

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV PROCESNÍ A ZPRACOVATELSKÉ TECHNIKY

**TERMODYNAMICKÉ OBĚHY  
PRACUJÍCÍ V NADKRITICKÉ OBLASTI**  
DIPLOMOVÁ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kříž** Jméno: **Daniel** Osobní číslo: **459564**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav procesní a zpracovatelské techniky**  
Studijní program: **Energetika a procesní inženýrství**  
Specializace: **Procesní inženýrství**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Termodynamické oběhy pracující v nadkritické oblasti**

Název diplomové práce anglicky:

**Thermodynamic cycles working in supercritical region**

Pokyny pro vypracování:

Proveďte literární rešerši k problematice tepelných oběhů pracujících v nadkritické oblasti. Zaměřte se zejména na oběhy pracující s pracovní látkou tvořenou oxidem uhličitým. Uveďte výhody a nevýhody těchto oběhů, jejich aplikace v souvislosti s ukládáním elektrické energie a pokuste se získat přehled oběhů ve světě připravovaných, či již realizovaných. Popište parametry a procesní schéma navrženého oběhu pracujícího v nadkritické oblasti s cílem sestavit jeho dynamický model. Pro sestavení dynamického modelu zvolte vhodný programový systém a princip modelu demonstруйте popisem vhodné zvolené komponenty. Uveďte a komentujte výsledky dynamické simulace pro vhodně zvolené provozní stavy.

Seznam doporučené literatury:

Dle provedené literární rešerše.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Martin Dostál, Ph.D. ústav procesní a zpracovatelské techniky FS**

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

Datum zadání diplomové práce: **20.04.2022**

Termín odevzdání diplomové práce: **05.08.2022**

Platnost zadání diplomové práce: **18.09.2022**

Ing. Martin Dostál, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

prof. Ing. Tomáš Jirout, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## **Poděkování**

Děkuji společnosti Centrum výzkumu Řež s.r.o. za umožnění spolupráce na zajímavých výzkumných projektech a poskytnutí příjemného pracovního zázemí během magisterského studia. Jmenovitě bych chtěl poděkovat zejména Ing. Tomáši Melicharovi za přínosné rady a čas věnovaný konzultacím.

Dále bych chtěl poděkovat panu Martinu Dostálovi za formální vedení, vstřícnost a motivaci při psaní této diplomové práce.

Největší díky patří mé rodině a přátelům, bez jejichž psychické podpory by tato práce jen stěží mohla vzniknout.

# Anotační list

<b>Jméno autora:</b>	Bc. Daniel Kříž
<b>Název:</b>	Termodynamické oběhy pracující v nadkritické oblasti
<b>Anglický název:</b>	Thermodynamic cycles working in supercritical region
<b>Akademický rok:</b>	2021/2022
<b>Studijní program:</b>	Energetika a procesní inženýrství
<b>Specializace:</b>	Procesní inženýrství
<b>Ústav:</b>	Ústav procesní a zpracovatelské techniky
<b>Vedoucí DP:</b>	Ing. Martin Dostál, Ph.D.
<b>Bibilografické údaje:</b>	počet stran: 97 počet obrázků: 74 počet rovnic: 76 počet tabulek: 29
<b>Klíčová slova:</b>	oxid uhličitý, nadkritický stav, tepelný oběh, akumulace, superkritické CO <sub>2</sub> , termo-hydraulický model, modelování, simulace, Dymola, ClaRaPlus, výměníky tepla, pájený deskový výměník tepla, mikrokanálový výměník tepla, regulace
<b>Keywords:</b>	carbon dioxide, supercritical state, Heat power cycle, accumulation, supercritical CO <sub>2</sub> , thermo-hydraulic model, modeling, simulation, Dymola, ClaRaPlus, Heat Exchangers, Brazed Plate Heat Exchanger, Printed Circuit Heat Exchanger, control
<b>Anotace:</b>	V rámci této diplomové práce byl vytvořen přehled připravovaných i již realizovaných oběhů pracujících s pracovní látkou tvořenou oxidem uhličitým v nadkritickém stavu. Následně byl sestaven 1-D termo-hydraulický model konkrétního sCO <sub>2</sub> oběhu a byly provedeny stacionární i dynamické výpočty.
<b>Annotation:</b>	In this diploma thesis, a review of existing or currently being realized thermal cycles with carbon dioxide in a supercritical state as a working fluid was created. Also the 1-D thermo-hydraulic model of the specific sCO <sub>2</sub> cycle was made and both steady-state and dynamic calculations were performed.



