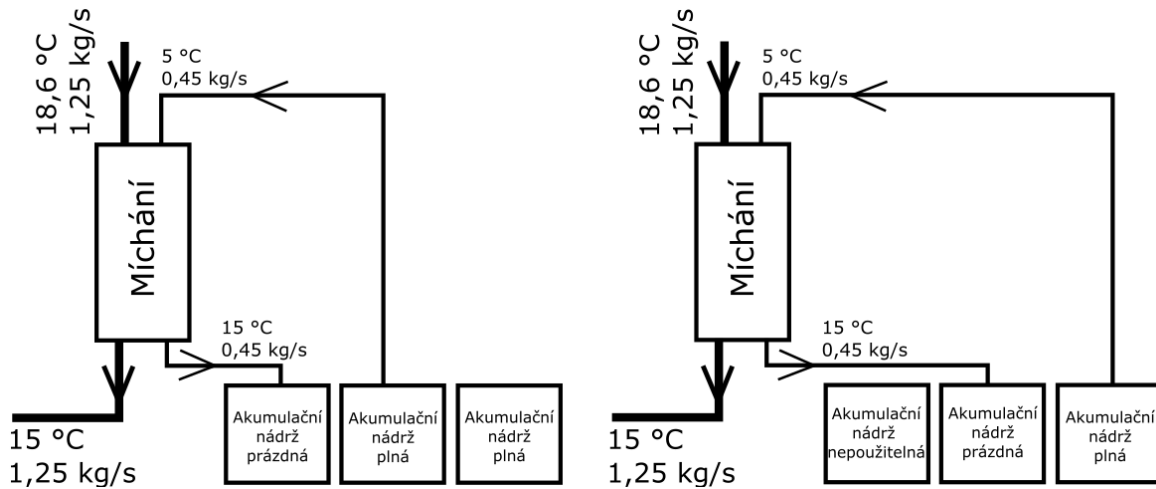
$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(t_{poč} - t_{konc})$$

$$\dot{m}_1c_{p1}(t_{poč_1} - t_{konc_1}) = \dot{m}_2c_{p2}(t_{poč_2} - t_{konc_2})$$

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1c_{p1}(t_{poč_1} - t_{konc_1})}{c_{p2}(t_{konc_2} - t_{poč_2})} = \frac{1,25 \cdot 4180 \cdot (18,6 - 15)}{4180 \cdot (15 - 5)} = 0,45 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\frac{20\,000}{0,45} = 44\,444,4 \text{ s} \Rightarrow \frac{44\,444,4}{3600} = 12,35 \text{ hod}$$

A tedy výpočtově potvrzeno, že s použitím akumulční nádrže lze provozovat výrobu po dobu 12 hod. Při mísení se oběhu vtéká 0,45 ks/s vody, kterou vzhledem k uzavřené smyčce je nutno také někde odebrat, proto je třeba použít jednu prázdnou akumulční nádobu, která bude přijímat vodu.



Obrázek 31: využití akumulčních nádrží v provozu

- Provoz bez tepelných výměníků:

$$Q_{in} = \dot{m}c\Delta t = 1,25 \cdot 4180 \cdot (35 - 15) = 104\,500 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_{chl} = Q_{in} - \dot{Q}_{nádrž} = 104\,500 - 19\,351 = 85\,149 \text{ W}$$

Při úplném odstavení výměníku by bylo třeba chladit vodu chladičem s výkonem alespoň 85 kW pro zabezpečení teploty 15 °C na vstupu vody do reaktoru.

$$t = \frac{\Delta Q}{Q_{in}} = \frac{836\,000\,000}{104\,500} = 8000 \text{ s} = 2,2 \text{ h}$$

