

VŠB -TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA ENERGETIKY

**Zapojení chladičů kompresoru pro energetickou centrálu  
s akumulací elektrické energie – EA CAES**

**The Involvement of the Coolers of the Compressor for  
Energy Headquarters with the Accumulation of Electrical  
Energy - EC CAES**

Student:

Bc. Jan Výtisk

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2018

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Výtisk**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení  
Téma: **Zapojení chladičů kompresoru pro energetickou centrálu s akumulací elektrické energie - EC CAES**  
**The Involvement of the Coolers of the Compressor for Energy Headquarters with the Accumulation of Electrical Energy - EC CAES**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Při řešení zapojení chladičů kompresoru pro energetickou centrálu s akumulací elektrické energie realizujte následující úkoly:

- 1) Popis systému akumulace v energetické centrále.
- 2) Návrh turbokompresoru s mezichladiči vzduchu a dochlazovačem.
- 3) Optimální řešení zapojení výměníků tepla se ohledem na maximální účinnost kompresoru, jeho minimální příkon, množství a teplotu chladicí vody.
- 4) V práci uveďte i další vlivy, působící na celkovou ekonomiku provozu kompresoru.

Absolutní tlak na výstupu z kompresoru bude 40 barů.

Teplota vzduchu na výstupu z kompresoru bude odpovídat částečné izotermické kompresi a variantně teplotě bez zapojeného dochlazovače.

Množství dopravovaného vzduchu bude 24,21 kg/s.

Teplota vzduchu na výstupu pro variantní řešení je 140 °C.

### Seznam doporučené odborné literatury:

Kolarčík, K., Kaminský, J., Pumpřla, O.: Kompresory. Ostrava, VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. 125 s. ISBN 80-248-0704-1.

Liška, A., Novák, P.: Kompresory. ČVUT, Praha 1999.

Konka, Karl-Heinz: Schraubekompressoren. Düsseldorf, VDI 1988.

Kaminský, J.: Využití pracovního prostoru pístových kompresorů. SNTL, Praha 1982.

Kolarčík, K.-Vrtek, M.: Možnosti úspor energie. Technologické centrum AV ČR, Praha 2002.

Kadrnožka, J.: Lopatkové stroje. Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno. 2003. ISBN 80-7204-297-1. 177 s.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20.5.2018



.....  
podpis studenta

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 20.5.2018



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Výtisk

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Polní 405, 74766 Dolní Lhota

## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

VÝTISK, J. Zapojení chladičů kompresoru pro energetickou centrálu s akumulací elektrické energie – EA CAES: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2018, 72 s. Vedoucí práce: KOLARČÍK, K.

Diplomová práce se zabývá koncepcí návrhů zapojení chladičů kompresoru v energetické centrále s akumulací energie v tlakovém vzduchu. První část se zabývá výběrem vhodného kompresoru pro daný účel, popisem jeho způsobu práce a vysvětlením principu akumulace energie v tlakovém vzduchu v energetické centrále. Druhá část se zabývá samostatným návrhem daného kompresoru a vhodnou koncepcí zapojení jeho chladičů pro splnění požadovaných účelů. Na konci této části je provedeno zhodnocení všech uvedených koncepcí s hodnocením jejich kladů a záporů.

Klíčová slova: akumulace energie ve stlačeném vzduchu, energetická centrála, chladič kompresoru, radiální turbokompresor,

## **ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS**

VÝTISK, J. The Involvement of the Coolers of the Compressor for Energy Headquarters with the Accumulation of Electrical Energy - EC CAES: Diploma Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2018, 72 p. Thesis head: KOLARČÍK, K.

The diploma thesis deals with the design of conceptions of the compressor's coolers involvement in compressed air energy storage in the energy headquarters. The first part describes the selection of compressor for its purpose and his description of working process and with the description of the compressed air energy storage in the energy headquarters. The second part deals with the design of the centrifugal compressor and with suitable conceptions of the coolers involvement for the compressor and the fulfillment of required purposes. At the end is evaluation of the conceptions and stated their pros and cons.

Keywords: compressed air energy storage, centrifugal compressor, compressor's coolers, energy headquarters

## **Poděkování**

Rád bych poděkoval vedoucímu práce doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. za cenné rady a připomínky, stejně jako všem ostatním, kteří mi byli nápomocni při zpracování této diplomové práce.

# Obsah

Seznam použitých veličin.....	9
Seznam indexů.....	10
1 Úvod.....	11
2 Kompresory.....	12
2.1 Komprese.....	13
2.1.1 Kompresní práce.....	13
2.1.2 Izotermická komprese.....	15
2.1.3 Adiabatická komprese.....	15
2.1.4 Polytropická komprese.....	15
2.1.5 Komprese s izobarickým ochlazováním.....	17
2.2 Radiální turbokompresory.....	17
2.2.1 Hlavní části RTK.....	18
2.2.2 Pracovní princip RTK.....	19
3 Akumulace energie.....	21
3.1 Mechanické technologie pro akumulaci elektrické energie.....	22
3.1.1 Akumulace energie v tlakovém vzduchu.....	22
3.2 Systém akumulace v energetické centrále.....	24
4 Koncepce návrhu pro akumulaci ve stlačeném vzduchu v energetické centrále.....	26
4.1 Návrh kompresoru.....	26
4.2 Dimenzace plochy mezichladičů a dochlazovače vzduchu.....	30
4.2.1 Trubka hladká.....	33
4.2.2 Tlakové ztráty pro hladkou trubku.....	36
4.2.3 Žebrovaná trubka.....	39
4.2.4 Tlaková ztráta pro žebrovanou trubku.....	44
5 Optimalizace zapojení výměníku.....	46
5.1 Funkce turbokompresoru s maximální účinností.....	46
5.2 Požadovaná teplota výstupní vody 140 °C.....	50
5.3 Požadovaná teplota výstupní vody 160 °C.....	53

5.4	Zhodnocení výsledků .....	56
5.4.1	Příkon, měrná spotřeba energie, kompresní poměr.....	56
5.4.2	Celková plocha výměníků .....	57
5.4.3	Tlaková ztráta .....	61
5.4.4	Hmotnostní průtok vody .....	64
6	Schéma zapojení výměníků tepla.....	65
7	Závěr.....	68
8	Seznam použité literatury .....	69
	Seznam obrázků .....	71
	Seznam grafů.....	71
	Seznam tabulek .....	72
	Přílohy.....	72



## Seznam použitých veličin

Značka	Popis	Jednotka
A, a	kompresní práce	[J/kg]
b	vzdálenost mezi žebry	[m]
c	měrná spotřeba energie	[kWh/m <sup>3</sup> ]
cp	měrná tepelná kapacita	[J/kg]
d	měrná vlhkost, vnitřní průměr	[kg <sub>vp</sub> /kg <sub>vz</sub> ],[m]
D	vnější průměr	[m]
f	korekční součinitele	[-]
k	součinitel prostupu tepla, absolutní drsnost	[W/mK],[ - ]
h	výška žebra	[m]
L	délka trubky	[m]
$\dot{m}$	hmotnostní tok	[kg/s]
n	počet žeber	[-]
Nu	Nusseltovo číslo	[-]
P, p, p''	tlak, parciální tlak	[Pa]
Pr	Prandtlovo kritérium	[-]
r	měrná plynová konstanta	[J/kgK]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
S	rozteč, teplosměnná plocha	[m], [m <sup>2</sup> ]
T, t	teplota	[°K], [°C]
tl	tloušťka	[m]
v	rychlost	[m/s]
$\dot{V}$	objemový tok	[m <sup>3</sup> /s]
z	ztráty hmotnostního toku	[-]
$\alpha$	součinitel přestupu tepla	[W/m <sup>2</sup> K]
$\epsilon$	kompresní poměr, relativní drsnost	[-]
k	adiabatický exponent	[-]

$\lambda$	tepelná vodivost	$[W/mK]$
$\eta$	účinnost, dynamická viskozita	$[-]$ $[Pa*s]$
$\nu$	kinematická viskozita	$[m^2/s]$
$\rho$	hustota	$[kg/m^3]$
$\sigma$	geometrický parametr	$[-]$
$\phi$	relativní vlhkost vzduchu	$[\%]$

## Seznam indexů

Značka	Popis
1	vstup, příčná
2	výstup, podelná
ad	adiabatický
abs	absolutní
c	celkový
h	hladká
ch	chladící
i	pořadí stupně
it	izotermický
M	mechanický
N	normální podmínky
np	nízký profil
pol	polytropický
v	voda
vp	vodní pára, vysoký profil
vz	vzduch
s, stř	sání, suchý, střední
tr	trubka
v	výtlač
z	ztráty, žebrování

# 1 Úvod

Akumulace elektrické energie je již několik let velkým a diskutovaným tématem. Hlavním cílem je ukládání této energie v době jejího přebytku v soustavě a poté její efektivní využití v době zvýšené spotřeby a tedy v době jejího nedostatku. Nerovnoměrné zatížení elektrifikační soustavy způsobují zejména obnovitelné zdroje energie, které jsou pro elektrifikační soustavu, co se týče jejich kontinuálního zatížení při konstantní výrobě, či možného způsobu regulace, velice nestabilní. Jedná se především o zdroje transformující sluneční a větrnou energii. V rámci šetření životního prostředí však musíme tyto zdroje pro výrobu energie využívat, a proto je nutné umět energii skladovat a poté znova využít.

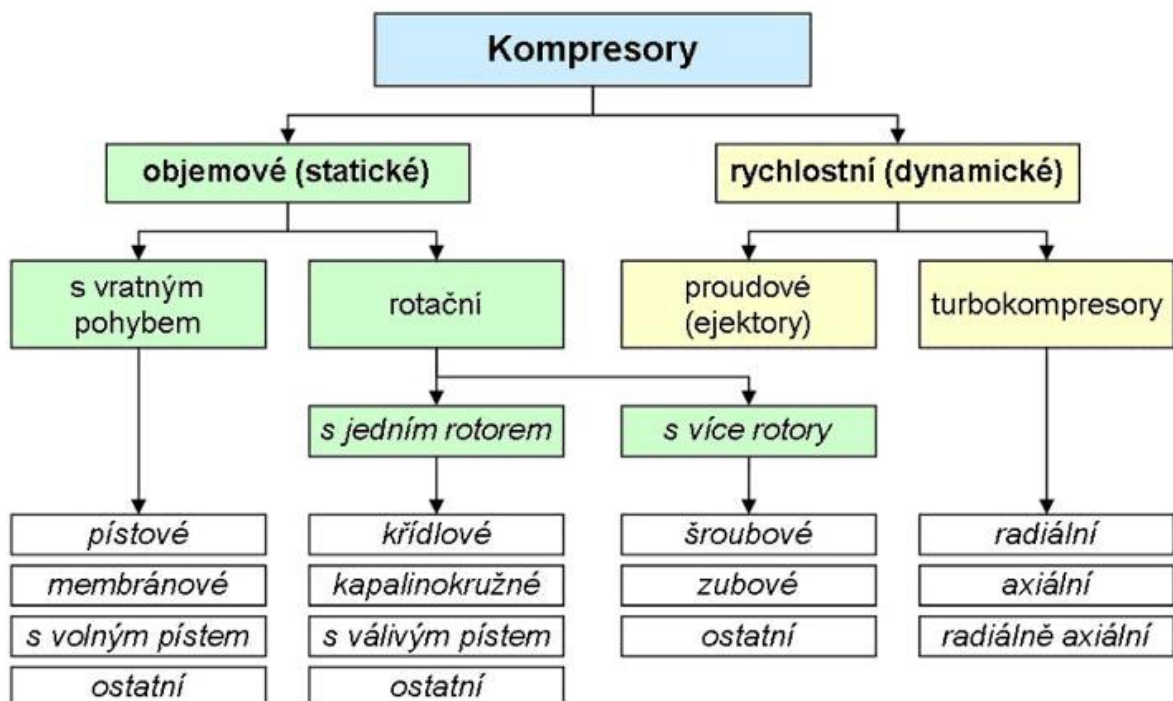
Energetická centrála je velkým komplexem s mnoha možnostmi, jak akumulovat energii v určité formě. Tato diplomová práce se zabývá především zhodnocením akumulace elektrické energie v tlakovém vzduchu, zkratka CAES (z angl. Compressed Air Energy Storage). Pro toto zhodnocení a splnění potřebných technických parametrů specifického zadání, je navržen radiální turbokompresor. Problematika optimalizace provozu kompresoru s akumulací je rozpracována do 9 variant řešení zapojení chladičů vzduchu pro porovnání energetické náročnosti.

Řešenými okruhy, kterými se práce zabývá, jsou tedy návrh radiálního turbokompresoru a jeho parametrů, chlazená komprese při využití radiálních turbokompresorů a optimalizace zapojení chladičů vzduchu, tedy problematika přestupu tepla mezi dvěma teplonosnými médii, kterými jsou v tomto případě voda a vzduch.

## 2 Kompresory

Kompresory jsou sekundární energetické stroje, sloužící ke stlačování (kompresi) a dopravě plynů a par. Dochází zde k transformaci mechanické energie na energii tlakovou, kdy dopravní látkou je nejčastěji stlačený vzduch. Tato skupina energetických strojů zasahuje v moderním průmyslu téměř do všech odvětví. Na pohon kompresorů se spotřebovává cca 30% spotřeby elektrické energie v celosvětovém měřítku. Z tohoto důvodu se technický vývoj stále posouvá dopředu v oblasti konstrukčních vlastností, které dále vedou ke zlepšení energetických parametrů. Toto nám ve výsledku umožňuje hospodárnější provoz s přivedenou energií. [1]

Hlavní rozdělení těchto energetických strojů, je podle jejich způsobu stlačování a dopravy plynného média na dvě skupiny a to na kompresory objemové (statické) a rychlostní (dynamické). První skupina, objemové kompresory, dosahuje stlačení pomocí nasátí dopravovaného média do uzavřeného (pracovního) prostoru, kde později dochází ke stlačení vlivem zmenšení tohoto pracovního prostoru. Tuto skupinu můžeme dále rozdělit dle konstrukce na kompresory pracující s vratným pohybem pístu nebo s rotačním pohybem pístu. Skupina rychlostních kompresorů dosahuje stlačení dopravovaného média na základě transformace energie kinetické na energii tlakovou. Základní rozdělení a přehled veškerých typů kompresorů je uvedeno na Obr. 1. [1]



Obr. 2.1 – Základní rozdělení kompresorů podle způsobu práce a provedení [18]

Kompresory mohou být různého konstrukčního provedení a uspořádání. Existuje zde tedy celá řada jejich rozdělení a to podle:

- a) Stlačovaného média
  - Kompresory vzduchové
  - Kompresory plynové
- b) Počtu stupňů
  - Jednostupňové
  - Vícestupňové
- c) Celkového tlakového (kompresního) poměru  $\sigma_c$ 
  - Dmychadla  $\sigma_c < 3$
  - Nízkotlaké kompresory  $\sigma_c = 3$  až 25
  - Středotlaké kompresory  $\sigma_c = 25$  až 100
  - Vysokotlaké kompresory  $\sigma_c = 100$  až 300
  - Hyperkompresory  $\sigma_c > 300$
- d) Výkonnosti (dopravované množství)  $\dot{V}_d$ 
  - Malé  $\dot{V}_d < 150 \text{ m}^3/\text{h}$
  - Střední  $\dot{V}_d = 150$  až 5000  $\text{m}^3/\text{h}$
  - Velké  $\dot{V}_d > 5000 \text{ m}^3/\text{h}$

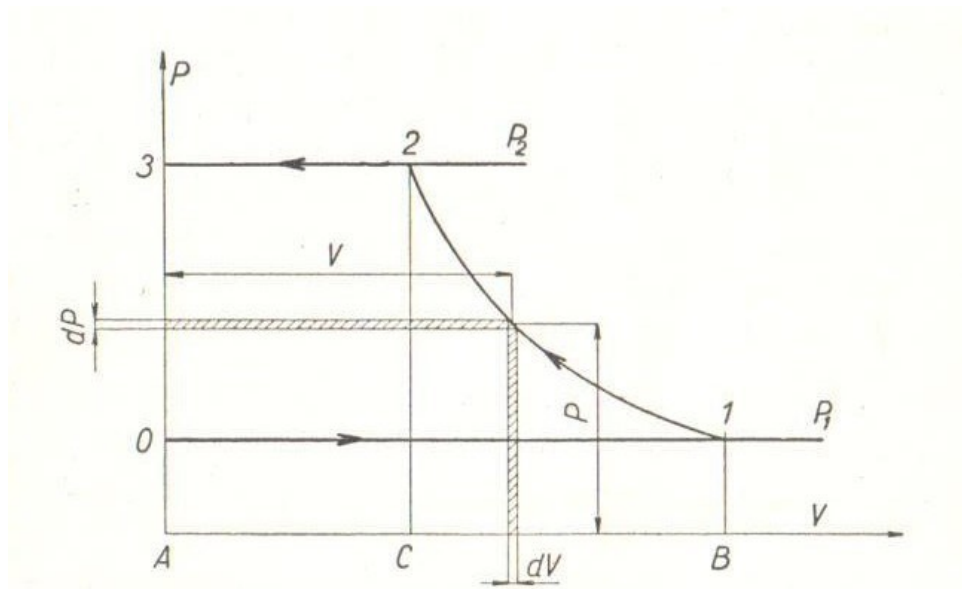
Kompresory lze dále dělit na vzduchem, či vodou chlazené, na stacionární, přenosné a pojízdné. Na základě zadání diplomové práce a pro vyhovění veškerých technických parametrů pro energetickou centrálu je volen radiální turbokompresor, který je podrobněji popsán v kapitole 2.2.[1]

## 2.1 Komprese

V daném odvětví, tedy v dynamice, je komprese děj, při kterém dochází ke zmenšování objemu stlačitelných látek – obvykle plynů a par.

### 2.1.1 Kompresní práce [2] [3]

Práce, která je potřebná na stlačení pracovního média z počátečního stavu (tlak  $p_1$ , teplota  $t_1$ ) na stav konečný, žádaný, (tlak  $p_2$ , teplota  $t_2$ ). Velikost kompresní práce závisí na druhu a stavu pracovního média a na způsobu jeho stlačování – izotermicky, adiabaticky, polytropicky s přívodem tepla, či polytropicky s odvodem tepla. Ideální pracovní proces kompresoru je znázorněn v P – V diagramu na Obr. 2.2.



Obr. 2.2 – Ideální pracovní proces kompresoru v  $P - V$  digramu [2]

Pracovní proces se skládá z nasávání pracovního média při tlaku  $p_1$  (v diagramu spojnice 0 – 1), poté ze samostatného stlačování z tlaku  $P_1$  na tlak  $P_2$  (spojnice bodů 1 – 2) a nakonec z vytlačování média z pracovního prostoru při tlaku  $P_2$  (spojnice bodů 2 – 3). Matematicky pak můžeme pracovní proces vyjádřit následujícím postupem.