# Obsah

<b>1</b>	<b>Úvod</b>	<b>7</b>
<b>2</b>	<b>Teorie termodynamických oběhů</b>	<b>9</b>
2.1	Clausius-Rankinův cyklus . . . . .	9
2.2	Ericsson-Braytonův cyklus . . . . .	10
2.3	Paroplynový cyklus . . . . .	11
<b>3</b>	<b>Látky využívané v tepelných obězích</b>	<b>12</b>
<b>4</b>	<b>Vývoj oběhů s sCO<sub>2</sub> ve světě</b>	<b>14</b>
4.1	Experimentální oběhy . . . . .	14
4.1.1	Zkušební zařízení - univerzita Cranfield . . . . .	14
4.1.2	Koncept experimentálního oběhu - TU Drážďany . . . . .	15
4.1.3	sCO <sub>2</sub> smyčka - CVŘ . . . . .	16
4.1.4	SCARLETT - USTUTT . . . . .	17
4.1.5	Tlakový experiment a SCIEL - KAERI, KAIST, POSTECH . . . . .	18
4.1.6	sCO <sub>2</sub> HeRo - GfS Essen . . . . .	20
4.2	Demonstrační zařízení . . . . .	23
4.2.1	EPS100 - Echogen . . . . .	23
4.2.2	Sandia National Laboratories . . . . .	24
4.2.3	La Porte PP - NET Power . . . . .	26
4.2.4	Oběh Sofia - CVŘ . . . . .	28
<b>5</b>	<b>Struktura knihovny ClaRaPlus a Modelica</b>	<b>29</b>
5.1	Přehled důležitých komponent . . . . .	30
5.1.1	Okrajové podmínky . . . . .	30
5.1.2	Stacionární kontrolní objemy . . . . .	31
5.1.3	Dynamické kontrolní objemy . . . . .	33
5.1.4	Točivé stroje . . . . .	34
<b>6</b>	<b>Výpočty a modelování oběhu Sofia</b>	<b>36</b>
6.1	Popis oběhu . . . . .	36
6.2	Bilance . . . . .	37
6.2.1	Točivé stroje, obíhající množství pracovní látky . . . . .	37
6.2.2	Výměníky tepla . . . . .	39
6.3	Potrubní trasy . . . . .	41
6.3.1	Tlakové ztráty . . . . .	43
6.3.2	Tepelné ztráty . . . . .	46
6.4	Návrh a modelování výměníků tepla . . . . .	49
6.4.1	Rekuperační výměník . . . . .	49
6.4.2	Chladič CO <sub>2</sub> - voda . . . . .	61
6.4.3	Elektro-ohřev . . . . .	70
6.5	Termo-hydraulický model oběhu Sofia . . . . .	75
6.5.1	Model potrubních tras . . . . .	75
6.5.2	Armatury a regulace . . . . .	75
6.5.3	Sestavení modelu a nastavení počátečních podmínek . . . . .	77
6.6	Výpočet ustáleného nominálního stavu . . . . .	79
6.7	Výpočet přechodového stavu . . . . .	83
6.7.1	Příprava výpočtu a řízení oběhu . . . . .	83

6.7.2	Vyhodnocení výsledků . . . . .	85
<b>7</b>	<b>Závěr</b>	<b>87</b>

# 1 Úvod

Spotřeba energie, emise skleníkových plynů, růst lidské populace. To jsou jen některá socio-ekonomická a technická témata, kterým je v současné době věnována stále větší pozornost. Pro jejich řešení se svět soustředí zejména na efektivnější výrobu dostatečného množství energie s co nejmenším dopadem na životní prostředí. Díky obnovitelným zdrojům jako sluneční záření nebo větrná a vodní energie je teoreticky možné tohoto cíle dosáhnout. Nicméně, nárůst podílu obnovitelných zdrojů energie sebou nese i nejrůznější problémy. Výkony větrných a solárních elektráren jsou silně závislé na meteorologických podmínkách a denní době. Tato závislost se pochopitelně nepřekrývá se spotřebou elektrické energie v danou chvíli. Samotné obnovitelné zdroje pak nejsou schopny pokrýt aktuální spotřebu a dochází tak k destabilizaci rozvodné sítě.