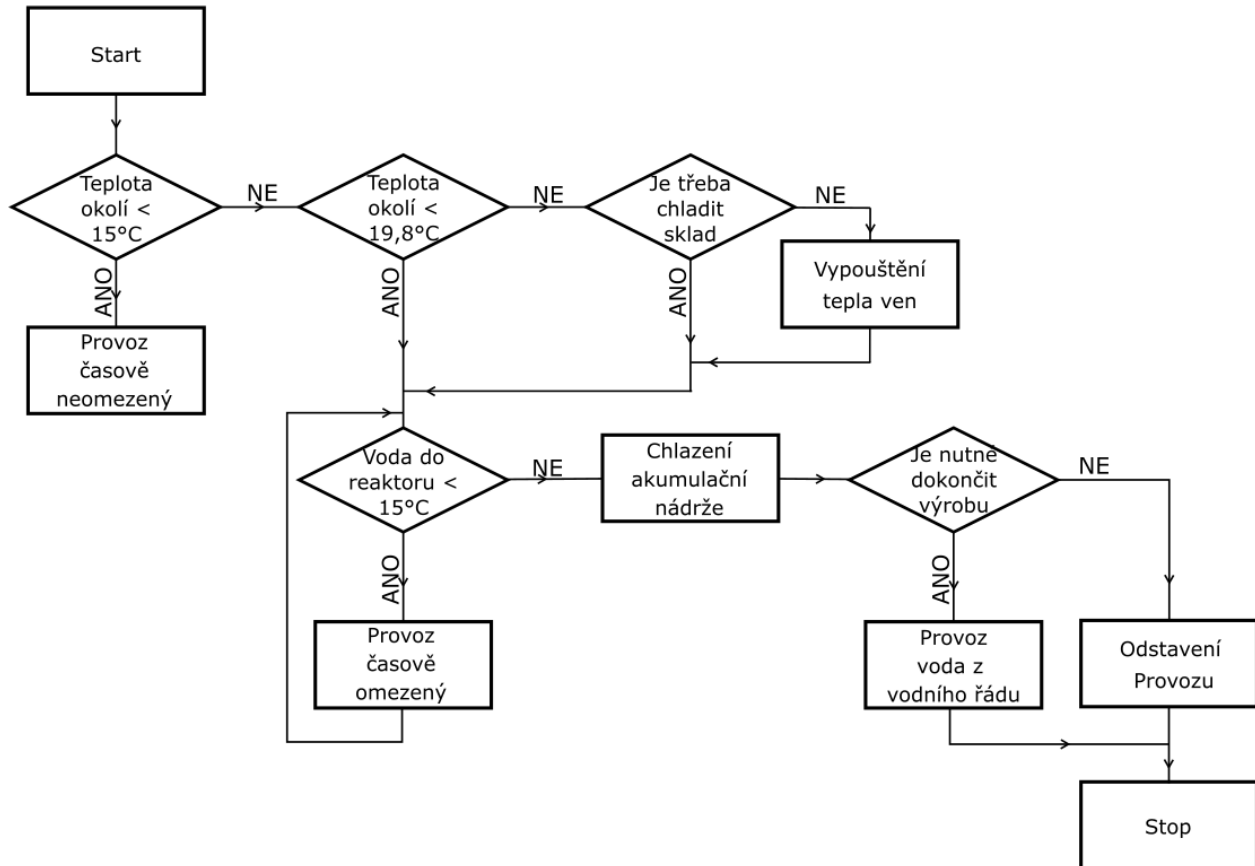
Pokud se bude uvažovat pouze předchlazená nádrž bez dodatečného chlazení. Maximální teplota 15 °C nastane za 2,2 hodiny, při daných předpokladech.

$$t = \frac{\Delta Q}{Q_{chladič}} = \frac{836\,000\,000}{85\,150} = 9818 \text{ s} = 2,75 \text{ h}$$

Chladicí jednotka s chladícím výkon 85 kW dokáže podchladit vodu z 15 °C zpět na 5 °C za zhruba 2 hodiny a 45 minut.

2.7. Řízení provozu:

Pro vytvoření řídicího programu je nejdříve nutné popsat proces a definovat všechny možné stavy, které mohou nastat. K tomu lze využít grafický popis pomocí vývojového diagramu, který definuje akce (symbol obdélníku), které by měly nastat při splnění podmínky (kosočtverec).