Práce při nasávání odpovídá ploše AB10:

$$A_{01} = \int_0^1 P \cdot dV = P_1 \cdot V_1 \quad (1.1)$$

Vlastní kompresní práce odpovídá ploše CB12:

$$A_{12} = \int_1^2 P \cdot dV \quad (1.2)$$

Práce při vytlačování odpovídá ploše AC23:

$$A_{23} = \int_2^3 P \cdot dV = P_2 \cdot V_2 \quad (1.3)$$

Kompresor koná práci pouze při vlastní kompresi a při vytlačování, a proto je celková technická kompresní práce daná výrazem:

$$A_t = A_{12} + A_{23} - A_{01} \quad (1.4)$$

Je představována plochou 0123 a její hodnota se vyjádří výrazem:

$$A_t = \int_1^2 V \cdot dP \quad (1.5)$$

Výše zmíněnými rovnicemi a  $P$ - $V$  diagramem je popsán obecný a ideální pracovní proces kompresní práce. V následujících podkapitolách 2.1.2 – 2.1.4 jsou popsány všechny druhy kompresní práce.

### 2.1.2 Izotermická komprese

Při izotermické kompresi se během pracovního procesu nemění teplota pracovního média (vzdušiny) a platí tedy:

$$T = \text{konstanta}, \quad P \cdot V = \text{konstanta}$$

Technická kompresní práce je tedy dána výrazem:

$$A_{it} = \int_1^2 V \cdot dP = P_1 \cdot V_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} = r \cdot T_1 \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} \quad [\text{J/kg}] \quad (1.6)$$

Izotermický průběh komprese by mohla probíhat pouze při dokonalém odvádění tepla v průběhu stlačování, jedná se tedy o děj ideální.

### 2.1.3 Adiabatická komprese

Adiabatická komprese, je děj při kterém není pracovnímu médiu teplo odjímáno ale ani také přiváděno. Jedná se o děj, který probíhá při konstantní entropii a platí tedy:

$$s = \text{konstanta}, \quad P \cdot V^\kappa = \text{konstanta}$$

Technická kompresní práce je dána výrazem:

$$A_{ad} = P_1 \cdot V_1 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) = r \cdot T_1 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad [\text{J/kg}] \quad (1.7)$$

### 2.1.4 Polytropická komprese

Děj probíhá při částečném odvodu nebo přívodu tepla pracovnímu médiu. Jedná se tedy o první přiblížení ději reálnému. Do rovnice (7) dosadíme za adiabatický exponent  $\kappa$ , polytropický exponent  $n$ , pak tedy platí:

$$P \cdot V^n = \text{konstanta}$$

Technická kompresní práce je dána výrazem:

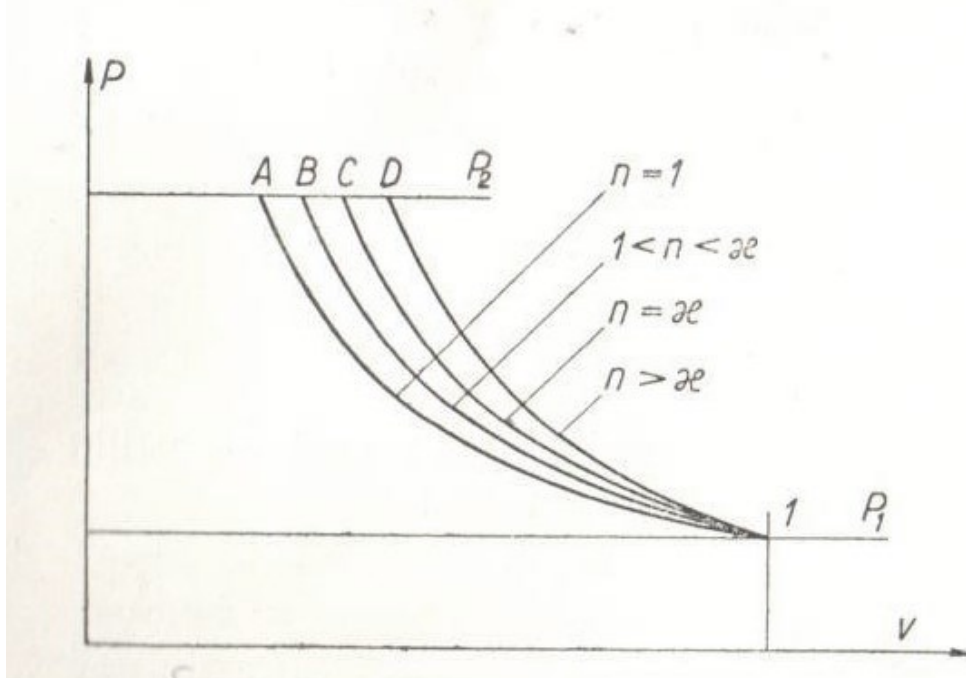
$$A_{pol} = P_1 \cdot V_1 \cdot \frac{n}{n-1} \cdot \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad [\text{J/kg}] \quad (1.8)$$

Teplo přivedené či odvedené vzdušině během komprese:

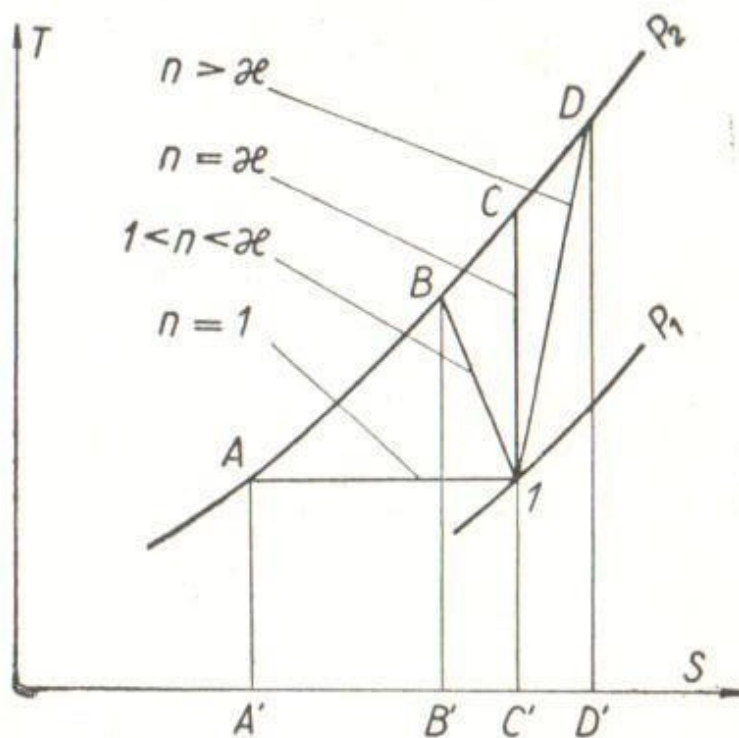
$$Q_{pol} = \frac{n-\kappa}{\kappa-1} \cdot A_{pol} \quad [\text{J/kg}] \quad (1.9)$$

Zda-li se jedná o teplo přivedené do oběhu či teplo z oběhu odvedené, záleží na velikosti polytropického exponentu  $n$ . Pokud je exponent polytropie  $n$  větší než exponent adiabaty  $\kappa$  ( $n > \kappa$ ), je kompresní práce polytropická  $A_{pol}$  větší než kompresní práce adiabatická  $A_{ad}$  ( $A_{pol} > A_{ad}$ ), komprese probíhá s narůstající entropií  $s$  a jedná se tedy o teplo přivedené a obráceně. Pokud je polytropický exponent  $n$  roven jedné ( $n = 1$ ), rovná se množství odvedeného tepla kompresní práci a dochází tak ke ztotožnění komprese polytropické

s kompresí izotermickou. Posledním případem je, kdy polytropický exponent  $n$  je roven exponentu adiabatickému  $\kappa$  ( $n = \kappa$ ), dochází tak ke ztotožnění komprese polytropické s kompresí adiabatickou a odvedené teplo se rovná nule. Srovnání všech druhů kompresí je znázorněno na Obr. 2.3 a Obr. 2.4.



Obr. 2.3 – Srovnání kompresí v tlakovém diagramu  $P - V$  [2]

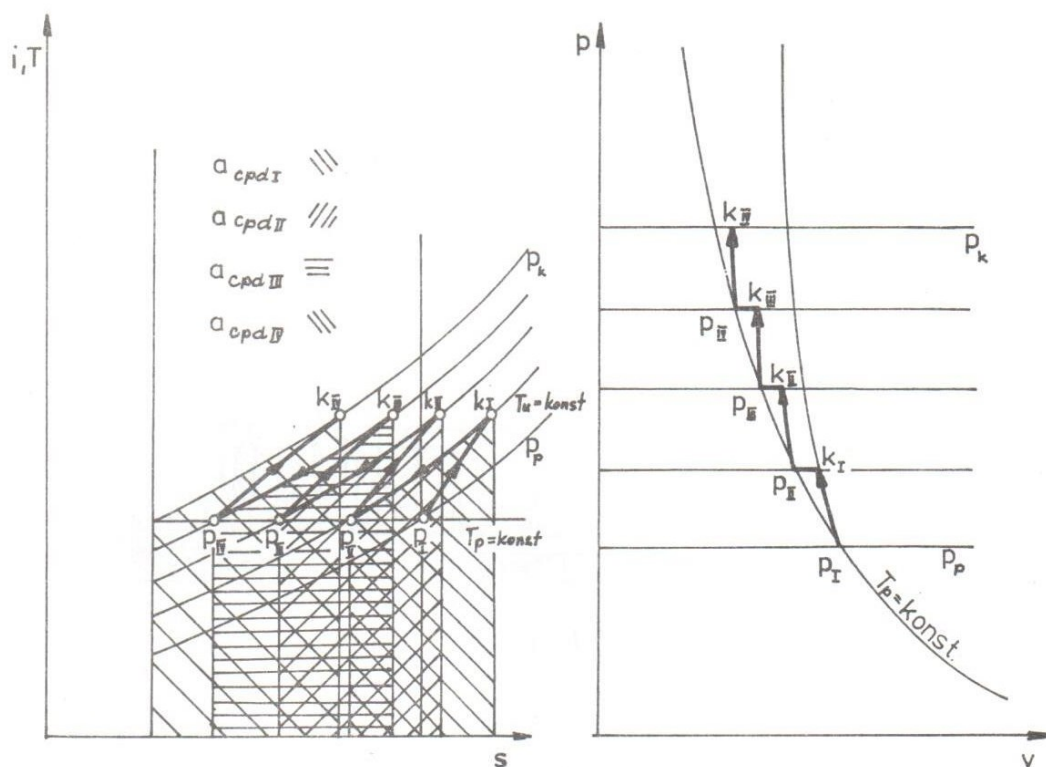


Obr. 2.4 – Srovnání kompresí v entropickém diagramu  $T - s$  [2]



### 2.1.5 Komprese s izobarickým ochlazováním

Kompresní křivka se skládá z dílčích úseků polytropické komprese podle  $P \cdot V^n = \text{konstanta}$  a izobarického ochlazování  $P = \text{konstanta}$  a jedná se o největší přiblížení reálnému ději. Jednotlivé úseky práce jsou pak určeny dle rovnice 8. Schéma průběhu chlazené komprese je znázorněno na Obr. 2.5.

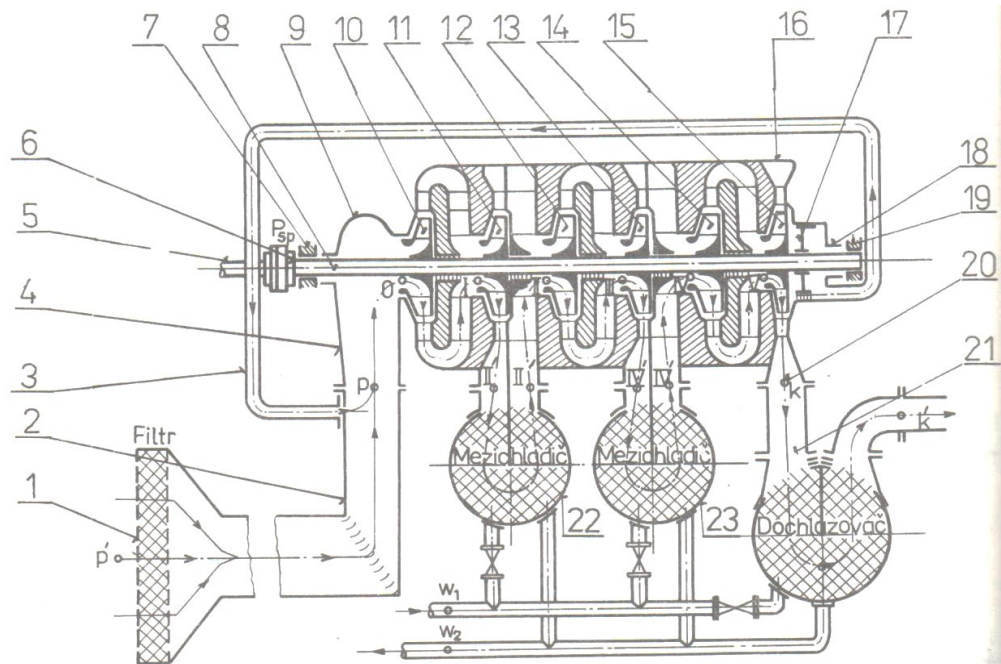


Obr. 2.5 – Schéma průběhu chlazené komprese [3]

## 2.2 Radiální turbokompresory

Rotační lopátkové stroje, kde ke zvyšování tlaku a rychlosti plynů, dochází kontinuálně změnou hybnosti proudů při průtoku pracovním prostorem rotoru. Ve statoru se pak následně část kinetické energie transformuje na energii tlakovou. Tento dynamický způsob komprese vyžaduje vysoké obvodové rychlosti oběžných kol 110 až 380 m/s s otáčkami 3000 až 80000 za minutu. Pro pohon oběžných kol je nutný převod „do rychla“ jež způsobuje vysokou hladinu hluku, nicméně po dynamickém vyvážení rotoru, mají turbokompresory velmi klidný chod s jednoduchou obsluhou a údržbou, což vede k malému opotřebení činných částí a tedy k dlouhé životnosti stroje. Turbokompresory vyžadují vysokou čistotu pracovního plynu a jsou vhodné pro velké objemové průtoky. Své uplatnění nachází např. v báňském strojírenském průmyslu, v kompresních stanicích plynovodů, v chemickém průmyslu, speciální typy také v kryogenní technice atd.[1] [2]

## 2.2.1 Hlavní části RTK

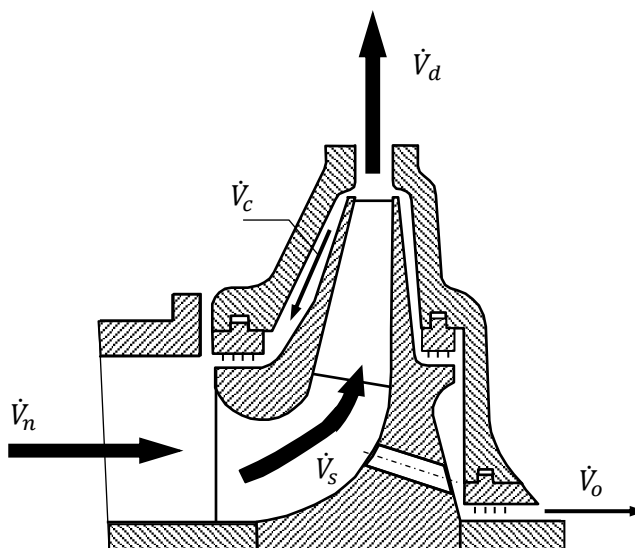


Obr. 2.6 – Hlavní části radiálního turbokompresoru [3]

- 1 sací filtr
- 2 sací potrubí
- 3 potrubí pro propojení prostoru za vyrovnávacím kotoučem se sacím potrubím
- 4 sací hrdlo
- 5 hřídel
- 6 spojka
- 7 ložisko
- 8 ucpávka
- 9 sací komora
- 10 – 15 stupně RTK
- 16 výstupní komora (spirální skříň)
- 17 vyrovnávací kotouč (buben)
- 18 ucpávka
- 19 ložisko
- 20 výstupní hrdlo
- 21 výstupní potrubí
- 22 – 23 mezichladiče

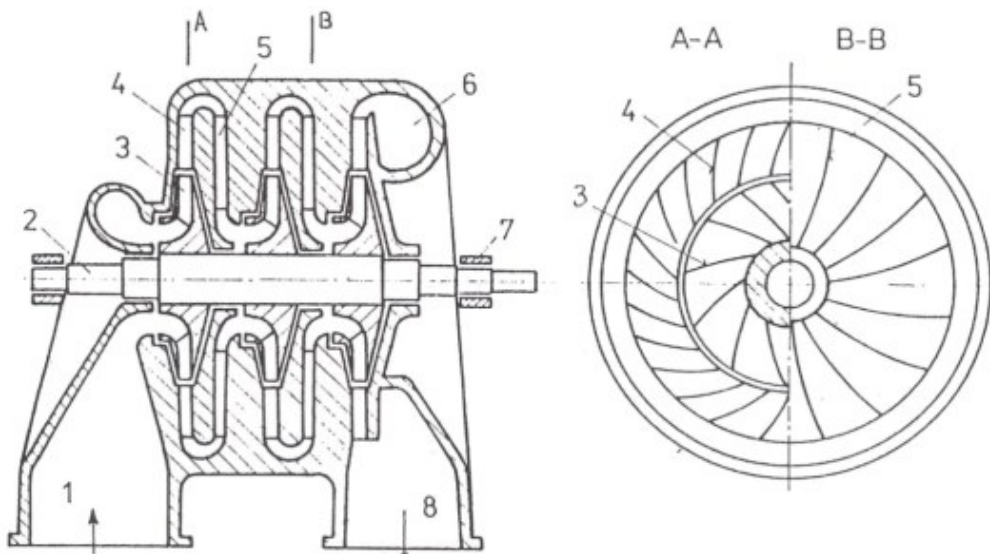
## 2.2.2 Pracovní princip RTK

Přes sací hrdlo je do kompresoru nasáván pracovní objem plynu  $\dot{V}_n$ . Prouděním plynu pracovním prostorem vznikají v mezerách mezi rotujícími oběžnými koly a difuzorem (statorem) vnitřní cirkulující proudy  $\dot{V}_c$ . Vnitřními netěsnostmi se část pracovního objemu již vytlačeného do difuzoru, vrací pomocí labyrintových ucpávek zpět do sání kompresoru. Vznikají zde však ztráty netěsnostmi do okolí (ztráty objemové), z důvodu vůle v ucpávkách mezi hřídelem a skříní kompresoru. Pohled na sání kompresoru je zobrazen na Obr. 2.7.[1]