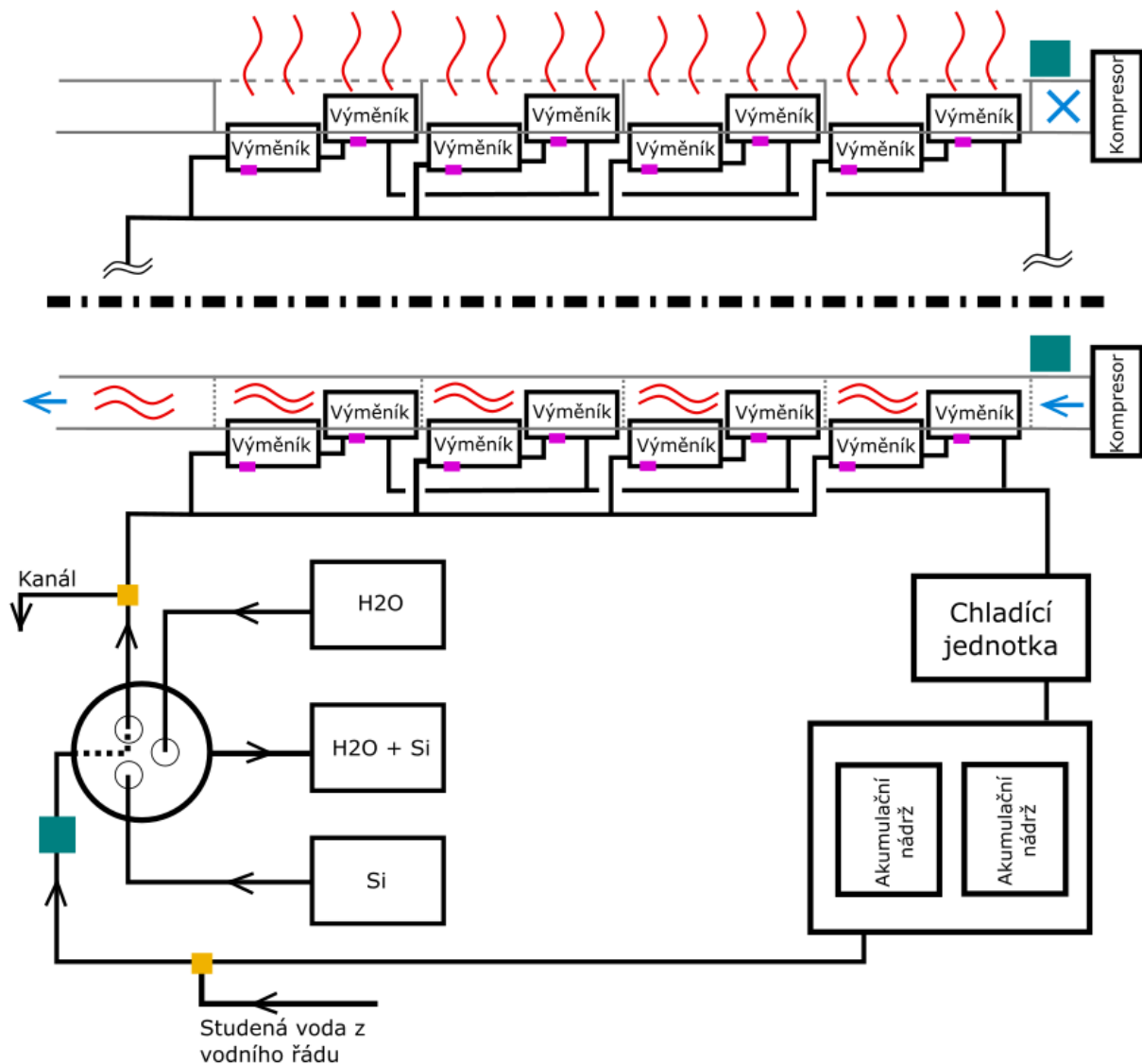


Obrázek 32: Vývojový diagram řízení

Pro lepší představu, jak by mohlo vypadat navržené řešení je zde přiloženo návrhové schéma výroby s použitím série výměníku instalovaných ve vzduchovém potrubí, které je osazeno žaluziemi, jenž směřují tok teplého vzduchu do skladu, popřípadě ven z budovy. Dále po sérii výměníku protéká medium do chladicí jednotky, kde se ochladí a pokud je teplota vody na výstupu z chladiče vyšší než 15 °C mísí se s předem nachlazenou vodou z akumulárních nádrží a následně putují do reaktoru, kde se ohřeje a celý cyklus se opakuje.

Schéma popisuje dva stavy vzduchového potrubí, kdy v horní části (nad čerchovanou čarou) jsou žaluzie směřující do skladu otevřené a tok vzduchu ohřívá sklad. Pod čerchovanou čarou je zobrazen stav kdy žaluzie do skladu jsou uzavřené a teplý vzduch putuje potrubím z budovy ven.

Dále prvky označené tmavě azurovou barvou představují snímač teploty media v potrubí a snímač ambientní teploty ve skladu. Fialové prvky představují řídicí jednotky, které regulují průtok vzduchu ve výměnících a v neposlední řadě jsou zde žluté prvky, které představují trojcestný ventil, který se přepíná v případě změny konfigurace provozu.



Obrázek 33: schématické zobrazení prvozu (dvě varianty)

2.8. Příklad praktického užití senzorů:

2.8.1. Měřič teploty média v potrubí

TCR6, odporový teploměr pt100 s hlavicí DIN B

- Cena: 2 498 Kč
- Přesnost: $\pm (0,3 + 0,005 \cdot t) \text{ } ^\circ\text{C}$
- Maximální průtok: $40 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$
- Pracovní teplota: $-40 \div 160 \text{ } ^\circ\text{C}$
- [19]



Obrázek 34: pt 100 v jímce na měření teploty vody [19]

2.8.2. Měřič ambientní teploty ve skladu

Prostorové čidlo TFR5 s použitím odporového teploměru pt100 s hlavicí DIN B

- Přesnost: $\pm (0,3 + 0,005 \cdot t)$ °C
- Pracovní teplota: $-30 \div 80$ °C
- [20]



Obrázek 35: pt 100 na měření okolní teploty [20]

2.9. Alternativní řešení:

Pro jakýkoliv problém se vždy najde více možných řešení a na zákazníkov je, aby se rozhodl pro řešení, které nejlépe splňuje jeho potřeby, popřípadě nepřekračuje rozpočty. Právě proto je zde předloženo jiná varianta, která také využívá odpadního tepla z reaktoru.

Použitím tepelného čerpadla lze ohřát vodu z reaktoru o teplotě 35 °C na teplotu 60 °C (v odděleném okruhu), a takto ohřátou vodu lze připojit do oběhu ústředního vytápění, kde se využije k ohřevu v celé výrobě ale hlavně k vytápění skladu, který je vybaven průmyslovými radiátory.

Namísto odběru teplé vody z vodního řádu může výroba využívat vlastní teplo, které je uloženo v akumulacní nádrži. Tepelné čerpadlo vytápí akumulacní nádrž a pokud dochází k odběru tepla, čerpadlo chytře kompenzuje potřebné teplo.

Pokud není nutné akumulovat teplo, voda z reaktoru je skrze tepelné čerpadlo, bez odběru tepla, poslána do venkovního výměníku voda-vzduch, kde se schladí na potřebných 15 °C a opět se vrací do reaktoru, kde se celý proces opakuje.

Výhody:

- Více způsobu využití tepla
- Efektivnější využití tepla
- Není třeba řešit vzduchotechniku
- Využití stávajících prostředků
- Celoroční funkčnost (nehledě na počasí)

Nevýhody:

- Dražší návrh a realizace (mnohonásobě)
- Dražší provozní náklady
- Větší komplexita
- Nutnost každoroční revize – údržby

3. Závěr:

Při analýze nevyužitých zdrojů energie bylo nalezeno více zdrojů, které by bylo možné užít. Pro každý nevyužitý zdroj byl předložen návrh zpracování odpadního tepla a jedna z těchto variant, na zpracování tepla z reaktoru, byla detailněji rozepsána a rozpracována v praktické části této bakalářské práce, výstupem toho je řešení v podobě série výměníků, které se pomocí vstupních parametrů nakonfigurovaly tak, aby plnily technologické podmínky stanovené zákazníkem. Stejně vstupní parametry byly zadány externí firmě, která také navrhla sérii výměníků, a ačkoliv se technologie a konstrukce výměníků liší, schopnost navrhnoutého výměníku předávat teplo se shodovalo s řešením předloženým externí firmou. Kratší kapitola porovnává tento způsob zpracování tepla s alternativním technologií tepelného čerpadla, které přináší své výhody a nevýhody. Krom celkové tepelné bilance byly také řešeny dílčí prvky celého systému, v podobě reaktoru, respektive produkce reakčního tepla způsobené mísením kyseliny sírové a vody, dále se zkoumala cesta média potrubím, a přesněji tepelné ztráty způsobené přestupem tepla stěnou potrubí, kde velký vliv hrají nejen vlastnosti materiálu ale také vlastnosti media samotného a okolního prostředí. Pomocí metody iterace bylo prokázáno, že množství tepla, které se ztratí do okolí je zanedbatelné a téměř všechnu tepelnou energii lze využít k ohřevu vedlejšího skladu pomocí série výměníků. Další klíčový prvek soustavy je zařazení akumulární nádoby s předem vychlazenou vodou, takto naakumulovaný chlad lze využívat během letních teplých dnů, kdy okolní teplota překračuje maximální povolenou teplotu pro vstup vzduchu do výměníku a správné fungování. V neposlední řadě se navrhnul vývojový diagram, který popisuje postup při výrobě a na základě této posloupnosti dějů lze navrhnout automatizaci celého výrobního procesu.