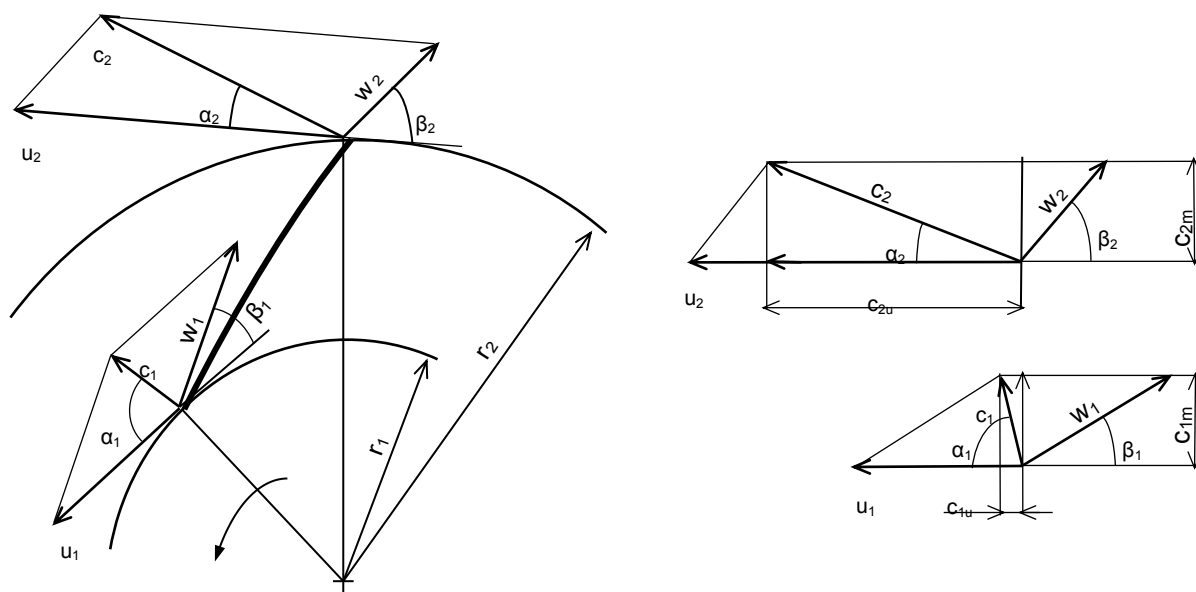
Obr. 2.7 – Sání kompresoru [1]

Dle požadovaného kompresního poměru se pak volí potřebný počet stupňů, kdy tlakový poměr nepřekračuje hodnotu  $\sigma = 2$ . Pro lepší představivost proudění plynu dále pracovním prostorem, uvádím řez třístupňovým radiálním turbokompresorem, který je znázorněn na Obr. 2.8.[1]



Obr. 2.8 – Řez třístupňovým radiálním kompresorem[1]

Absolutní rychlost  $c$  je dána vektorovým součtem rychlostí, oběžného kola  $u$  a rychlosti relativní (vůči rotoru)  $w$ , tedy  $c = u + w$ . Tyto rychlosti jsou pak vyhodnocovány na vstupu 1 a výstupu 2 každého oběžného kola, čím vznikají tzv. rychlostní trojúhelníky viz. Obr. 2.9.[1]

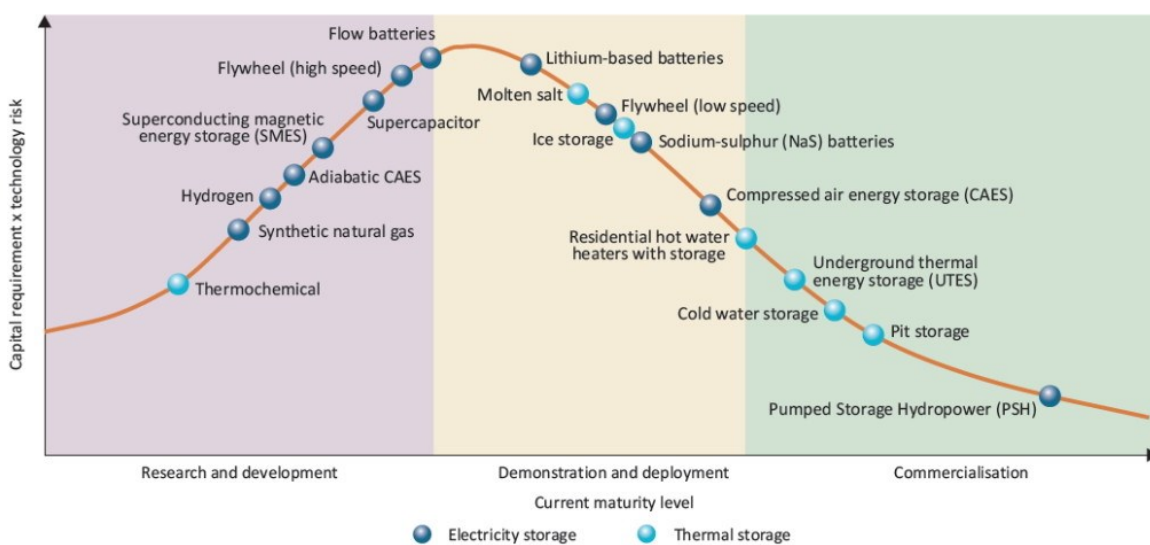


Obr. 2.9 – Rychlostní trojúhelníky na vstupu a výstupu oběžného kola [1]

Pro dosažení bezrázového vstupu pracovního plynu do oběžného kola je zapotřebí, aby lopatky na vstupu byly skloněny k tečně o poloměru  $r_1$  pod úhlem tečny lopatek  $\beta_1$ , který je totožný se sklonem relativní rychlosti  $w_1$ . K tomu je potřeba sestavení vstupního trojúhelníku, kde je nutná znalost úhlu sklonu  $\alpha_1$  nebo velikost její meridiální složky  $c_{1,m}$ . Tento úhel je o něco menší než  $90^\circ$  z důvodu vlivu rotace oběžného kola, kdy je plyn od radiální stupně lehce odkláněn. Pokud by následující průběh proudnic, byl shodný s tvarem lopatek (ideální stupeň s nekonečným počtem lopatek), bude plyn vystupovat z oběžného kola relativní rychlostí  $w_2$  pod úhlem  $\beta_2$ , který je totožný se sklonem lopatky na výstupu. V bodě 2 se pak určí absolutní rychlost  $c_2$ , odkloněná od unášivé rychlosti o úhel  $\alpha_2$ , jako vektorový součet relativní  $w_2$  a obvodové rychlosti  $u_2$  na výstupu. Ta se podobně, jako rychlost relativní, rozkládá na složku unášivou  $c_{2,u}$  a meridiální  $c_{2,m}$ . Typem lopatek používaných u těchto strojů, jsou lopatky dozadu zahnuté. [1]

### 3 Akumulace energie

Proces akumulace energie umožňuje překonat zejména časové ale také geografické rozdíly mezi výrobou a spotřebou a to jak v měřítku malém, tak velkém. Můžeme tedy mluvit o tom, že jde o hospodárné, tedy ekonomičtější, využití veškeré vyrobené energie. V minulosti byly zdroje, které umožňují akumulaci energie instalovány především z důvodu kolísavosti poptávky po energiích. Aktuální zvýšený důraz na dekarbonizaci energetického sektoru poukazuje na využití těchto zdrojů pro zvyšování účinnosti energetických procesů a pro podpoření rozvoje elektráren využívajících obnovitelné zdroje energie s kolísavou výrobou – fotovoltaických a větrných elektráren. Využití akumulace energie vede napříč energetickým sektorem a je rozdělena do několika kategorií např. sezónní uskladnění, regulace frekvence, start ze tmy, přesun spotřeby a snížení špičkového zatížení atd. V rámci akumulace energie rozlišujeme dva základní druhy a to dle výstupní formy energie z dané technologie, na energii tepelnou a elektrickou. V současné době jsou jednotlivé technologie pro akumulaci daného druhu energie v různých fázích vývoje a to od raných fází vývoje až po zavedené a již využívané technologie. Přehled veškerých druhů technologií je uveden na Obr. 3.1 [4]



Obr. 3.1 - IEA – Technology Roadmap: Energy Storage (2014) [4]

Diplomová práce se zabývá akumulací energie elektrické. Špičkový odběr elektrické energie probíhá ve třech fázích dne. Ráno (okolo šesté hodiny), kdy továrny spouštějí své stroje a lidé se chystají do práce, v podvečer (okolo osmnácté hodiny), kdy se rozsvěčují pouliční lampy (dle ročního období) a lidé se vracejí z práce a nakonec večer (okolo dvaadvacáté hodiny), kdy se zapínají ohřívače vody a v zimě akumulací kamna. Ve veškerém časovém rozmezí mimo tyto tři fáze, můžeme tedy říct, že se jedná o ustálený provozní stav tzn. minimální výkyv mezi výrobou a spotřebou energie. Existuje celá řada způsobů jak akumulovat elektrickou energii viz. Obr. 3.1 Tyto způsoby se ale samozřejmě

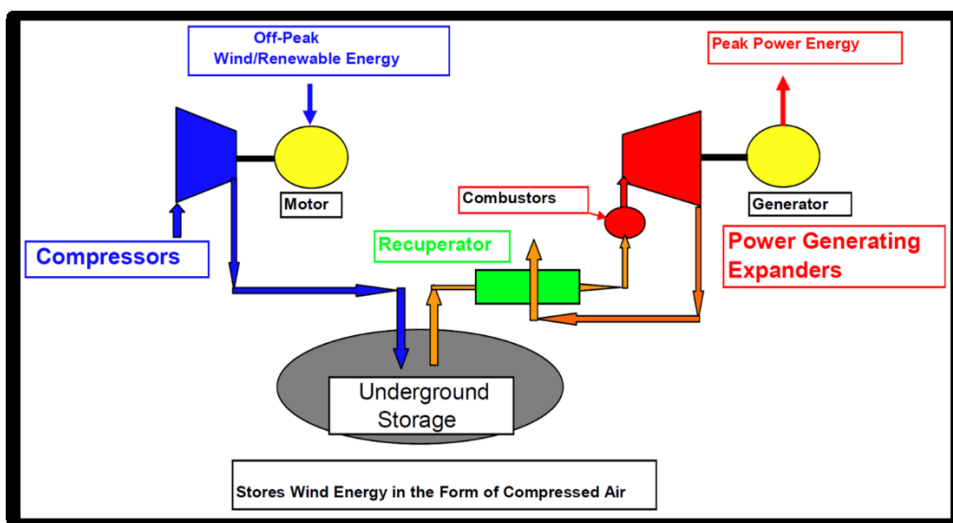
liší a to především v oblasti výkonů, při kterých jednotlivé systémy pracují, ale také dobou akumulace a jejími ztrátami, objemovou energetickou kapacitou, dobou přepnutí, celkovou účinností, životností a podobně. Podle formy v níž je elektrická energie akumulována můžeme technologie pro akumulaci opět rozdělit na čtyři základní skupiny, jimiž jsou, mechanická, elektrochemická, tepelná a elektromagnetická. Kompresor stlačující vzduch pro energetickou centrálu spadá do kategorie mechanické technologie pro akumulaci elektrické energie. [4][5][6]

### 3.1 Mechanické technologie pro akumulaci elektrické energie

Do této kategorie řadíme všem známé přečerpávací vodní elektrárny, jež využívají uložení elektrické energie v době malé spotřeby ve formě potenciální energie vody pro využití při špičkovém odběru. Dále zde patří setrvačnický, které jsou nejstarší koncepcí mechanické technologie pro ukládání elektrické energie ve formě energie kinetické (rotační), kdy uložená energie je zpětně využita při zpomalení setrvačnicku. V neposlední řadě zde patří akumulace energie v tlakovém vzduchu, která je konkrétně popsána v následující podkapitole 3.1.1. [5]

#### 3.1.1 Akumulace energie v tlakovém vzduchu

Akumulace energie v tlakovém vzduchu, zkratka CAES (z angl. Compressed Air Energy Storage), je technologie využívající akumulaci elektrické energie ve stlačeném vzduchu o vysokém tlaku a to především z obnovitelných zdrojů (větrných, či slunečních elektráren). Stlačený vzduch je poté uložen v akumulačních nádobách či podzemních zásobnících (kavernách). Tyto zásobníky mají velmi malé tlakové ztráty, což prodlužuje dobu skladování a poměrně velkou skladovací kapacitu (nízká hustota skladování), na provoz elektrárny o výkonu až 300 MW, což můžeme srovnat s výkonem přečerpávacích vodních elektráren. Obecný proces metody CAES je znázorněn na Obr. 3.2. [9]



Obr. 3.2 – Obecný princip metody CAES [5]

Při procesu komprese vzduchu nasávaného z atmosféry vzniká jako vedlejší produkt teplo. Toto teplo zde můžeme využít různým způsobem, a proto lze technologie CAES rozdělit na tři hlavní kategorie – adiabatická, diabatická a izotermická. [7]

a) Adiabatická

Adiabatická komprese vzduchu, zkratka AA-CAES (z angl. Advanced Adiabatic Compressed Air Energy Storage), využívá kompresního tepla jako vedlejšího produktu k zpětnému ohřevu spalovacího vzduchu před vstupem do spalovací komory, čím se sníží potřeba předehřevu pomocí fosilních paliv. Účinnost procesu může dosahovat až 70%. V současné době je tato technologie stále ve vývoji. [7][8]

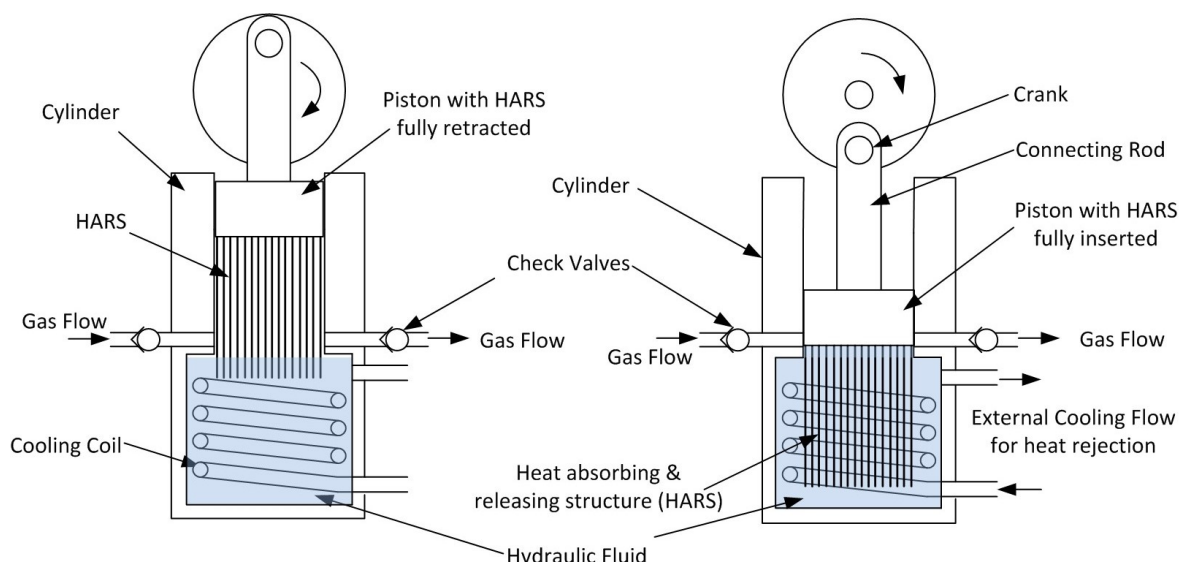
b) Diabatická

Diabatická komprese vzduchu, zkratka D-CAES, je proces, při němž je teplo po kompresi odváděno pomocí chladičů a dochlazovače a tím tak mařeno v atmosféře jako odpad. Nestabilita výroby energie z obnovitelných zdrojů má za následek častější předehřev spalovacího vzduchu, který je tentokrát prováděn pomocí fosilních paliv (nejčastěji zemní plyn), což snižuje účinnost cyklu na cca 42% a až 55% při využití odpadního tepla spalin ze spalovací turbíny k ohřevu stlačeného vzduchu. Tento proces má také za následek zvýšení provozních nákladů a je méně ekologičtější, nicméně je prozatím jediný, který je komerčně využíván. [7][8]

c) Izotermická

Proces izotermické komprese vzduchu se snaží dosáhnout provozní teploty na základě konstantní tepelné výměny s okolím. Jelikož tento proces není v reálu možný, jsou mu připodobňovány již zmíněný proces diabatický, anebo také proces téměř izotermický. Toto je proces, ve kterém je vzduch stlačován ve velmi těsné blízkosti k velké nestlačitelné tepelné hmotě jakou je např. struktura absorbující a uvolňující teplo, zkratka HARS (z angl. Heat Absorbing and Releasing Structure) nebo vodní sprej. HARS Obr. 3.3, se skládá z několika rovnoběžně uspořádaných kovových desek a proces může dosahovat účinnosti 90 – 95%. [7][8]





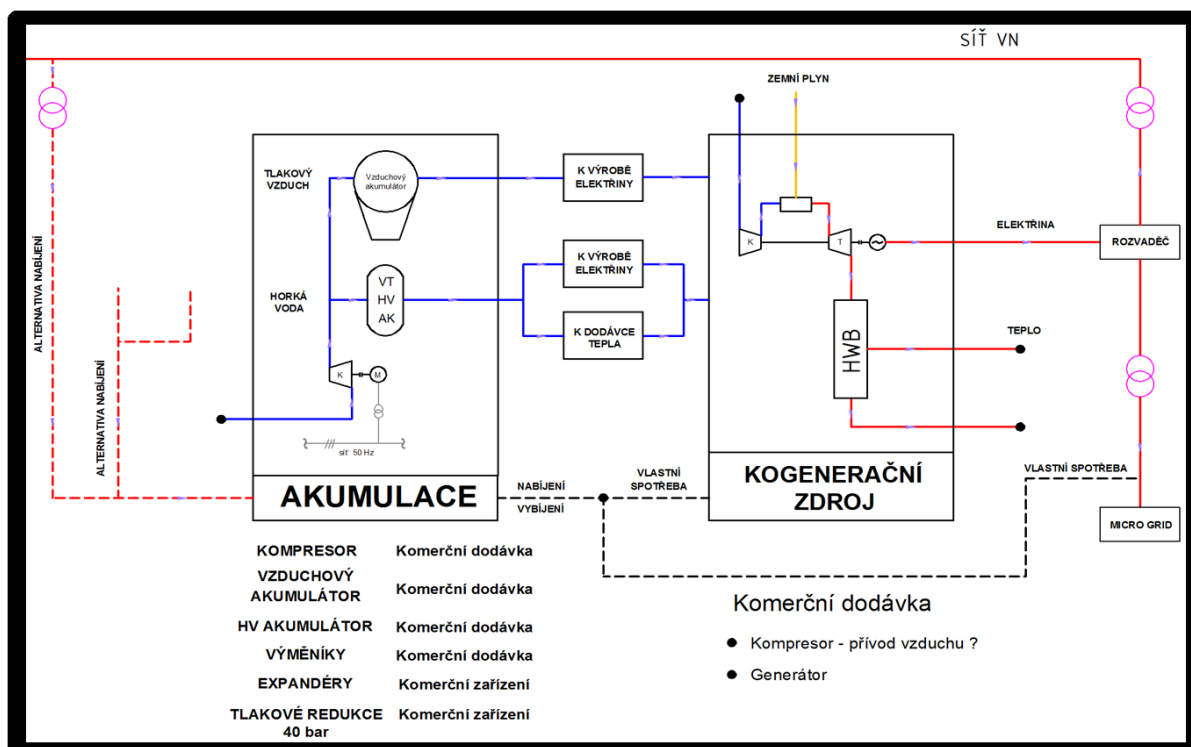
Obr. 3.3 – Heat Absorbing and Releasing Structure [10]