Čím by se dále tato práce dala obohatit, popřípadě na co by se dalo navázat?

Aby se dala výroba opravdu automatizovat bylo by třeba jí převést do simulačního prostředí, kde by se nasimuloval celý proces se vstupy od měřidel, chování výměníků, přepínání kolen apod. a sledovalo by se chování celé soustavy. Při tomto procesu by se odhalilo mnoho problému, které by mohly nastat v reálném provozu, přičemž řešení těchto závad by bylo levné a bezpečné.

Pokud by se zákazník rozhodl v pokračování zpracování nevyužitých zdrojů tepla, nabízí se hned několik variant, které byly krátce představeny v kapitole analýzy nevyužitých zdrojů. Velmi zajímavě zní varianta instalace solárních panelů na střeche výroby. Při uvážení všech benefitů a dotací spojených s přechodem na obnovitelné zdroje energie, jedná se o smysluplný následující krok. Je ovšem otázkou, zdali je výhodné pro výroby středních až velkých rozměrů podstupovat takové změny, požadavek od továren apod. je schopnost fungovat nepřetržitě 24 hodin denně 365 dní v roce, solární panely téměř určitě takovou konzistenci elektrické energie neposkytnou, a tedy se nabízí otázka jsou obnovitelné zdroje typu slunce a vítr vhodné pro průmyslové objekty?

Seznam jednotek

<i>Vnitřní energie</i>	U	[W]
<i>Entalpie</i>	H	[W]
<i>Entropie</i>	S	[W]
<i>Teplota</i>	t	[° C]
<i>Termodynamická teplota</i>	T	[K]
<i>Tepelná kapacita</i>	C	[J · K ⁻¹]
<i>Měrná tepelná kapacita</i>	c	[J · kg ⁻¹ · K ⁻¹]
<i>Teplo</i>	Q	[J]
<i>Měrné teplo</i>	q	[J · kg ⁻¹]
<i>Tepelný výkon</i>	\dot{Q}	[J · s ⁻¹]
<i>Tepelný tok</i>	\dot{q}	[J · m ⁻²]
<i>Součinitel tepelné vodivosti</i>	λ	[W · m ⁻¹ · K ⁻¹]
<i>Hustota</i>	ρ	[kg · m ⁻³]
<i>Objemový tok</i>	\dot{V}	[m ³ · h ⁻¹]
<i>hmotnostní tok</i>	\dot{m}	[kg · s ⁻¹]
<i>Dynamická viskozita</i>	μ	[Pa · s]
<i>Kinetická viskozita</i>	ν	[m ² · s ⁻¹]
<i>Rychlost (charakteristická)</i>	c_{char}	[m · s ⁻¹]
<i>Prandtlovo číslo</i>	Pr	[1]
<i>Grashofovo číslo</i>	Gr	[1]
<i>Nusseltovo číslo</i>	Nu	[1]
<i>Reynoldsovo číslo</i>	Re	[1]
<i>součinitel přestupu tepla</i>	α	[W · m ⁻² · K ⁻¹]
<i>součinitel prostupu tepla</i>	k_v	[W · m ⁻² · K ⁻¹]
<i>Rozteče trubek</i>	L	[1]
<i>Součinitel uspořádání trubek</i>	c_{spec}	[1]
<i>Korekční součinitel</i>	ϵ_m	[1]

Seznam obrázků:

Obrázek 1: Carnotův cyklus [2]	4
Obrázek 2: nevratná komprese [2]	4
Obrázek 3: zobrazení vývoje měrné tepelné kapacity s rostoucí teplotou [1]	6
Obrázek 4: zobrazení chodu tepla kolmou plochou vůči směru tepelného gradientu. [21]	7
Obrázek 5: porovnání tepelné vodivosti s rostoucí teplotou pro různé materiály [1]	8
Obrázek 6: porovnání rychlostního profilu laminárního (L) a turbulentního (P) proudění	8
Obrázek 7: porovnání vývoje kinetické viskozity s rostoucí teplotou pro kapaliny a plyny	9
Obrázek 8: kondukce tepla v pevných látkách [20]	10
Obrázek 9: teplotní spád při kolmém proudění [1]	11
Obrázek 10: Ochranná jímka ALT-SB150 [23]	12
Obrázek 11: infračervený senzor teploty PC 151MT-0 [22]	12
Obrázek 12: Pt100 [24]	12
Obrázek 13: Schématické zobrazení rozložení výroby	13
Obrázek 14: pohled na výrobu	14
Obrázek 15: reaktor (mísení vody a kyseliny)	14
Obrázek 16: pohled na kompresorovnu	15
Obrázek 17: princip tepelného čerpadla voda – vzduch	15
Obrázek 18: pohled na výrobu Brenntag	16
Obrázek 19: látková bilance v roztocích [15]	17
Obrázek 20: látková bilance při ředění kyseliny sírové vodou	17
Obrázek 21: Schématický návrh zpracování tepla	21
Obrázek 22: bilance tepelných ztrát v potrubí	23
Obrázek 23: fyzikální vlastnosti vody a vzduchu při konstantním tlaku z miniREFPROP	25
Obrázek 24: vznik víření za trubkou [8]	33
Obrázek 25: série za sebou jdoucích trubek [8]	34
Obrázek 26: zobrazení proudění kapaliny kolem za sebou jdoucích trubek [8]	34
Obrázek 27: zobrazení proudění kapaliny kolem střídajících se trubek [8]	35
Obrázek 28: série střídajících se trubek [8]	35
Obrázek 29: Kalorifer kalormax KA [17]	38
Obrázek 30: Technický list	38
Obrázek 31: využití akumulčních nádrží v provozu	42
Obrázek 32: Vývojový diagram řízení	43
Obrázek 33: schématické zobrazení provozu (dvě varianty)	44
Obrázek 34: pt 100 v jímce na měření teploty vody [18]	44
Obrázek 35: pt 100 na měření okolní teploty [19]	45

Seznam tabulek:

Tabulka 1: fyzikálně-chemické vlastnosti vody a kyseliny sírové	17
Tabulka 2: fyzikální vlastnosti vzduchu a vody	26
Tabulka 3: vlastnosti potrubí [16]	26
Tabulka 4: (0 °C) srovnání dvou konfigurací výměníku, porovnání s jednou trubkou	36
Tabulka 5: (0 °C) srovnání dvou konfigurací výměníku, porovnání celého výměníku	37
Tabulka 6: (15 °C) srovnání dvou konfigurací výměníku, porovnání s jednou trubkou	37
Tabulka 7: (15 °C) srovnání dvou konfigurací výměníku, porovnání celého výměníku	37
Tabulka 8: počet dní, pro které je možné provozovat výrobu	39
Tabulka 9: počet dní, pro které je není možné provozovat výrobu	40
Tabulka 10: počet dní, pro které je možné provozovat výrobu s akumulací nádrží	41