Jako ve všech odvětvích i zde probíhá vývoj technologie, který se zaměřuje především na zvýšení účinnosti akumulace. Krom již zmíněných systémů zde můžeme také řídit např. G-CAES (z angl. General Compression Advanced Energy Storage), LAES (z angl. Liquid Air Energy Storage), CAES s nadzemními zásobníky a další. Je evidentní, že použitá koncepce se bude lišit podle účelu, ke kterému bude systém akumulace použit. [5][10]

### 3.2 Systém akumulace v energetické centrále

Zvoleným systémem pro diplomovou práci je akumulace elektřiny v tlakovém vzduchu u decentrálních energetických zdrojů. Pod pojmem decentrální energetický zdroj si můžeme představit např. podnik, teplárnu, město či region. Akumulují se zde vlastní přebytky energie a řeší se především, dokonalá optimalizace provozu (provoz spotřebičů s proměnlivým odběrem, nedostatečný instalovaný výkon, těžký průmysl) a neřízená produkce elektřiny z obnovitelných zdrojů (pokud jsou v daném regionu zastoupeny), kdy se jedná o výkony v desítkách MW po dobu několika hodin. Akumulace u dané koncepce může probíhat současně ve spolupráci s klasickým energetickým zdrojem, který zajišťuje taktéž dodávku tepla, ale také samostatně, při odstavené kogenerační jednotce. Energetickým zdrojem může být např. horkovodní kotel, zkratka HWB (z angl. Hot Water Boiler) spalující fosilní, či alternativní paliva nebo kogenerační jednotka kombinace plynová turbína a HWB, či kombinace parní kotel a kondenzační odběrová turbína. Příklad schématického znázornění koncepce kogenerační jednotky spolupráce plynové turbíny a horkovodního kotle, je uvedena na Obr. 3.4. [5]





Obr. 3.4 – Energetická centrála CAES – kogenerační zdroj – plynová turbína a HWB [5]

Koncepce lze využít v čtyřech různých provozních režimech. Prvním je kogenerační jednotka s plynovou turbínou dle projektu, nevyužívá se vůbec akumulační jednotky. Výkon je řízen podle projektu a elektřina je dodávána buď do vlastní sítě (micro grid) nebo do nadřazené sítě VN. Druhým je akumulace elektřiny, kdy kogenerační jednotka je odstavena a v provozu je pouze nabíjecí systém jednotky pro akumulaci. Dalším, třetím režimem, je práce kogenerační jednotky spolu s jednotkou pro akumulaci, kdy v provozu je nabíjecí systém akumulační jednotky. V režimech dva a tři, je akumulační jednotka využívána z důvodu přebytků elektřiny a to jak vlastních, v síti decentrálního zdroje, tak i přebytků v přenosové soustavě. V těchto režimech může také jednotka sloužit pro akumulaci elektřiny z obnovitelných zdrojů, pokud jsou v regionu zastoupeny. Posledním, čtvrtým režimem, je dodávka špičkového výkonu. V provozu je kogenerační jednotka spolu s vybíjecím systémem jednotky pro akumulaci. Tlakový vzduch z akumulační jednotky (v našem případě kulový plynem), je využíván jako spalovací vzduch plynové turbíny a jeho tlak a průtok je nastaven při odběru z plynem dle potřebných parametrů pro dodržení spalovacích podmínek. Předmětem vývoje je ohřev na potřebnou teplotu bez přívodu externí energie. Avšak při dodržení všech těchto parametrů na vstupu do spalovací komory, můžeme vyřadit kompresor spalovací turbíny z provozu, čímž jsme schopni ušetřit až dvě třetiny mechanické energie k pohonu. Nezmění se příkon dodávaný v palivu, zemním plynu, ani mechanický výkon na hřídeli, veškerý mechanický výkon turbíny se využije pro pohon elektrického generátoru a elektrický výkon se tedy více než zdvojnásobí. [5]

## 4 Koncepce návrhu pro akumulaci ve stlačeném vzduchu v energetické centrále

Hlavním cílem této části je návrh turbokompresoru s mezichladiči a dochlazovačem na základě zadaných parametrů na vstupu a výstupu. Návrh jsem provedl pro optimální zapojení výměníků tepla s ohledem na maximální účinnost kompresoru, jeho minimální příkon a množství chladícího média – vody.

### 4.1 Návrh kompresoru

Na základě požadovaných vstupních a výstupních parametrů, jsem pro úlohu zvolil víceetapňový radiální turbokompresor.

#### Zadané vstupní a výstupní parametry:

Teplota nasávaného vzduchu	$t_s = 20^\circ\text{C}$
Hmotnostní tok média	$\dot{m} = 24.21 \text{ kg/s}$
Výstupní teplota (za dochlazovačem)	$t_v = 140^\circ\text{C}$
Výstupní tlak	$p_v = 40 \text{ bar}_{abs}$

#### Volené parametry:

Tlak na sání	$p_s = 0.988 \text{ bar}_{abs}$
Relativní vlhkost vzduchu	$\varphi_s = 60\%$
Parciální tlak syté vodní páry při $t_{in}$	$p'' = 2337 \text{ Pa}$
Tlaková ztráta sacího filtru	$p_{filtr} = 5000 \text{ Pa}$
Ztráty hmotnostního toku (netěsnosti atd.)	$z = 0.995$

#### Referenční podmínky a konstanty:

Referenční tlak	$p_N = 1.01325 \text{ bar}_{abs}$
Referenční teplota	$T_N = 0^\circ\text{C}$
Měrná plynová konstanta suchého vzduchu	$r_{vz-s} = 287 \text{ J/kgK}$
Měrná plynová konstanta vodní páry	$r_{vp} = 461.5 \text{ J/kgK}$
Adiabatický exponent kappa	$\kappa = 1.4$

Přepočet vstupních podmínek na reálné hodnoty:

1) Měrná vlhkost vzduchu

$$d = 0.6221 * \frac{\varphi_s * p''}{p_s - \varphi_s * p''} = [kg_{vp}/kg_{vz}] \quad (4.1)$$

Kde:

$\varphi_s$  ... relativní vlhkost vzduchu [- , %]

$p''$  ... parciální tlak syté vodní páry při teplotě sání [Pa]

$p_s$  ... tlak na sání kompresoru [Pa]

2) Měrná plynová konstanta vlhkého vzduchu

$$r_{vz-v} = \frac{r_{vz-s} + d * r_{vp}}{1 + d} = [J/kgK] \quad (4.2)$$

Kde:

$r_{vz-s}$  ... měrná plynová konstanta suchého vzduchu [J/kgK]

$r_{vp}$  ... měrná plynová konstanta vodní páry [J/kgK]

$d$  ... měrná vlhkost vzduchu [kg<sub>vp</sub>/kg<sub>vz</sub>]

3) Hustota vzduchu na sání

$$\rho_s = \frac{p_s}{r_{vz-v} * T_s} = [kg/m^3] \quad (4.3)$$

Kde:

$p_s$  ... tlak na sání kompresoru [Pa]

$r_{vz-v}$  ... měrná plynová konstanta vlhkého vzduchu [J/kgK]

$T_s$  ... teplota na sání kompresoru [K]

4) Objemový průtok vzduchu na sání

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_s} = [m^3/s] \quad (4.4)$$

Kde:

$\dot{m}$  ... hmotnostní tok nasávaného média [kg/s]

$\rho_s$  ... hustota vzduchu na sání kompresoru [kg/m<sup>3</sup>]

Návrh počtu stupňů kompresoru:

V mém případě jsem vycházel z volby kompresního poměru pro každý stupeň zvlášť na základě znalosti z literatury [2]. U stacionárních strojů při kompresi vzduchu je maximální hodnota stlačení (kompresí poměr), jehož jde dosáhnout v jednom stupni radiálního kompresoru, 1.6 – 2. Je-li potřeba stlačovat vzdušinu na vyšší tlak, využije se vícestupňové komprese, kde platí, že celkové stlačení vícestupňového kompresoru se rovná násobku stlačení jednotlivých za sebou řazených stupňů, tedy:

$$\varepsilon = \frac{p_v}{p_s} = \varepsilon_1 * \varepsilon_2 * \dots * \varepsilon_i \quad (4.5)$$

Velikost stlačení vzdušiny závisí na obvodové rychlosti a na teplotě, při níž vzdušina vstupuje do jednotlivých stupňů. Při daném konstrukčním provedení tj. stejný průměr oběžných kol nasazených na společné hřídeli, je obvodová rychlost stejná. Avšak velikost stlačení v jednotlivých stupních se bude postupně snižovat a to z důvodu zvyšující se teploty vzdušiny. Platí tedy, že:

$$\varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \dots > \varepsilon_i \quad (4.6)$$

#### 5) Celkový kompresní poměr

Na základě předešlé znalosti, jsem tedy zvolil sedmistupňový radiální kompresor.

$$\varepsilon_c = \varepsilon_1 * \varepsilon_2 * \varepsilon_3 * \varepsilon_4 * \varepsilon_5 * \varepsilon_6 * \varepsilon_7 = [-] \quad (4.7)$$

Kde:

$$\varepsilon_i \dots \textit{kompresní poměr jednotlivého stupně kompresoru} [-]$$

Pro jednotlivé stupně jsem provedl výpočet veškerých potřebných parametrů pro dimenzaci výměníků tepla a jejich zhodnocení. Pro demonstraci, uvádím výpočet pro jeden (první) stupeň kompresoru. Pro zjednodušení výpočtu využívám rovnic ideálního adiabatického děje.

#### 6) Teplota na výstupu stupně kompresoru

$$T_2 = (\varepsilon_1)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} * T_1 = [K] \quad (4.8)$$

Kde:

$$\varepsilon_1 \dots \textit{kompresní poměr prvního stupně} [-]$$

$$\kappa \dots \textit{adiabatický exponent} [-]$$

$$T_1 \dots \textit{termodynamická teplota na sání kompresoru} [K]$$

7) Tlak na výstupu ze stupně kompresoru

$$p_{v-1} = (p_{s-1} - p_{filtr}) * \varepsilon_1 = [Pa] \quad (4.9)$$

Kde:

$p_{s-1}$  ... tlak na vstupu do oběžného kola prvního stupně [Pa]

$p_{filtr}$  ... tlaková ztráta sacího filtru kompresoru [Pa]

$\varepsilon_1$  ... kompresní poměr prvního stupně [-]

V ostatních stupních kompresoru se tlaková ztráta filtru mění na celkovou tlakovou ztrátu stupně, která je daná zejména tlakovou ztrátou proudění přes daný výměník tepla. Pokud za stupněm komprese neuvažují výměník tepla, tlakovou ztrátu zanedbávám.

8) Hustota vzduchu za stupněm kompresoru

$$\rho_{s-1} = \frac{\rho_N * T_N * p_{v-1}}{p_N * T_{v-1}} = [kg/m^3] \quad (4.10)$$

Kde:

$\rho_N$  ... hustota vzduchu za normálních podmínek [kg/m<sup>3</sup>]

$T_N$  ... termodynamická teplota za normálních podmínek [K]

$p_N$  ... tlak za normálních podmínek (atmosférický tlak) [Pa]

$T_{v-1}$  ... termodynamická teplota na výstupu stupně kompresoru [K]

$p_{v-1}$  ... tlak na výstupu stupně kompresoru [Pa]

9) Kompresní práce stupně

$$a_1 = \frac{\kappa}{\kappa-1} * r_{vz-v} * T_{s-1} * \left( (\varepsilon_1)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) = [J/kg] \quad (4.11)$$

Kde:

$\kappa$  ... adiabatický exponent [-]

$r_{vz-v}$  ... měrná plynová konstanta vlhkého vzduchu [J/kgK]

$T_{s-1}$  ... termodynamická teplota na vstupu do stupně kompresoru [K]

$\varepsilon_1$  ... kompresní poměr prvního stupně [-]

Pro ostatní stupně kompresoru počítám se vzduchem suchým, tedy  $r_{vz-s} = 287 J/kgK$ .

#### 10) Ideální výkon stupně

$$P_T = \dot{m}_{vz} * a_1 = [kW] \quad (4.13)$$

Kde:

$\dot{m}_{vz}$  ... hmotnostní průtok [kg/s]

$a_1$  ... adiabatická práce stupně [J/kg]

Pro hmotnostní průtok v jednotlivých stupních, počítám s mírným úbytkem z důvodu netěsností  $z = 0.995$ .

#### 11) Mechanický příkon na hřídeli

$$P_M = \frac{P_T}{\eta} = [W] \quad (4.14)$$

Kde:

$P_T$  ... ideální výkon stupně [kW]

$\eta$  ... účinnost kompresoru [-]

#### 12) Měrná spotřeba energie stupně kompresoru

$$c = \frac{P_M}{\dot{V}} = [kWh/m^3] \quad (4.15)$$

Kde:

$P_M$  ... mechanický příkon na hřídeli [kW]

$\dot{V}$  ... objemový průtok (dopravované množství) [m<sup>3</sup>/h]

### **4.2 Dimenzace plochy mezichladičů a dochlazovače vzduchu**

V této kapitole se zabývám výpočtem potřebné plochy (délky trubky) výměníku tepla ke chlazení vzduchu na potřebnou teplotu v daném stupni komprese. Dimenzaci výměníku jsem provedl pro vychlazení na co nejnižší teplotu s tím, že žádaná teplota bude dosažena pomocí regulace průtoku chladícího média danými výměníky. Velikost potřebné plochy jsem provedl pro tři varianty trubkového výměníku, trubka hladká a trubka žebrovaná s nízkým a vysokým profilem žebrování. Pro všechny tyto varianty jsem taktéž provedl výpočet tlakové ztráty prouděním.

**Konstanty:**

Měrná tepelná kapacita vzduchu	$cp_{vz} = 1005 J/kg$
Měrná tepelná kapacita vody	$cp_v = 4182 J/kg$
Tepelná vodivost materiálu (trubky)	$\lambda_{tr} = 21.2 W/mK$

**Volené parametry:**

Vstupní teplota vody	$t_{1v} = 20^\circ C$
Teplotní spád vody	$\Delta t_v = 5^\circ C$
Rychlost proudění vody	$v_v = 2 m/s$
Charakteristický rozměr (průměr trubky)	$\varnothing D_{tr} = 0.016m$
Tloušťka trubky	$tl_{tr} = 0.002m$

**Voda:**

Střední teplota vody v trubce	$t_{sv} = 22.5^\circ C$
Hustota vody	$\rho_v = 997.657 kg/m^3$
Prandtl	$Pr_v = 6.5369$
Dynamická viskozita	$\eta = 9.43 * 10^{-4} Pa * s$
Tepelná vodivost vody	$\lambda_v = 0.60358 W/mK$

**Vzduch:**

Střední teplota vzduchu	$t_{svz} = 94.5^\circ C$
Prandtl	$Pr_{vz} = 0.71$
Kinematická viskozita	$\nu = 2.35 * 10^{-5} m^2/s$
Tepelná vodivost vzduchu	$\lambda_{vz} = 0.0328 W/mK$

Veškeré hodnoty termodynamických veličin jsou uváděny pro střední teplotu daného média.

Základní výpočet dimenzace teplosměnné plochy vychází z obecné rovnice tepelné bilance.  
[11]

$$\dot{m}_{vz} * cp_{vz} * (t_1 - t_2) = \dot{m}_v * cp_v * \Delta t_v \quad (4.16)$$

Kde:

$\dot{m}_{vz}$  ... hmotnostní průtok vzduchu [kg/s]

$cp_{vz}$  ... měrná tepelná kapacita vzduchu [J/kg]

$t_1$  ... vstupní teplota vzduchu [°C]

$t_2$  ... výstupní teplota vzduchu [°C]

$\dot{m}_v$  ... hmotnostní průtok vody [kg/s]

$cp_v$  ... měrná tepelná kapacita vody [J/kg]

$\Delta t_v$  ... teplotní spád vody [°C]

Z této rovnice vyjádříme potřebné množství chladicího média.

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_{vz} * cp_{vz} * (t_1 - t_2)}{cp_v * \Delta t_v} = [kg/s] \quad (4.17)$$

Dále velmi důležitý parametr je střední logaritmický teplotní rozdíl.

$$\Delta t_{stř} = \frac{(t_{2vz} - t_{2v}) - (t_{1vz} - t_{1v})}{\ln \frac{(t_{2vz} - t_{2v})}{(t_{1vz} - t_{1v})}} = [°C] \quad (4.18)$$

Potřebný výkon výměníku ke chlazení:

$$P_{ch} = \dot{m}_v * cp_v * \Delta t_v * \eta_{ztr} = [W] \quad (4.19)$$

Kde:

$\dot{m}_v$  ... hmotnostní průtok vody [kg/s]

$cp_v$  ... měrná tepelná kapacita vody [J/kg]

$\Delta t_v$  ... teplotní spád vody [°C]

$\eta_{ztr}$  ... ztráty tepla průtokem [-]

Obdobně lze výkon ke chlazení spočítat na straně vzduchu, avšak výsledek bude stejný, jelikož rovnice se rovnají viz. (4.16). Pro připodobnění reálnému ději zavádím účinnost  $\eta_{ztr}$  z důvodu, že výstupní teplota vzduchu ze stupně kompresoru, se nerovná vstupní teplotě vzduchu do výměníku.



#### 4.2.1 Trubka hladká [12]

16) Reynoldsovo číslo – voda

$$Re_v = \frac{v_v * \varnothing D_{tr} * \rho_v}{\eta} = [-] \quad (4.20)$$

Kde:

$v_v$  ... rychlost proudění vody v trubce [m/s]

$\varnothing D_{tr}$  ... průměr trubky [m]

$\rho_v$  ... hustota vody [kg/m<sup>3</sup>]

$\eta$  ... dynamická viskozita [Pa \* s]

17) Nusseltovo kritérium – voda

$$Nu_v = 0.021 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.43} * \varepsilon_t * \varepsilon_R * \varepsilon_L = [-] \quad (4.21)$$

Kde:

$Re_v$  ... Reynoldsovo číslo pro vodu při  $t_{sv}$  [-]

$Pr_v$  ... Prandtlovo kritérium pro vodu [-]

$\varepsilon_t$  ... Opravný součinitel na neizotermické proudění [-]

$\varepsilon_R$  ... Opravný součinitel pro proudění tekutiny v kolenech a hadech [-]

$\varepsilon_L$  ... Opravný součinitel pro krátké trubky [-]

Veškeré opravné součinitele mohu v mém případě zanedbat, tzn. všechny se rovnají jedné.

18) Součinitel přestupu tepla – voda

$$\alpha_v = \frac{Nu_v * \lambda_v}{\varnothing D_{tr}} = [W/m^2 K] \quad (4.22)$$

Kde:

$Nu_v$  ... Nuseltovo kritérium pro vodu [-]

$\lambda_v$  ... tepelná vodivost vody při  $t_{sv}$  [W/mK]

$\varnothing D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (průměr trubky) [m]

19) Příčná rozteč

$$S_1 = 4 * \varnothing D_{tr} = [m] \quad (4.23)$$

20) Podélná rozteč

$$S_2 = 3 * \varnothing D_{tr} = [m] \quad (4.24)$$

Kde:

$\varnothing D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky) [m]

21) Reynoldsovo číslo – vzduch

$$Re_{vz} = \frac{v_{vz} * \varnothing D_{tr}}{\nu} = [-] \quad (4.25)$$

Kde:

$v_{vz}$  ... rychlost proudění vzduchu v mezitrubkovém prostoru [m/s]

$\varnothing D_{tr}$  ... průměr trubky [m]

$\nu$  ... kinematická viskozita vzduchu [m<sup>2</sup>/s]

22) Nuseltovo kritérium – vzduch

$$Nu_{vz} = c * Re_{vz}^n * Pr_{vz}^{0.33} * \varepsilon_s * \varepsilon_i = [-] \quad (4.26)$$

Kde:

$c, n$  ... konstanta a exponent, jejichž hodnoty závisí na uspořádání trubek [-]

$\varepsilon_s$  ... opravný součinitel vyjadřující vliv poměrných roztečí na přestup tepla [-]

$Re_{vz}$  ... Reynoldsovo číslo pro vodu při  $t_{svz}$  [-]

$Pr_{vz}$  ... Prandtlovo kritérium vzduchu při  $t_{svz}$  [-]

$\varepsilon_1$  ... součinitel, vyjadřující změnu součinitele přestupu tepla v prvních dvou řadách svazku [-]

23) Součinitel přestupu tepla – vzduch

$$\alpha_{vz} = \frac{Nu_{vz} * \lambda_{vz}}{\phi D_{tr}} = [W/m^2K] \quad (4.27)$$

Kde:

$Nu_{vz}$  ... Nusseltovo kritérium pro vzduch [-]

$\lambda_{vz}$  ... tepelná vodivost vzduchu při  $t_{svz}$  [W/mK]

$\phi D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (průměr trubky)[m]

24) Součinitel prostupu tepla [11]

$$k_h = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_{vz} * \phi D_{tr}} + \frac{1}{2 * \lambda_{tr}} * \ln \frac{\phi D_{tr}}{\phi d_{tr}} + \frac{1}{\alpha_v * \phi d_{tr}}} = [W/mK] \quad (4.28)$$

Kde:

$\alpha_{vz}$  ... součinitel přestupu tepla vzduchu [W/m<sup>2</sup>K]

$\alpha_v$  ... součinitel přestupu tepla vody [W/m<sup>2</sup>K]

$\phi D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky)[m]

$\phi d_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnitřní průměr trubky)[m]

$\lambda_{tr}$  ... tepelná vodivost materiálu trubky [W/mK]

25) Velikost teplosměnné plochy [11]

Pro hladkou trubku určíme potřebnou délku teplosměnné plochy pro chlazení tepelného výkonu za daným stupněm kompresoru.

$$L_h = \frac{P_{ch}}{k_h * \Delta t_{stř}} = [m] \quad (4.29)$$

Kde:

$P_{ch}$  ... tepelný výkon stupně kompresoru (výkon potřebný ke chlazení)[W]

$k_h$  ... součinitel prostupu tepla pro hladkou trubku [W/mK]

$\Delta t_{stř}$  ... střední logaritmický teplotní rozdíl [K]

## 4.2.2 Tlakové ztráty pro hladkou trubku

### Tlaková ztráta na straně vody [16]

26) Relativní drsnost

$$\varepsilon = \frac{k}{\varnothing d_{tr}} = [-] \quad (4.30)$$

Kde:

$k$  ... absolutní drsnost (závislost materiálu a druhu trubky) [m]

$\varnothing d_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnitřní průměr trubky) [m]

27) Hydraulické chování trubky

$$\varepsilon_{ch} = \frac{30}{Re_v^{0.875}} = [-] \quad (4.31)$$

Kde:

$Re_v$  ... Reynoldsovo číslo pro vodu při  $t_{sv}$  [-]

$\varepsilon > \varepsilon_{ch} \rightarrow$  hydraulicky drsné potrubí

28) Třecí tlakové ztráty v trubce

$$p_{třecí} = \lambda * \frac{L}{\varnothing d_{tr}} * \frac{\rho_v * v_v^2}{2} = [Pa] \quad (4.32)$$

Kde:

$\lambda$  ... koeficient tření [-]

$L$  ... délka trubky [m]

$\varnothing d_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnitřní průměr trubky) [m]

$\rho_v$  ... hustota vody [ $kg/m^3$ ]

$v_v$  ... rychlost proudění vody v trubce [m/s]

Koeficient tření stanoven z literatury [16]  $\lambda = 0.03033$ .

### Tlaková ztráta na straně vzduchu – metoda dle VDI-Wärmeatlas [15]

29) Relativní příčná, podélná a diagonální rozteč

$$a = \frac{S_1}{\varnothing D_{tr}} = [-] \quad (4.33)$$

$$b = \frac{S_2}{\phi D_{tr}} = [-] \quad (4.33)$$

$$c = \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + b^2} = [-] \quad (4.35)$$

Kde:

$\phi D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky)[m]

### 30) Korekční součinitele pro turbulentní proudění [15]

$$f_1 = 2.5 + \left(\frac{1.2}{(a-0.85)^{1.08}}\right) + 0.4 * \left(\frac{b}{a} - 1\right)^3 - 0.01 * \left(\frac{a}{b} - 1\right)^3 = [-] \quad (4.36)$$

$$\lambda_{f1} = \frac{f_1}{Re_{vz}^{0.25}} = [-] \quad (4.37)$$

$$f_2 = \left(\frac{Pr_{vz}}{Pr_{vz-s}}\right)^{0.14} \quad (4.38)$$

Rozdíl střední teploty proudícího vzduchu a střední teploty stěny je zanedbatelný, tedy hodnoty Prandtlůva kritéria jsou téměř totožné. Z tohoto důvodu pokládám korekční faktor za konstantní,  $f_2 = 1$ .

Pro počet řad trubek  $N_{tr} \geq 10$ :

$$f_3 = 0 \quad (4.39)$$

$$\lambda_{f3} = \left(\frac{2*(c-1)}{a*(a-1)}\right)^2 = [-] \quad (4.40)$$

Kde:

$a$  ... relativní příčná rozteč [-]

$b$  ... relativní podélná rozteč [-]

$c$  ... relativní diagonální rozteč [-]

### 31) Celkový součinitel tření při obtékání svazku hladkých trubek střídavě uspořádaných

V oblasti:  $1 < Re < 3 * 10^5$

$$\lambda_f = (\lambda_{f1} * f_2 + f_3) * \left(1 - \exp * \left(-\frac{Re_{vz} + 200}{1000}\right)\right) = [-] \quad (4.41)$$

### 32) Stanovení rychlosti v mezitrubkovém prostoru

Nejprve stanovují rychlost vystupující ze stupně kompresoru na základě rovnice (4.42).

$$v_{vz} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{vz}}{\rho_{vz} \cdot \pi \cdot d^2} = [m/s] \quad (4.42)$$

Kde:

$\dot{m}_{vz}$  ... hmotnostní tok vzduchu za daným stupněm kompresoru [kg/s]

$\rho_{vz}$  ... hustota vzduchu za daným stupněm kompresoru [kg/m<sup>3</sup>]

$d$  ... průměr výstupní potrubí z daného stupně kompresoru [m]

Poté na základě rovnice (4.43) stanovují přibližnou rychlost v mezitrubkovém prostoru.

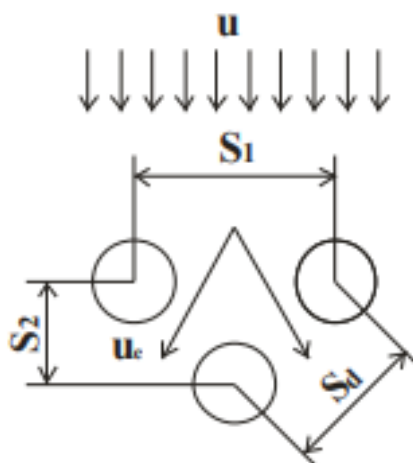
$$u_c = \frac{a}{2 \cdot (c-1)} \cdot v_{vz} = [m/s] \quad (4.43)$$

Kde:

$a$  ... relativní příčná rozteč [-]

$c$  ... relativní diagonální rozteč [-]

$v_{vz}$  ... rychlost proudění vzduchu na vstupu do mezitrubkového prostoru [m/s]



Obr. 4.1 – Rychlost vzduchu v mezitrubkovém prostoru při střídavém uspořádání trubek [15]

Stanovení rychlosti v mezitrubkovém prostoru je pouze přibližné, jelikož zde hrají roli veškeré ztráty prouděním a zejména změna průřezu z výstupního potrubí do ústí výměníku.

Průměr výstupního potrubí  $d$ , který ovlivňuje rychlost proudění vzduchu, jsem volil s ohledem na velikost tlakové ztráty za výměníkem.

33) Tlaková ztráta při obtékání svazku trubek ve střídavém uspořádání [15]

$$p_{obtok} = \lambda_f * N_{tr} * \frac{\rho_{vz} * u_c^2}{2} = [Pa] \quad (4.44)$$

Kde:

$\lambda_f$  ... celkový součinitel tření pro obtékání svazku hladkých trubek [-]

$N_{tr}$  ... výpočtový počet řad trubek [-]

$\rho_{vz}$  ... hustota vzduchu za daným stupněm [ $kg/m^3$ ]

$u_c$  ... rychlost proudění vzduchu mezi trubkami [ $m/s$ ]

#### 4.2.3 Žebrovaná trubka [13][14]

**Volené parametry pro žebrovanou trubku:**

Tloušťka žebra:	$tl_z = 0.0005m$
Vzdálenost mezi žebry:	$b = 0.0015m$
Počet žeber:	$n = 401$
Vnější průměr trubky s žebrováním:	$\emptyset D_{tr-z} = 0.024m$

34) Výška žebra

$$h_z = 0.5 * (\emptyset D_{tr-z} - \emptyset D_{tr}) = [m] \quad (4.45)$$

Kde:

$\emptyset D_{tr-z}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky s žebrováním) [ $m$ ]

$\emptyset D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky) [ $m$ ]

35) Délka trubky s žebrováním

$$L_z = (n * tl_z) + ((n - 1) * b) + 2 * f_h = [m] \quad (4.46)$$

Kde:

$n$  ... počet žeber [-]

$tl_z$  ... tloušťka žebra [m]

$b$  ... vzdálenost mezi žebry [m]

$f_h$  ... délka hladkého konce žebrované trubky [m]

### 36) Plocha žebrování

$$S_z = \frac{\pi * n * (\emptyset D_{tr-z}^2 - \emptyset D_{tr}^2)}{2} = [m^2] \quad (4.47)$$

Kde:

$n$  ... počet žeber [-]

$\emptyset D_{tr-z}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky s žebrováním) [m]

$\emptyset D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky) [m]

### 37) Celková plocha jedné žebrované trubky

$$S_c = \pi * (n + 1) * b * \emptyset D_{tr} + S_z = [m^2] \quad (4.48)$$

Kde:

$n$  ... počet žeber [-]

$\emptyset D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky) [m]

$b$  ... vzdálenost mezi žebry [m]

$S_z$  ... plocha žebrování [m<sup>2</sup>]

### 38) Plocha hladké trubky

$$S_h = \pi * L_z * \emptyset d_{tr} = [m^2] \quad (4.49)$$

Kde:

$L_z$  ... délka trubky s žebrováním [m]

$\emptyset d_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnitřní průměr trubky) [m]



### 39) Kontrola pro nízký profil žebrování

$$0.05 < h_z / \varnothing D_{tr} < 0.33$$

$$10^3 < Re < 8 * 10^5$$

$$0.19 < b / h_z < 0.66$$

$$1.10 < S_1 / \varnothing D_{tr-z} < 4.92$$

$$0.058 < h_z / \varnothing D_{tr-z} < 0.201$$

### 40) Korekční koeficienty

$$F'_1 = \left( \frac{Pr_s}{Pr_w} \right)^{0.026} = [-] \quad (4.50)$$

Kde:

$Pr_s$  ... Prandtlovo číslo při střední teplotě média [-]

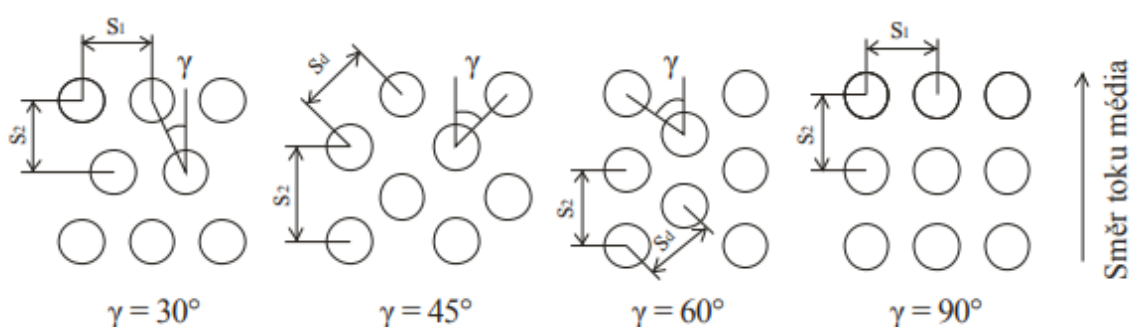
$Pr_w$  ... Prandtlovo číslo závislé na teplotě stěny trubky [-]

Koeficient  $F'_2$  je závislý na počtu řad trubek  $N_{tr}$ . Přehled hodnot pro jednotlivá uspořádání se nachází v Tab. 4.2.

Počet řad trubek $N_{tr}$	3	4	5	6	7	8	9	10 a více
Koeficient $F'_2$ (in-line)	0,859	0,897	0,932	0,952	0,97	0,982	0,992	1
Koeficient $F'_2$ (staggered)	0,847	0,897	0,928	0,959	0,977	0,989	0,996	1

Tab.4.1. - Závislost korekčního koeficientu  $F'_2$  na počtu řad trubek  $N_{tr}$ . [13]

Koeficient  $F'_3$  je závislý na geometrickém uspořádání žebrovaných trubek a jedná se o úhel ( $\gamma$ ), který mezi s sebou svírají trubky v jednotlivých řadách viz. Obr. 4.3.



Obr. 4.2. – Geometrické uspořádání trubek pro určitý úhel  $\gamma$  [13]

Pro úhly  $\gamma = 30^\circ, 45^\circ$  a  $60^\circ$  je koeficient  $F'_3 = 1$ . Pro uspořádání trubek za sebou (in-line) tj. úhel  $\gamma = 1$ , se doporučuje, aby se vycházelo ze vzorce (4.50).

$$F'_3 = \frac{Nu \text{ (pro hladké trubky s uspořádáním za sebou (in-line))}}{Nu \text{ (pro hladké trubky s uspořádáním střídavým (staggered) s } \gamma=30)} = [-] \quad (4.51)$$

#### 41) Nusseltovo kritérium pro nízký profil žebrování

$$Nu_{np} = 0.183 * Re_{vz}^{0.7} * \left(\frac{b}{h_z}\right)^{0.36} * \left(\frac{S_1}{\varnothing D_{tr-z}}\right)^{0.06} * \left(\frac{h_z}{\varnothing D_{tr-z}}\right)^{0.11} * Pr_s^{0.36} * F'_1 * F'_2 * F'_3 \quad (4.52)$$

Kde:

$Re_{vz}$  ... Reynoldsovo číslo pro vzduch [-]

$b$  ... rozteč žebrování [m]

$h_z$  ... výška žebra [m]

$S_1$  ... příčná rozteč trubek [m]

$\varnothing D_{tr-z}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky s žebrováním) [m]

$Pr_s$  ... Prandtlovo číslo při střední teplotě [-]

$F'_1, F'_2, F'_3$  ... korekční koeficienty [-]

#### 42) Kontrola pro vysoký profil žebrování

$$0.2 < h_z / \varnothing D_{tr} < 0.7$$

$$2 * 10^3 < Re < 4 * 10^4$$

$$0.13 < b / h_z < 0.57$$

$$1.15 < S_1 / S_2 < 1.72$$

#### 43) Korekční koeficienty

Koeficient  $F'_1$  je vyjádřen pomocí vztahu (4.50) a jeho vliv se projevuje až při vysokých teplotách.

Koeficient  $F'_2$  je opět závislý na počtu řad trubek s tím, že při vysokém profilu žebrování je ovlivňován pouze v prvních třech řadách viz. Tab. 4.4.

Počet řad trubek $N_{tr}$	1	2	3	4 a více
Koeficient $F'_2$	0,76	0,84	0,92	1

Tab. 4.2 – Závislost koeficientu  $F'_2$  na počtu řad trubek  $N_{tr}$  [13]

44) Nusseltovo kritérium pro vysoký profil žebrování

$$Nu_{vp} = 0.242 * Re_{vz}^{0.658} * \left(\frac{b}{h_z}\right)^{0.297} * \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{-0.091} * Pr^{\frac{1}{3}} * F'_1 * F'_2 = [-] \quad (4.53)$$

Kde:

$Re_{vz}$  ... Reynoldssovo číslo pro vzduch [-]

$b$  ... vzdálenost mezi žebry [m]

$h_z$  ... výška žebra [m]

$S_1$  ... příčná rozteč trubek [m]

$S_2$  ... podélná rozteč trubek [m]

$Pr_s$  ... Prandtlovo číslo při střední teplotě [-]

$F'_1, F'_2$  ... korekční koeficienty [-]

45) Součinitel prostupu tepla pro žebrovanou trubku [14]

$$k_z = \frac{1}{S_c * \left[ \left( \frac{1}{\alpha_{vz}} + R_{vz} \right) * \frac{1}{(S_c - (1 - \eta_z) * S_z)} + \frac{1}{S_h} * \left( \frac{1}{\alpha_v} + R_v + \frac{t_{tr}}{\lambda_{tr}} \right) \right]} = [W/m^2K] \quad (4.54)$$

Kde:

$S_c$  ... celková plocha žebrované trubky [m<sup>2</sup>]

$S_z$  ... plocha žebrování [m<sup>2</sup>]

$S_i$  ... plocha hladké trubky [m<sup>2</sup>]

$\alpha_{vz}$  ... součinitel přestupu tepla pro vzduch [W/m<sup>2</sup>K]

$\alpha_v$  ... součinitel přestupu tepla pro vodu [W/m<sup>2</sup>K]

$R_{vz}$  ... součinitel zanášení pro vzduch [m<sup>2</sup>K/W]

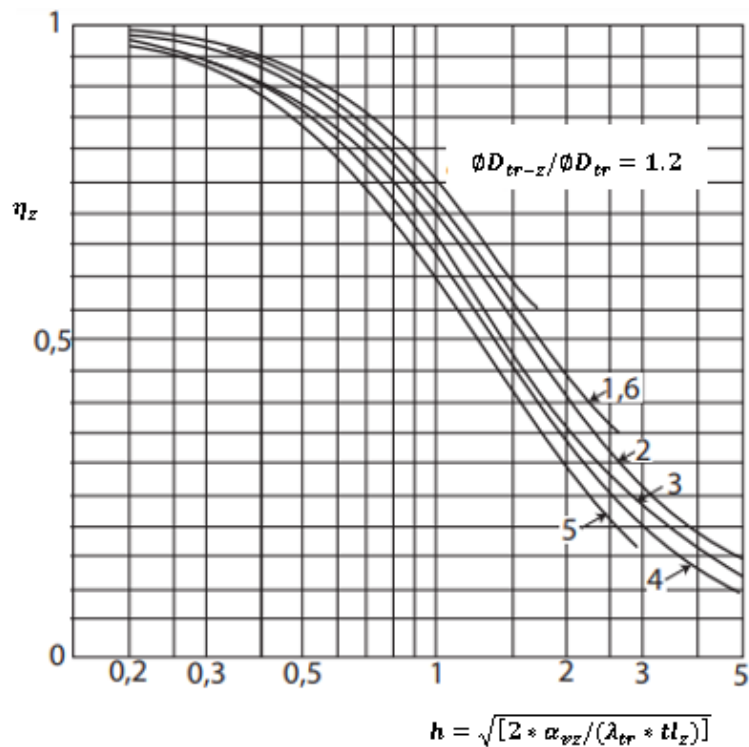
$R_v$  ... součinitel zanášení pro vodu [m<sup>2</sup>K/W]

$\eta_z$  ... účinnost žebra [-]

$\lambda_{tr}$  ... součinitel tepelné vodivosti trubky [W/mK]

$t_{tr}$  ... tloušťka trubky [m]

Účinnost žebrování stanovována graficky z Obr. 4.5. Zavedením účinnosti žebra do vztahu (4.54), se bere v úvahu skutečnost, že teplota po výšce žebra není konstantní.