Bibliografie

- [1] J. Nožička, *Základy termomechaniky*, Dotisk 1. vyd. Praha: ČVUT, 2004.
- [2] "Energy systems; a new approach to engineering thermodynamics", vol. 27, no. . Ringgold, Inc, Portland, 2012.
- [3] "Enthalpy", in *Khan Academy*, 2011.
- [4] C. Gainey, "Racing toward Absolute Zero", *Scientific American*. [Online]. Available: <https://blogs.scientificamerican.com/observations/racing-toward-absolute-zero/>. [Accessed: 2023-02-03].
- [5] "Tepelná kapacita a měrná tepelná kapacita", *Tepelná kapacita a měrná tepelná kapacita*, 2023. [Online]. Available: https://physics.mff.cuni.cz/kfpp/skripta/kurz_fyziky_pro_DS/display.php/molekul/3_3. [Accessed: 2023-02-02].
- [6] R. Nave, "Thermal Conductivity", 2016. [Online]. Available: <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbase/thermo/thercond.html#c1>. [Accessed: 2023-02-10].
- [7] M. Williams, "What is heat conduction?", *phys.org*, 2014. [Online]. Available: <https://phys.org/news/2014-12-what-is-heat-conduction.html>. [Accessed: 2023-02-03].
- [8] M. Michejev, *Základy sdílení tepla*, vol. 9, no. . Praha: Průmyslové vydavatelství, 1952.
- [9] The Efficient Engineer, "Understanding Viscosity", in *youtube*, 2021.
- [10] engineeringtoolbox, "Viscosity - Absolute (Dynamic) vs. Kinematic", 2003. [Online]. Available: https://www.engineeringtoolbox.com/dynamic-absolute-kinematic-viscosity-d_412.html. [Accessed: 2023-02-06].
- [11] P. Novák, 2020. [Online]. Available: <https://moodle-vyuka.cvut.cz/pluginfile.php/541958/course/section/87404/Ch3%20-%20Temperature%20sensors.pdf?time=1607347028491>. [Accessed: 2022].
- [12] A. Vojáček, "Automatizace.hw.cz", 2014. [Online]. Available: <https://automatizace.hw.cz/rehled-principu-el-mereni-teploty-2-dil-bezdotykove>. [Accessed: 2022].
- [13] I. Orlíková, "elektrorevue", 2001. [Online]. Available: <http://www.elektrorevue.cz/clanky/01049/index.html>. [Accessed: 2022].
- [14] "Meres HENNLICH". [Online]. Available: <https://meres.hennlich.cz/produkty/mereni-a-regulace-prutoku-prutokomery-1725.html?gclid=Cj0KCQiAm5ycBhCXARIsAPldzoU8j->

- YsrdFTQItH_sb0Bt8ZI_eIteiVoO8Zmde7roBERzTPLXA7B8oaAiALEALw_wcB. [Accessed: 2022].
- [15] "Pohled na výrobu", in *Google Earth*, 2022.
- [16] "Látkové bilance ve směsích: rozpouštění", 2019. [Online]. Available: <https://k123.fsv.cvut.cz/media/subjects/files/123CH01/latkove-bilance.pdf>. [Accessed: 2023-04-06].
- [17] "Vlastnosti PPR trubek: Vlastnosti systému Ekoplastik". [Online]. Available: <https://www.wavinekoplastik.com/img/pageflip/mp-cj/files/assets/basic-html/page6.html>. [Accessed: 2023-04-11].
- [18] "KALORIFER KALORMAX KA", in *4heat°: vytápění a chlazení*.
- [19] "baumer tcr6", *profess.cz*, 2022. [Online]. Available: https://www.profess.cz/resource/1533196441924/pci/12307/13084/13485/files/baumer_tcr6_en_20220525_ds.pdf. [Accessed: 2023-03-02].
- [20] "Baumer TFR5", *profess.cz*, 2022. [Online]. Available: https://www.profess.cz/resource/1533196441924/pci/12307/13084/15281/files/baumer_tfr5_en_20220601_ds.pdf. [Accessed: 2023-03-02].
- [21] "Vedení - kondukce: Obrázek - Znázornění vedení tepla v látkách:", in *Požární ochrana*.
- [22] "What is thermal conductivity?", in *Khan academy*, 2016.
- [23] "PC151MT-0: PC151MT-0 TEMPERATURE SENSOR, 0+C TO 250+C, 15:1", in *Farnell: AN AVNET COMPANY*, 2020.
- [24] "ALT-SB150: Ochranné jímky", in *Siemens: ALT-SB150*, 2017.
- [25] "teplotní senzor 198466 typ senzoru Pt100: FS-400P", in *Cornad*, 2013.
- [26] "tepelné čerpadlo: JAK FUNGUJE TEPELNÉ ČERPADLO VZDUCH - VODA?", in *remko*, 2022.