Obr. 4.5 – Účinnost kruhových radiálních žeber [14]

46) Velikost teplosměnné plochy

$$S_z = \frac{P_{ch}}{k_z * \Delta t_{stř}} = [m^2] \quad (4.55)$$

Kde:

$P_{ch}$  ... tepelný výkon stupně kompresoru (potřebný výkon ke chlazení) [W]

$k_z$  ... součinitel prostupu tepla pro žebrovanou trubku [ $W/m^2K$ ]

$\Delta t_{stř}$  ... střední logaritmický teplotní rozdíl [K]

Pro lepší porovnání velikosti teplosměnných ploch, jsou obě hodnoty  $L_h$  a  $S_z$  převedeny na potřebný počet trubek  $N_{tr}$ .

#### 4.2.4 Tlaková ztráta pro žebrovanou trubku

Při stejných parametrech trubky bude výpočet tlakové ztráty na straně vody stejný, jak pro hladkou trubku, tak pro trubku s žebrováním a to dle 4.30 – 4.32.

#### Tlaková ztráta na straně vzduchu – metoda dle Hewitt [13]

Metoda dle Hewitt je možná aplikovat na typ proudění příčného obtékání svazku žebrovaných trubek.

#### 47) Geometrický parametr

$$\sigma = \frac{S_1 - \varnothing D_{tr} - \frac{2 \cdot h_z \cdot t_l z}{(t_l z + b)}}{S_1} = [-] \quad (4.56)$$

Kde:

$S_1$  ... příčná rozteč trubek [m]

$\varnothing D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky) [m]

$h_z$  ... výška žebra [m]

$t_l z$  ... tloušťka žebra [m]

$b$  ... vzdálenost mezi žebry [m]

#### 48) Korekční koeficienty

$$K_a = 1 + \sigma^2 = [-] \quad (4.57)$$

Kde:

$\sigma$  ... geometrický parametr [-]

#### Pro nízký profil žebrování:

$$K_{f-np} = 4.71 * Re_{vz}^{-0.286} * \left(\frac{h_z}{b}\right)^{0.51} * \left(\frac{S_1 - \varnothing D_{tr}}{S_2 - \varnothing D_{tr}}\right)^{0.536} * \left(\frac{\varnothing D_{tr}}{S_1 - \varnothing D_{tr}}\right)^{0.36} = [-] \quad (4.58)$$

Kde:

$Re_{vz}$  ... Reynoldsovo číslo pro vzduch [-]

$S_1$  ... příčná rozteč trubek [m]

$S_2$  ... podélná rozteč trubek [m]

$\varnothing D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky) [m]

$h_z$  ... výška žebra [m]

$b$  ... vzdálenost mezi žebry [m]

#### Pro vysoký profil žebrování:

$$K_{f-vp} = 4.567 * Re_{vz}^{-0.242} * \left(\frac{S_c}{S_h}\right)^{0.504} * \left(\frac{S_1}{\varnothing D_{tr}}\right)^{-0.376} * \left(\frac{S_2}{\varnothing D_{tr}}\right)^{-0.546} = [-] \quad (4.59)$$

Kde:

$Re_{vz}$  ... Reynoldsovo číslo pro vzduch [–]

$S_c$  ... celková plocha žebrované trubky [ $m^2$ ]

$S_h$  ... plocha hladké trubky [ $m^2$ ]

$S_1$  ... příčná rozteč trubek [ $m$ ]

$\varnothing D_{tr}$  ... charakteristický rozměr (vnější průměr trubky) [ $m$ ]

Profil žebrování se liší pouze ve velikosti žebra  $h_z$ .

49) Tlaková ztráta při příčném obtékání svazku žebrovaných trubek

$$p_{obtok-z} = (K_a + N_{tr} * K_f) * \frac{1}{2} * \rho_{vz} * u_{vz}^2 = [Pa] \quad (4.60)$$

Kde:

$N_{tr}$  ... počet řad trubek [–]

$\rho_{vz}$  ... hustota vzduchu [ $kg/m^3$ ]

$u_{vz}$  ... rychlost proudění vzduchu [ $m/s$ ]

$K_a, K_f$  ... korekční koeficienty [–]

## 5 Optimalizace zapojení výměníku

Na základě zadání diplomové práce, jsem navrhl 9 variant řešení pro zapojení výměníku, které jsem následně porovnal v určitých parametrech. V následujících kapitolách 5.1 – 5.3 jsem uvedl přehled všech svých variant, kde jsou předloženy parametry kompresoru a zapojení výměníků tepla, pro splnění daného účelu. Je třeba podotknout, že variant zapojení a návrhů kompresorů je nesčetné množství a toto je pouze část řešení. Ukázka výpočtu Varianta 1 je uvedena v Příloha č.1.

### 5.1 Funkce turbokompresoru s maximální účinností

Pro tuto možnost jsem počítal s maximálním vychlazením vzduchu za stupněm, a tím tak přiblížení se k ideálnímu ději izotermické komprese. Teplotní spád vody při průchodu výměníkem je  $\Delta t_v = 5^\circ C$ , kdy teplota vstupní vody je  $t_{v1} = 20^\circ C$  a je uvažována pro každý chladič vždy stejná.

## Varianta 1

V této variantě řadím výměníky tepla (chladiče vzduchu) za 3.a 6. stupněm kompresoru a za posledním 7. stupněm, dochlazovač vzduchu. Veškeré potřebné parametry kompresoru jsou uvedeny v Tab. 5.1.

	Vstupní teplota $t_1$	Výstupní teplota $t_2$	Vstupní tlak $p_1$	Výstupní tlak $p_2$	Kompresní poměr $\varepsilon$	Chladicí výkon $P_{CH}$
<b>Jednotka</b>	[°C]	[°C]	[Pa]	[Pa]	[-]	[kW]
<b>1.stupeň</b>	20	77	93800	174468	1.86	0
<b>2.stupeň</b>	76	141	174468	317532	1.82	0
<b>3.stupeň</b>	140	212	317532	558856	1.76	4175
<b>4.stupeň</b>	30	80	543856	924555	1.7	0
<b>5.stupeň</b>	79	135	924555	1553252	1.68	0
<b>6.stupeň</b>	134	196	1553252	2547334	1.64	3738
<b>7.stupeň</b>	30	74	2532334	4051734	1.6	977
<b>Za dochlazovačem</b>		30		4036734		

Tab. 5.1 – Parametry kompresoru – varianta 1

Tlakovou ztrátu vzduchu při průchodu chladičem zde uvažuji  $\Delta p_{chladič} = 15\,000\text{Pa}(a)$ . Ačkoliv má každý chladič jinou tlakovou ztrátu, tuto hodnotu uvažuji ve výsledku jako konstantní a počítám s ní za každým chlazeným stupněm.

## Varianta 2

V této variantě jsou chladiče vzduchu zapojeny za 2.,4. a 6. stupněm a za posledním stupněm dochlazovač. V Tab. 5.2 jsou shrnuty potřebné parametry kompresoru.

	Vstupní teplota $t_1$	Výstupní teplota $t_2$	Vstupní tlak $p_1$	Výstupní tlak $p_2$	Kompresní poměr $\epsilon$	Chladicí výkon $P_{CH}$
<b>Jednotka</b>	[°C]	[°C]	[Pa]	[Pa]	[-]	[kW]
<b>1.stupeň</b>	20	79	93800	178220	1.9	0
<b>2.stupeň</b>	78	144	178220	324360	1.82	2611
<b>3.stupeň</b>	30	84	304360	541762	1.78	0
<b>4.stupeň</b>	83	144	541762	942665	1.74	2597
<b>5.stupeň</b>	30	78	922665	1550077	1.68	0
<b>6.stupeň</b>	77	130	1550077	2542127	1.64	2258
<b>7.stupeň</b>	30	74	2522127	4035403	1.6	977
<b>Za dochlazovačem</b>		30		4015403		

Tab. 5.2 – Parametry kompresoru – varianta 2

Tlakovou ztrátu vzduchu při průchodu chladičem zde uvažuji  $\Delta p_{chladič} = 20\,000\text{Pa}(a)$ .



### Varianta 3

V poslední variantě práce kompresoru s maximální účinností, jsem navrhl zapojení chladičů vzduchu za každým stupněm komprese. Parametry kompresoru jsou uvedeny v Tab. 5.3.

	Vstupní teplota $t_1$	Výstupní teplota $t_2$	Vstupní tlak $p_1$	Výstupní tlak $p_2$	Kompresní poměr $\epsilon$	Chladicí výkon $P_{CH}$
<b>Jednotka</b>	[°C]	[°C]	[Pa]	[Pa]	[-]	[kW]
<b>1.stupeň</b>	20	79	93800	178220	1.9	1133
<b>2.stupeň</b>	30	89	158220	294289	1.86	1353
<b>3.stupeň</b>	30	87	274289	499206	1.82	1295
<b>4.stupeň</b>	30	85	479206	862571	1.8	1262
<b>5.stupeň</b>	30	82	842571	1466074	1.74	1178
<b>6.stupeň</b>	30	80	1446074	2458326	1.7	1119
<b>7.stupeň</b>	30	77	2438326	4023238	1.65	1046
<b>Za dochlazovačem</b>		30		4003238		

Tab. 5.3 – Parametry kompresoru – varianta 3

Tlakovou ztrátu vzduchu při průchodu chladičem zde uvažuji  $\Delta p_{chladič} = 20\,000\text{Pa}(a)$ .

## 5.2 Požadovaná teplota výstupní vody 140 °C

V následujících třech variantách, jsem navrhl kompresory pro odpovídající požadovanou výstupní teplotu vody  $t_{výstup} = 140^{\circ}\text{C}$ . Zapojení chladičů a dochlazovače za určitými stupni využívám z předešlých variant pro vhodné porovnání výsledků. Z důvodu vysoké teploty vody na výstupu, musí být voda dopravována pod požadovaným tlakem  $p_{min} = 3.7\text{bar}$ , aby nedocházelo k varu a odpařování v potrubí.

### Varianta 4

Zapojení výměníků odpovídá variantě 1. Teplotní spád vody je v této variantě  $\Delta t_v = 40^{\circ}\text{C}$ . Parametry kompresoru jsou shrnuty v Tab. 5.4.

	Vstupní teplota $t_1$	Výstupní teplota $t_2$	Vstupní tlak $p_1$	Výstupní tlak $p_2$	Kompresní poměr $\epsilon$	Chladicí výkon $P_{CH}$
<b>Jednotka</b>	[°C]	[°C]	[Pa]	[Pa]	[-]	[kW]
<b>1.stupeň</b>	20	76	93800	173530	1.85	0
<b>2.stupeň</b>	75	139	173530	312354	1.8	0
<b>3.stupeň</b>	138	210	312354	549743	1.76	2977
<b>4.stupeň</b>	80	138	539743	917563	1.7	0
<b>5.stupeň</b>	137	203	917563	1541506	1.68	0
<b>6.stupeň</b>	202	274	1541506	2528070	1.64	3024
<b>7.stupeň</b>	140	199	2518070	4028912	1.6	659
<b>Za dochlazovačem</b>		170		4018912		

Tab. 5.4 – Parametry kompresoru – varianta 4

Tlakovou ztrátu vzduchu při průchodu chladičem zde uvažuji  $\Delta p_{chladič} = 10\,000\text{Pa}(a)$ .

## Varianta 5

Zapojení chladičů dle varianty 2. Teplotní spád vody je  $\Delta t_v = 30^\circ\text{C}$ . Parametry kompresoru jsou uvedeny v Tab. 5.5.

	Vstupní teplota $t_1$	Výstupní teplota $t_2$	Vstupní tlak $p_1$	Výstupní tlak $p_2$	Kompresní poměr $\varepsilon$	Chladicí výkon $P_{\text{CH}}$
<b>Jednotka</b>	[°C]	[°C]	[Pa]	[Pa]	[-]	[kW]
<b>1.stupeň</b>	20	78	93800	176344	1.88	0
<b>2.stupeň</b>	77	142	176344	320946	1.82	1894
<b>3.stupeň</b>	60	120	310946	553484	1.78	0
<b>4.stupeň</b>	119	185	553484	951993	1.72	1929
<b>5.stupeň</b>	100	160	941993	1582547	1.68	0
<b>6.stupeň</b>	159	225	1582547	2595378	1.64	1907
<b>7.stupeň</b>	140	199	2585378	4136604	1.6	883
<b>Za dochlazovačem</b>		160		4126604		

Tab 5.5 – Parametry kompresoru – varianta 5

Tlakovou ztrátu vzduchu při průchodu chladičem zde uvažuji  $\Delta p_{\text{chladič}} = 10\,000\text{Pa}(a)$ .

## Varianta 6

Zapojení chladičů dle varianty 3 tj. za každým stupněm komprese. Teplotní spád vody je  $\Delta t_v = 18^\circ\text{C}$  s tím, že pro dosažení exaktní hodnoty výstupní teploty vody  $t_{v\text{výstup}} = 140^\circ\text{C}$ , je na dochlazovači teplotní spád vody pouze  $\Delta t_v = 12^\circ\text{C}$ . Parametry kompresoru jsou uvedeny v Tab. 5.6.

	Vstupní teplota $t_1$	Výstupní teplota $t_2$	Vstupní tlak $p_1$	Výstupní tlak $p_2$	Kompresní poměr $\varepsilon$	Chladicí výkon $P_{\text{CH}}$
<b>Jednotka</b>	[°C]	[°C]	[Pa]	[Pa]	[-]	[kW]
<b>1.stupeň</b>	20	82	93800	182910	1.95	1078
<b>2.stupeň</b>	35	97	167910	319029	1.9	1036
<b>3.stupeň</b>	52	111	304029	547252	1.8	972
<b>4.stupeň</b>	69	128	532252	931441	1.75	964
<b>5.stupeň</b>	86	145	916441	1557950	1.7	947
<b>6.stupeň</b>	103	161	1542950	2545868	1.65	921
<b>7.stupeň</b>	120	177	2530868	4049389	1.6	819
<b>Za dochlazovačem</b>		140		4034389		

Tab. 5.6 – Parametry kompresoru – varianta 6

Tlakovou ztrátu vzduchu při průchodu chladičem zde uvažují  $\Delta p_{\text{chladič}} = 15\,000\text{Pa}(a)$ .

### 5.3 Požadovaná teplota výstupní vody 160 °C

Poslední tři varianty jsou opět obdobné jako předchozí s tím, že požadovaná teplota výstupní vody je tentokrát  $t_{výstup} = 160^{\circ}\text{C}$ . Aby zde nedocházelo k varu a odpařování v potrubí, musí být voda dopravována pod minimálním tlakem  $p_{min} = 6.2\text{bar}$ .

#### Varianta 7

Zapojení výměníků tepla je opět jako v případě varianty 1 a 4. Teplotní spád vody je  $\Delta t_v = 50^{\circ}\text{C}$ . Teplotní spád vody na dochlazovači je  $\Delta t_v = 40^{\circ}\text{C}$ . Parametry kompresoru jsou uvedeny v Tab. 5.7.

	Vstupní teplota $t_1$	Výstupní teplota $t_2$	Vstupní tlak $p_1$	Výstupní tlak $p_2$	Kompresní poměr $\epsilon$	Chladicí výkon $P_{CH}$
<b>Jednotka</b>	[°C]	[°C]	[Pa]	[Pa]	[-]	[kW]
<b>1.stupeň</b>	20	78	93800	176344	1.88	0
<b>2.stupeň</b>	77	141	176344	317419	1.8	0
<b>3.stupeň</b>	140	211	317419	552309	1.74	2994
<b>4.stupeň</b>	80	138	542309	921926	1.7	0
<b>5.stupeň</b>	137	203	921926	1548836	1.68	0
<b>6.stupeň</b>	202	274	1548836	2540090	1.64	2911
<b>7.stupeň</b>	145	205	2530090	4048145	1.6	1012
<b>Za dochlazovačem</b>		160		4038145		

Tab. 5.7 – Parametry kompresoru – varianta 7

Tlakovou ztrátu vzduchu při průchodu chladičem zde uvažují  $\Delta p_{chladič} = 10\,000\text{Pa}(a)$ .

## Varianta 8

Varianta zahrnuje zapojení chladičů za 2., 4. a 6. stupněm a dochlazovač vzduchu. Teplotní spád vody je  $\Delta t_v = 35^\circ\text{C}$ . Parametry kompresoru jsou shrnuty v Tab. 5.8.

	Vstupní teplota $t_1$	Výstupní teplota $t_2$	Vstupní tlak $p_1$	Výstupní tlak $p_2$	Kompresní poměr $\varepsilon$	Chladicí výkon $P_{\text{CH}}$
<b>Jednotka</b>	[°C]	[°C]	[Pa]	[Pa]	[-]	[kW]
<b>1.stupeň</b>	20	78	93800	176344	1.88	0
<b>2.stupeň</b>	77	141	176344	317419	1.8	1979
<b>3.stupeň</b>	55	113	307419	541058	1.76	0
<b>4.stupeň</b>	112	177	541058	930619	1.72	1857
<b>5.stupeň</b>	95	154	920619	1546641	1.68	0
<b>6.stupeň</b>	153	218	1546641	2536491	1.64	1864
<b>7.stupeň</b>	135	194	2526491	4042385	1.6	979
<b>Za dochlazovačem</b>		150		4032385		

Tab. 5.8 – Parametry kompresoru – varianta 8

Tlakovou ztrátu vzduchu při průchodu chladičem zde uvažuji  $\Delta p_{\text{chladič}} = 10\,000\text{Pa}(a)$ .

## Varianta 9

Poslední variantou je zapojení chladičů za každým stupněm komprese a dochlazovač vzduchu tak, aby bylo dosaženo výstupní teploty vody  $t_{výstup} = 160^{\circ}\text{C}$ . Teplotní spád vody je  $\Delta t_p = 20^{\circ}\text{C}$ . Parametry kompresoru jsou shrnuty v Tab. 5.9.

	Vstupní teplota $t_1$	Výstupní teplota $t_2$	Vstupní tlak $p_1$	Výstupní tlak $p_2$	Kompresní poměr $\varepsilon$	Chladicí výkon $P_{CH}$
<b>Jednotka</b>	[°C]	[°C]	[Pa]	[Pa]	[-]	[kW]
<b>1.stupeň</b>	20	84	93800	187600	2	1137
<b>2.stupeň</b>	35	94	172600	319310	1.85	971
<b>3.stupeň</b>	52	111	304310	547758	1.8	903
<b>4.stupeň</b>	72	132	532758	932327	1.75	953
<b>5.stupeň</b>	90	149	917327	1559455	1.7	894
<b>6.stupeň</b>	110	169	1544455	2548351	1.65	878
<b>7.stupeň</b>	130	188	2533351	4053361	1.6	851
<b>Za dochlazovačem</b>		150		4038361		

Tab. 5.9 – Parametry kompresoru – varianta 9

Tlakovou ztrátu vzduchu při průchodu chladičem zde uvažuji  $\Delta p_{chladič} = 15\,000\text{Pa}(a)$ .

## 5.4 Zhodnocení výsledků

Pro každou variantu řešení, jsem vypočítal všechny výměníky tepla zvlášť, kde jsem měnil termodynamické parametry (hustota, dynamická viskozita, kinematická viskozita, tepelná vodivost a Prandtlovo kritérium) obou médií v závislosti na jeho střední teplotě a tlaku tzn.  $\rho_v = f(t_{stř}, p)$ ,  $\eta_v = f(t_{stř}, p)$ ,  $\lambda_v = f(t_{stř})$ ,  $Pr_v = f(t_{stř}, p)$ ,  $\nu_{vz} = f(t_{stř}, p)$ ,  $\lambda_{vz} = f(t_{stř})$ . Prandtlovo kritérium pro vzduch je v mé oblasti změny střední teploty konstantní a jeho hodnota je  $Pr_{vz} = 0.71$ . Termodynamické parametry vody jsem zjistil pomocí programu Xsteam\_Excel\_v2.6 viz. Příloha 2. Termodynamické vlastnosti vzduchu jsem zjistil pomocí programu Výpočet měrné hmotnosti a kinematické viskozity vzduchu viz. Příloha 3. a dle literatury [17].

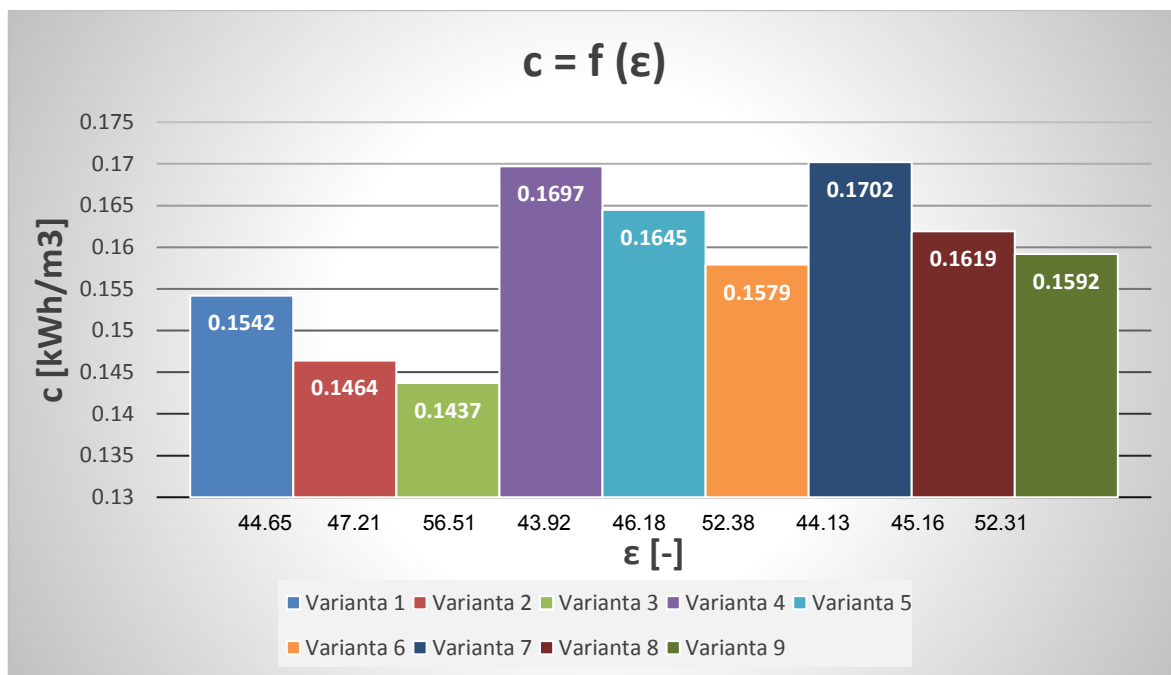
### 5.4.1 Příkon, měrná spotřeba energie, kompresní poměr

V této kapitole je znázorněno, jak počet a možnost zapojení výměníků tepla, ovlivní celkové energetické parametry kompresoru. Veškeré hodnoty jsou uvedeny v Tab. 5.10.

	<b>Celkový mechanický příkon kompresoru</b>	<b>Celková měrná spotřeba energie kompresoru</b>	<b>Kompresní poměr</b>
<b>Jednotka</b>	[kW]	[kWh/m <sup>3</sup> ]	[-]
<b>Varianta 1</b>	11543	0.1542	44.65
<b>Varianta 2</b>	10957	0.1464	47.21
<b>Varianta 3</b>	10756	0.1437	56.51
<b>Varianta 4</b>	12702	0.1697	43.92
<b>Varianta 5</b>	12317	0.1645	46.18
<b>Varianta 6</b>	11818	0.1579	52.38
<b>Varianta 7</b>	12744	0.1702	44.13
<b>Varianta 8</b>	12116	0.1619	45.16
<b>Varianta 9</b>	11915	0.1592	52.31

Tab. 5.10 – Energetické parametry kompresorů





Graf 5.1 – Celková měrná spotřeba energie v závislosti na celkovém kompresním poměru

Z výsledných hodnot můžeme říci, že nejvýhodnější variantou, co se týče měrné spotřeby energie, je Varianta 3, tedy zapojení výměníku tepla za všemi stupni kompresoru. Kompresor pracuje s maximální účinností tedy, snaha o přiblížení k izotermické kompresi. Teplotní spád vody je  $\Delta t_v = 5^\circ\text{C}$ .

#### 5.4.2 Celková plocha výměníků

V této kapitole porovnávám potřebnou délku trubky k dosažení daného prostupu tepla při určité variantě zapojení. Pro lepší porovnání potřebné teplosměnné plochy, jsem si vytvořil žebrovanou trubku o délce jednoho metru na základě znalosti její plochy. Celkovou plochu žebrování k odvedení potřebného množství tepla, pak dělím plochou jedné trubky a vyjde mi počet trubek, tedy počet metrů žebrované trubky viz. vzorce (5.1 – 5.2). Je třeba brát v potaz, že délka trubky jeden metr slouží pouze k lepšímu porovnání výsledků. Reálná délka trubky pak může být naprosto rozdílná, avšak je potřeba uvažovat s rozdílnou tlakovou ztrátou.

Délka jedné trubky:

$$L_{z-1} = (n * tl_z) + ((n - 1) * b) + k = [m] \quad (5.1)$$

Kde:

$n$  ... počet žeber [-]

$tl_z$  ... tloušťka žebra [m]

$b$  ... vzdálenost mezi žebry [m]

$k$  ... koeficient pro hladký konec trubky (případné uložení)[m], volím 0.2m

Délka potřebné žebrované trubky:

$$L_{z-c} = \frac{S_z}{S_c} = Ntr_z = [m] [-] \quad (5.2)$$

Kde:

$S_z$  ... velikost teplosměnné plochy žebrování [m<sup>2</sup>]

$S_c$  ... plocha žebrované trubky o délce jednoho metru [m<sup>2</sup>]

Veškeré hodnoty velikosti teplosměnných ploch daných výměníků jsou uvedeny v Tab. 5.11 – 5.13.

Hladká trubka	V.1	V.2	V.3	V.4	V.5	V.6	V.7	V.8	V.9
	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]	[m]
<b>Výměník 1</b>			2857			2469			2536
<b>Výměník 2</b>		2861	2336		1206	1908		1589	2101
<b>Výměník 3</b>	2504		1735	1047		1431	1081		1540
<b>Výměník 4</b>		1655	1305		696	1199		813	1369
<b>Výměník 5</b>			993			953			1041
<b>Výměník 6</b>	1181	1022	769	431	386	789	450	483	826
<b>Dochlazovač</b>	580	595	617	138	221	513	307	453	670
<b>Celková délka trubky [m]</b>	4265	6133	10612	1616	2509	9262	1838	3338	10083

Tab. 5.11 - Velikost teplosměnné plochy – hladká trubka

Žebrovaná trubka - nízký profil	V.1	V.2	V.3	V.4	V.5	V.6	V.7	V.8	V.9
	[m <sup>2</sup> ] / [m]	[m <sup>2</sup> ] / [m]	[m <sup>2</sup> ] / [m]	[m <sup>2</sup> ] / [m]	[m <sup>2</sup> ] / [m]	[m <sup>2</sup> ] / [m]	[m <sup>2</sup> ] / [m]	[m <sup>2</sup> ] / [m]	[m <sup>2</sup> ] / [m]
Výměník 1			536/ 2310			461/ 1985			473/ 2037
Výměník 2		539/ 2322	436/ 1879		230/ 990	350/ 1509		296/ 1275	384/ 1656
Výměník 3	480/ 2068		326/ 1405	198/ 853		253/ 1091	204/ 877		281/ 1209
Výměník 4		322/ 1389	251/ 1082		131/ 563	219/ 944		152/ 653	250/ 1077
Výměník 5			199/ 857			178/ 768			194/ 835
Výměník 6	253/ 1091	217/ 934	163/ 703	160/ 367	76/ 326	152/ 654	89/ 382	94/ 403	158/ 680
Dochlazovač	132/ 569	134/ 578	139/ 599	28/ 121	45/ 192	102/ 440	63/ 269	91/ 390	133/ 572
<b>Celková plocha [m<sup>2</sup>] / [m]</b>	865/ 3728	1212/ 5223	2050/ 8835	386/ 1341	482/ 2071	1715/ 7391	356/ 1528	633/ 2721	1873/ 8066

Tab. 5.12 – Velikost teplosměnné plochy – žebrovaná trubka s nízkým profilem žebrování

Žebrovaná trubka – vysoký profil	V.1 [m <sup>2</sup> ] / [m]	V.2 [m <sup>2</sup> ] / [m]	V.3 [m <sup>2</sup> ] / [m]	V.4 [m <sup>2</sup> ] / [m]	V.5 [m <sup>2</sup> ] / [m]	V.6 [m <sup>2</sup> ] / [m]	V.7 [m <sup>2</sup> ] / [m]	V.8 [m <sup>2</sup> ] / [m]	V.9 [m <sup>2</sup> ] / [m]
Výměník 1			933/ 2140			805/ 1847			828/ 1898
Výměník 2		957/ 2196	775/ 1778		410/ 939	624/ 1430		526/ 1207	685/ 1571
Výměník 3	868/ 1990		592/ 1357	358/ 821		458/ 1051	368/ 843		508/ 1165
Výměník 4		595/ 1365	465/ 1066		240/ 550	403/ 924		278/ 638	459/ 1054
Výměník 5			373/ 855			332/ 762			361/ 827
Výměník 6	253/ 1091	409/ 939	309/ 708	160/ 367	142/ 325	286/ 656	166/ 381	175/ 402	297/ 680
Dochlazovač	252/ 578	256/ 587	265/ 607	53/ 121	84/ 193	193/ 444	118/ 272	172/ 393	251/ 576
<b>Celková plocha [m<sup>2</sup>] / [m]</b>	1373/ 3659	2217/ 5087	3712/ 8511	571/ 1309	876/ 2007	3101/ 7114	652/ 1496	1151/ 2640	3289/ 7771

Tab 5.13 – Velikost teplosměnné plochy – žebrovaná trubka s vysokým profilem žebrování

Z úsudku lze říci, že žebrovaná trubka s vysokým profilem bude mít největší teplosměnnou plochu na jednotku jednoho metru. Z výsledných hodnot můžeme tento úsudek potvrdit, jelikož nejkratší délku trubky, budeme potřebovat u varianty 4 trubky žebrované s vysokým profilem žebrování. Je třeba ale podotknout, že tato trubka bude mít největší odpor, tudíž největší tlakovou ztrátu za chlazeným stupněm kompresoru viz. kapitola 5.4.3.

### 5.4.3 Tlaková ztráta

Při výpočtu tlakové ztráty jsem se zaměřil zejména na tlakovou ztrátu na straně vzduchu, jelikož využívám trubku o stejném vnitřním průměru pro všechny varianty  $\varnothing d_{tr} = 0.012m$ . Hodnota tlakové ztráty na straně vody se pohybuje mezi  $4,5 \div 5,5kPa$  pro výměník a její velikost závisí především na hustotě  $\rho_v$ , rychlosti proudění  $v_v$  a hodnotě součinitele tření  $\lambda = f(k/d)$ . Rychlost proudění vody a součinitel tření považuji ve všech variantách konstantní  $v_v = 2 m/s$ ,  $\lambda = 0.03033$  tzn., že velikost tlakové ztráty v tomto případě je funkcí hustoty  $\Delta p_{vody} = f(\rho_v)$ . Při návrhu kompresoru uvažuji tlakovou ztrátu na straně vzduchu  $\Delta p_{chladič}$  vždy pro parametry hladké trubky a pro třípásovou verzi tzn., že hodnoty proudění skrz jeden metr délky, je vynásoben třemi (tlakovou ztrátu změnou směru zanedbávám). Pro překonání tlakové ztráty žebrované trubky s nízkým či vysokým profilem by bylo zapotřebí iteračně přepočíst a navrhnout kompresor s jinými (vyššími) parametry. Hodnoty tlakových ztrát pro dané varianty jsou uvedeny v Tab. 5.14 – 5.16.

Hladká trubka	V.1	V.2	V.3	V.4	V.5	V.6	V.7	V.8	V.9
	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]	[kPa]
<b>Výměník 1</b>			22.6			22.6			23.2
<b>Výměník 2</b>		22.3	16.3		11.1	15.5		14.7	17.1
<b>Výměník 3</b>	14.9		10.5	8		10.3	8.1		11.2
<b>Výměník 4</b>		9.7	6.8		5.1	7.6		6	9
<b>Výměník 5</b>			4.5			5.4			6
<b>Výměník 6</b>	4.6	4.6	3	2.4	2.3	4	2.5	2.9	4.3
<b>Dochlazovač</b>	3.2	2.2	2.1	0.7	1.2	2.4	4.7	2.3	3.2
<b>Celková tlaková ztráta [kPa]</b>	22.7	38.8	65.8	11.1	19.7	67.8	15.3	25.9	74
<b>Uvažovaná tlaková ztráta [kPa]</b>	45	80	140	30	40	105	30	40	105

Tab. 5.14 – Tlakové ztráta na straně vzduchu – hladká trubka

<b>Žebrovaná trubka – nízký profil</b>	<b>V.1 [kPa]</b>	<b>V.2 [kPa]</b>	<b>V.3 [kPa]</b>	<b>V.4 [kPa]</b>	<b>V.5 [kPa]</b>	<b>V.6 [kPa]</b>	<b>V.7 [kPa]</b>	<b>V.8 [kPa]</b>	<b>V.9 [kPa]</b>
<b>Výměník 1</b>			54.1			54.1			55.6
<b>Výměník 2</b>		53.3	39.1		28.7	37		36.3	40.6
<b>Výměník 3</b>	36.5		26	21		24.6	21.2		27.2
<b>Výměník 4</b>		25	18		14.5	19.3		16.4	22.1
<b>Výměník 5</b>			13			14.8			16.2
<b>Výměník 6</b>	13.9	18.3	9.9	8.5	8.5	11.9	8.7	9.8	12.6
<b>Dochlazovač</b>	10.4	8.6	8	4.5	6	8.4	6.4	8.7	10.2
<b>Celková tlaková ztráta [kPa]</b>	60.8	105.2	168.1	34	57.7	170.1	36.3	71.2	184.5
<b>Uvažovaná tlaková ztráta [kPa]</b>	45	80	140	30	40	105	30	40	105

*Tab. 5.15 – Tlaková ztráta na straně vzduchu – žebrovaná trubka s nízkým profilem žebrování*

Žebrovaná trubka – nízký profil	V.1 [kPa]	V.2 [kPa]	V.3 [kPa]	V.4 [kPa]	V.5 [kPa]	V.6 [kPa]	V.7 [kPa]	V.8 [kPa]	V.9 [kPa]
Výměník 1			66.4			66.4			68.4
Výměník 2		66.5	48.7		35.3	46.1		44.9	50.7
Výměník 3	46.3		32.8	26		30.9	26.4		34.2
Výměník 4		32.2	23		18	24.5		20.4	28.1
Výměník 5			16.7			18.8			20.7
Výměník 6	18.2	18.3	12.7	10.4	10.3	15.1	10.6	12	16
Dochlazovač	13.8	11	10.2	5	6.9	10.4	7.6	10.8	13
Celková tlaková ztráta [kPa]	78.3	128	210.5	41.4	70.5	212.2	44.6	88.1	231.1
Uvažovaná tlaková ztráta [kPa]	45	80	140	30	40	105	30	40	105

Tab. 5.16 – Tlaková ztráta na straně vzduchu – žebrovaná trubka s vysokým profilem žebrování

Z vypočtených hodnot lze vidět, že pro žebrovanou trubku s nízkým či vysokým profilem, je potřeba uvažovat tlakovou ztrátu za výměníkem tepla ( $\Delta p_{chladič}$ ), mnohonásobně vyšší. Energetické parametry kompresoru (mechanický příkon, měrná spotřeba energie) by poté, z důvodu změny dimenzace kompresoru, taktéž vzrostly. Z pohledu celkové tlakové ztráty vzduchu jde vidět, že nejlépe vychází varianta zapojení 4 pro hladkou trubku. Z hodnot lze také vidět, že parametry kompresoru pro výměníky s hladkou trubkou, jsou lehce předdimenzovány a to z důvodu nezahrnutí tlakových ztrát v distributorech, či ztráty třením v potrubí při proudění mezi stupni.

Zhodnocením veškerých výsledků výpočtu je potřeba říci, že nelze jednoznačně stanovit, která varianta zapojení je nejlepší. Každá varianta má své pro a proti např. trubka žebrovaná je dražší, hůře se čistí od zanášení a má vyšší tlakovou ztrátu avšak její

teplosměnná plocha zabere méně prostoru. Naproti trubka hladká je levnější, má mnohem menší tlakovou ztrátu ale je zapotřebí větší teplosměnné plochy, tedy většího prostoru. Pro návrh kompresoru a zapojení chladičů v energetické centrále, jak je zmíněno v zadání této diplomové práce, bych volil výměníky tepla s trubkou hladkou, z důvodu možnosti využití většího okolního prostoru a zejména z důvodu menší celkové měrné spotřeby energie kompresoru.

#### 5.4.4 Hmotnostní průtok vody

Z důvodu možnosti využití chladicí vody pro další účely v energetické centrále (varianta 4 - 9) a ne pouze pro účely chlazení, uvádím v Tab. 5.17 hmotnostní průtoky vody danými výměníky tepla.

	V.1	V.2	V.3	V.4	V.5	V.6	V.7	V.8	V.9
Potřebný hmotnostní tok vody výměník 1 [kg/s]			57			14.3			13.6
Potřebný hmotnostní tok vody výměník 2 [kg/s]		131.4	68.1		15.1	13.8		13.5	11.6
Potřebný hmotnostní tok vody výměník 3 [kg/s]	210.2		65.2	17.8		12.9	14.3		10.8
Potřebný hmotnostní tok vody výměník 4 [kg/s]		130.8	63.5		15.4	12.8		12.7	11.4
Potřebný hmotnostní tok vody výměník 5 [kg/s]			59.3			12.6			10.7
Potřebný hmotnostní tok vody výměník 6 [kg/s]	188.2	113.7	56.3	18.1	15.2	12.2	13.9	12.7	10.5
Potřebný hmotnostní tok vody v dochlazovači [kg/s]	49.2	49.2	52.7	4	7.1	10.9	4.9	6.7	10.2
Celkový hmotnostní tok vody [kg/s]	447.6	425.1	422.1						

Tab. 5.17 – Hmotnostní průtoky vody

Varianta 1 – 3 využívá zapojení chladičů a dochlazovače nezávisle na sobě. Varianty 4 – 9, využívají zapojení chladičů za sebou, z důvodu požadované vysoké výstupní teploty

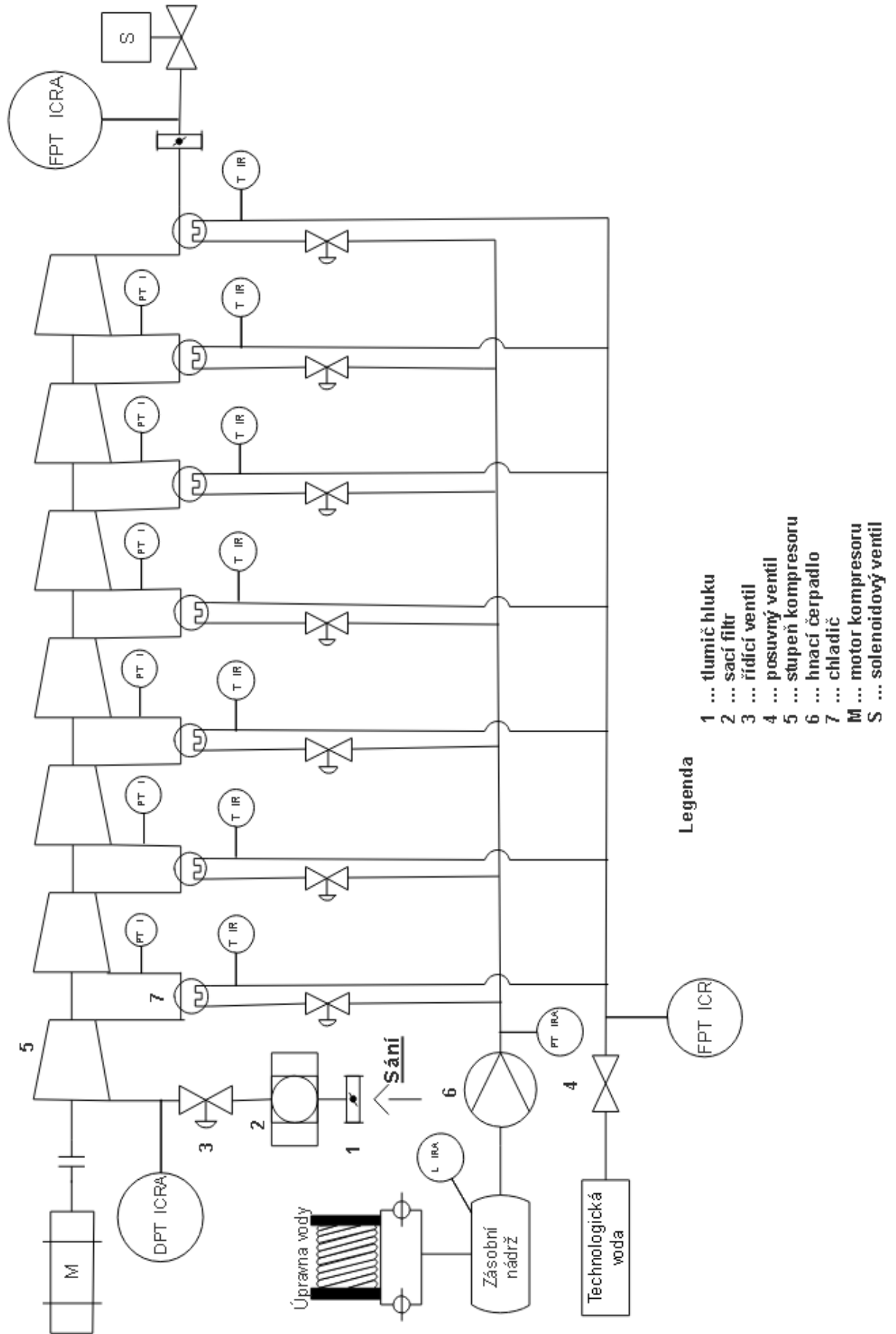


vody  $t_{výstup} = 140^{\circ}\text{C}$  a  $t_{výstup} = 160^{\circ}\text{C}$ . Jak je vidět z Tab. 5.17 v těchto variantách je výstupní voda z výměníku 1 vstupní vodou do výměníku 2 atd. Je dobré navrhnout kompresor tak, aby největší průtok chladicího média procházel výměníkem 1 a dále ubýval, jak se v některých variantách povedlo. Není to samozřejmě podmínkou, vždy ale musíme zajistit dostatečný průtok chladicího média, abychom uchlادili největší výměník. Schéma zapojení jsou znázorněny v kapitole 6. Dále je zde třeba podotknout, že na základě hmotnostního průtoky vody, dimenzujeme velikost zdroje vody (akumulační nádrž) a výkonnost hnacího čerpadla.

## 6 Schéma zapojení výměníků tepla

V této kapitole jsou znázorněny schémata pro zapojení výměníků tepla pracujících nezávisle na sobě a pro zapojení výměníků tepla pracujících za sebou využívajících stejný hmotnostní průtok chladicí vody k dosažení požadované výstupní teploty vody  $t_{výstup} = 140^{\circ}\text{C}$  a  $t_{výstup} = 160^{\circ}\text{C}$ . Obě tyto varianty jsou navrženy a znázorněny pro chladiče za všemi stupni. Ostatní varianty jsou obdobné s použitím chladičů za určitými stupni. Schémata jsou zobrazeny na Obr. 6.1 a 6.2.

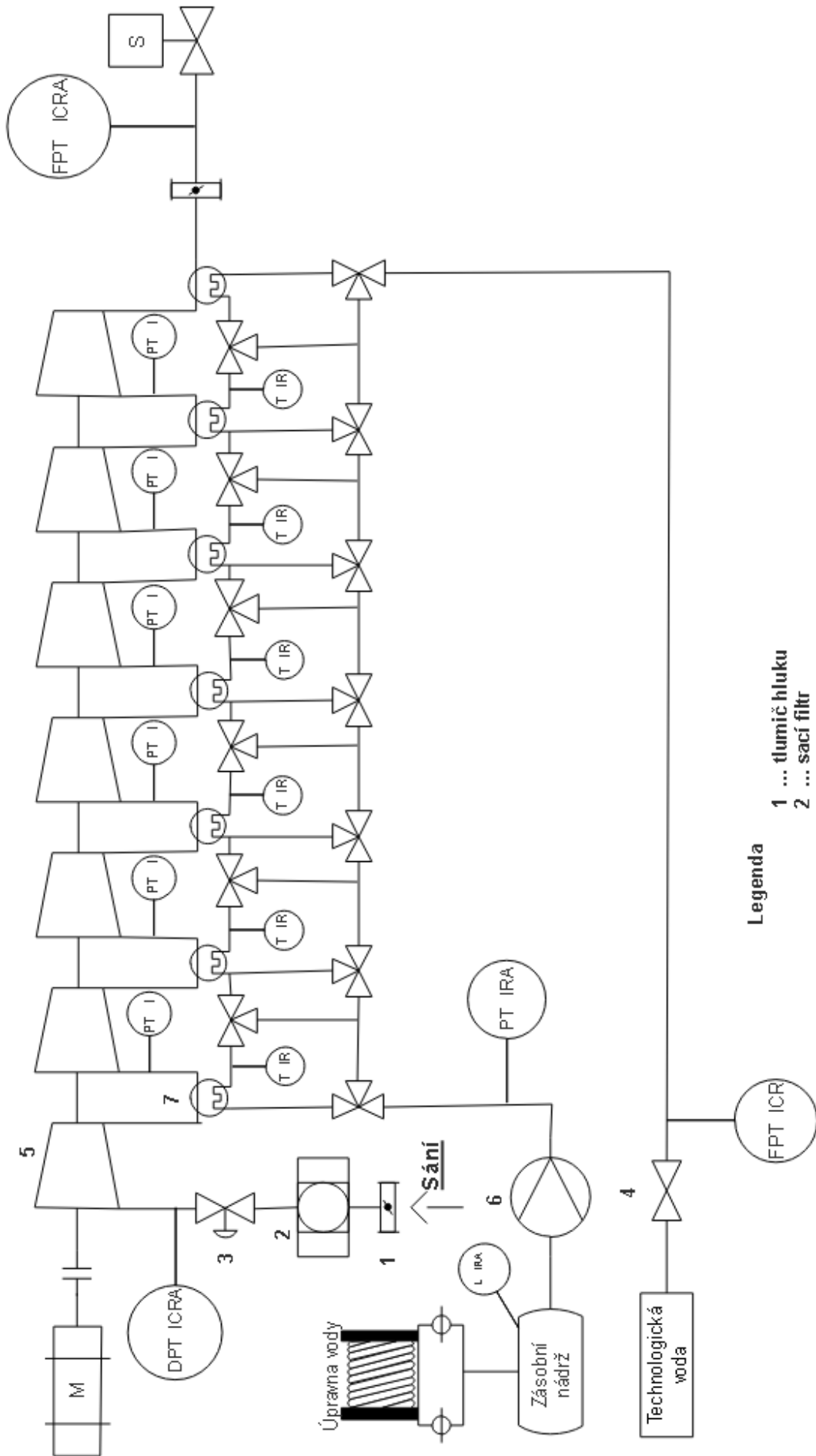
Obr. 6.1 – Schéma zapojení výměníků tepla pracujících nezávisle na sobě



Legenda

- 1 ... tlumič hluku
- 2 ... sací filtr
- 3 ... řídicí ventil
- 4 ... posuvný ventil
- 5 ... stupeň kompresoru
- 6 ... hnací čerpadlo
- 7 ... chladič
- M ... motor kompresoru
- S ... solenoidový ventil

Obr. 6.2 – Schéma zapojení výměníků tepla pracujících za sebou



Legenda

- 1 ... tlumič hluku
- 2 ... sací filtr
- 3 ... řídicí ventil
- 4 ... posuvný ventil
- 5 ... stupeň kompresoru
- 6 ... hnací čerpadlo
- 7 ... chladič
- M ... motor kompresoru
- S ... solenoidový ventil

## 7 Závěr

Cílem mé diplomové práce bylo zpracovat návrh kompresoru pro energetickou centrálu a optimální zapojení chladičů vzduchu k tomuto navrženému kompresoru.

V první části práce (teoretické) se zabývám výběrem typu kompresoru pro dané použití a jeho popisem, způsoby komprese vzduchu a nakonec akumulací energie, jejím popisem a rozdělením.

V praktické části jsem se nejprve zabýval návrhem a výpočtem radiálního turbokompresoru k čemuž jsem navrhl 9 variant zapojení chladičů vzduchu. Pro všechny tyto varianty, jsem navrhl sedmistupňový radiální turbokompresor avšak s rozdílnými parametry. Poté jsem provedl návrh a výpočet potřebné velikosti délky teplosměnné plochy hladké trubky, žebrované trubky s nízkým profilem žebrování a žebrované trubky s vysokým profilem žebrování. Pro všech 9 variant a každý chladič zvlášť, jsem poté vždy upravil parametry teplotních médií, vody a vzduchu, na základě potřebného chladičového výkonu v daném stupni kompresoru a vypočítal zmíněnou délku teplosměnné plochy. Nakonec jsem vypočítal tlakové ztráty pro všechny druhy trubek, u všech chladičů a ve všech variantách. Cílem těchto výpočtů je snaha o vytvoření univerzálního výpočtu umožňujícího změnu určitých parametrů pro optimalizaci navržených variant.

Samotnému čtenáři by tato diplomová práce měla dát potřebné informace k výpočtu v daném okruhu a také představu o hodnotách dosahovaných technických parametrů při práci daných energetických strojů.

## 8 Seznam použité literatury

- [1] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.
- [2] MISÁREK, Dušan. Turbokompresory. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963.
- [3] ŠMID, Vladimír, SVOBODA, Vlastimil, ed. Turbokompresory a ventilátory: (turbokompresory). Praha: České vysoké učení technické, 1986.
- [4] [online]. 2010 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/elektrina/technologicky-plan-v-oblasti-akumulace-energie/>
- [5] [online]. 2010 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: <http://www.allforpower.cz/clanek/akumulace-elektriny-u-decentralnich-energetickych-zdroju/>
- [6] [online]. 2010 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: [https://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/encyklopedie-energetiky/06/cesty\\_1.html](https://www.cez.cz/edee/content/file/static/encyklopedie/encyklopedie-energetiky/06/cesty_1.html)
- [7] [online]. 2010 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/bitstream/handle/10467/69716/F2-BP-2017-Mertl-Jakub-Moznosti%20akumulace%20energii.pdf?sequence=1>
- [8] [online]. 2010 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: <http://energystorage.org/compressed-air-energy-storage-caes>
- [9] [online]. 2010 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=30015](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=30015)
- [10] [online]. 2010 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Compressed\\_air\\_energy\\_storage](https://en.wikipedia.org/wiki/Compressed_air_energy_storage)
- [11] KADLEC, Zdeněk. Termomechanika: návody do cvičení. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1736-1
- [12] BLAHOŽ, Vladimír a Zdeněk KADLEC. Základy sdílení tepla. 2. vyd. Ostrava: Sdružení požárního a bezpečnostního inženýrství, 2000. ISBN 80-902001-1-7.
- [13] ] HEWITT, G.F.: Process Heat Transfer, New York: Fairmon Press, Inc., 1992. 399 s. ISBN 0-88173-122-6.
- [14] SCHREIBEROVÁ, L., HOLEČEK, O.: Prostup tepla povrchem s žebry, [online]. [cit. 2012-3-2]. Dostupné z: <http://www.vscht.cz/uchi/ped/labchi/T2.pdf>
- [15] VDI-Wärmeatlas, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. 1500 s. ISBN 978-3-540-25504-8

- [16] DRÁBKOVÁ, Sylva. Mechanika tekutin [CD-ROM]. Ostrava: VŠB-TUO, 2007. ISBN 978-80-248-1508-4.
- [17] .[online]. 2001 [cit. 2018-04-20]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/55-hodnoty-vody-a-vzduchu-pro-vypocet-prestupu-tepla>
- [18] .[online]. 2010 [cit. 2015-12-18]. Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-12010/oleje-pro-sroubove-kompresory.html>

## Seznam obrázků

- Obr. 2.1 – Základní rozdělení kompresorů podle způsobu práce a provedení [18]
- Obr. 2.2 – Ideální pracovní proces kompresoru v P – V digramu [2]
- Obr. 2.3 – Srovnání kompresí v tlakovém diagramu P – V [2]
- Obr. 2.4 – Srovnání kompresí v entropickém diagram T – s [2]
- Obr. 2.5 – Schéma průběhu chlazené komprese [3]
- Obr. 2.6 – Hlavní části radiálního turbokompresoru [3]
- Obr. 2.7 – Sání kompresoru [1]
- Obr. 2.8 – Řez třístupňovým radiálním kompresorem [1]
- Obr. 2.9 – Rychlostní trojúhelníky na vstupu a výstupu oběžného kola [1]
- Obr. 3.1 - IEA – Technology Roadmap: Energy Storage (2014) [4]
- Obr. 3.2 – Obecný princip metody CAES [5]
- Obr. 3.3 – Heat Absorbing and Releasing Structure [10]
- Obr. 3.4 – Energetická centrála CAES – kogenerační zdroj – plynová turbína a HWB [5]
- Obr. 4.1 – Rychlost vzduchu v mezitrubkovém prostoru při střídavém uspořádání trubek [15]
- Obr. 4.2. – Geometrické uspořádání trubek pro určitý úhel  $\gamma$  [13]
- Obr. 6.1 – Schéma zapojení výměníků tepla pracujících nezávisle na sobě
- Obr. 6.2 – Schéma zapojení výměníků tepla pracujících za sebou

## Seznam grafů

- Graf 5.1 – Celková měrná spotřeba energie v závislosti na celkovém kompresním poměru

## Seznam tabulek

Tab.4.1. - Závislost korekčního koeficientu  $F'_2$  na počtu řad trubek  $N_{tr}$ . [13]

Tab. 4.2 – Závislost koeficientu  $F'_2$  na počtu řad trubek  $N_{tr}$  [13]

Tab. 5.1 – Parametry kompresoru – varianta 1

Tab. 5.2 – Parametry kompresoru – varianta 2

Tab. 5.3 – Parametry kompresoru – varianta 3

Tab. 5.4 – Parametry kompresoru – varianta 4

Tab 5.5 – Parametry kompresoru – varianta 5

Tab. 5.6 – Parametry kompresoru – varianta 6

Tab. 5.7 – Parametry kompresoru – varianta 7

Tab. 5.8 – Parametry kompresoru – varianta 8

Tab. 5.9 – Parametry kompresoru – varianta 9

Tab. 5.10 – Energetické parametry kompresorů

Tab. 5.11 - Velikost teplosměnné plochy – hladká trubka

Tab. 5.12 – Velikost teplosměnné plochy – žebrovaná trubka s nízkým profilem žebrování

Tab 5.13 – Velikost teplosměnné plochy – žebrovaná trubka s vysokým profilem žebrování

Tab. 5.14 – Tlakové ztráta na straně vzduchu – hladká trubka

Tab. 5.15 – Tlaková ztráta na straně vzduchu – žebrovaná trubka s nízkým profilem žebrování

Tab. 5.16 – Tlaková ztráta na straně vzduchu – žebrovaná trubka s vysokým profilem žebrování

Tab. 5.17 – Hmotnostní průtoky vody

## Přílohy

Příloha č. 1 – Ukázka\_varianta\_1

Příloha č. 2 – Xsteam\_Excel\_v2.6

Příloha č. 3 – Výpočet\_měrné\_hmotnosti\_a\_kinematické\_viskozity\_vzduchu