Proto je zřejmě nevyhnutelné doplňovat tyto zdroje o systémy akumulace energie, které budou schopny kompenzovat výkyvy a rozdíly mezi produkcí a spotřebou elektrické energie. Pro akumulaci energie se využívají nejrůznější fyzikální principy jako setrvačnost, potenciální energie, chemické a elektrochemické reakce, tepelné vlastnosti látek a jejich fázové přeměny, elektromagnetické jevy. V naprosté většině se jedná o přeměnu elektrické energie do jiné formy, ve které je akumulována a její opětovnou přeměnu na elektřinu v případě potřeby. Volba vhodného typu systému závisí na potřebném množství akumulované energie, výkonu, životnosti, rozměrech a samozřejmě na výši investičních a provozních nákladů. Tabulka 1 uvádí, že je z hlediska investičních nákladů i hustoty uložené energie tepelná akumulace nejvýhodnější. Akumulace do mechanické energie je pak výhodnější z hlediska produkovaných výkonů. (Chen et al., 2009)

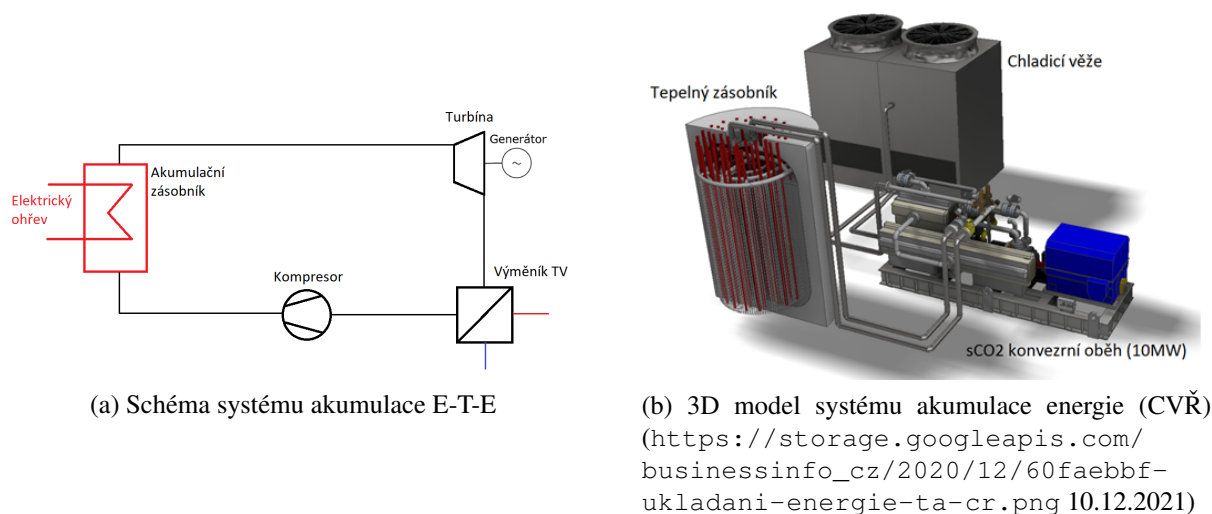
			<b>Investiční náklady</b> \$/kWh	<b>Hustota uložené energie</b> kWh/m <sup>3</sup>	<b>Životnost</b> let
<b>MECHANICKÉ (MESS)</b>	FESS	setrvačnick	1000-5000	20-80	15
	CAESS	stlačený vzduch	20-50	3-6	20-40
	LAES	zkapalněný vzduch	0.08 - 0.17	74-103	30
	GESS	gravitační			
<b>ELEKTRO-CHEMICKÉ (ECESS)</b>	Li-Ion	lithium - ion	600-2500	200-500	5-15
	PbA	olovo - kyselina	200-400	50-80	5-15
	NaS	sodík - síra	300-500	150-250	10-15
	NiCd	nikl - cadmium	800-1500	60-150	10-20
<b>TEPELNÉ (TESS)</b>	LT-TESS	nízkoteplotní	20-50	80-120	10-20
	HT-TESS	vysokoteplotní	30-60	120-500	5-15
<b>CHEMICKÉ (CESS)</b>	HFCES	vodíkové články			
<b>ELEKTRICKÉ (EES)</b>	SCESS	superkondenzátor	300-2000	2-10	5
	SMES	supervodivý magnet	1000-10000	0.2-2.5	20+

Tabulka 1: Porovnání technologií pro akumulaci energie (Chen et al., 2009), (Vecchi et al., 2021), (Menezes et al., 2022)

Spojením akumulace tepelné energie s optimalizovanými konvenčními parními oběhy, případně pokročilými nadkritickými oběhy lze dosáhnout relativně efektivní stabilizace sítě a s využitím zbytkového tepla pro vytápění je navíc možné optimalizovat kombinovanou účinnost celého systému.

Cílem této diplomové práce je provedení literární rešerše právě nadkritických oběhů, pracujících zejména s oxidem uhličitým jako pracovním médiem. Vznikne tak přehled připravovaných i realizovaných oběhů. Dále bude detailněji představen konkrétní oběh Sofia (Frýbort et al. (2021)) pracující s oxidem uhličitým v nadkritické oblasti, který je součástí systému akumulace elektřina

- teplo - elektřina, viz obrázek 1. Bude sestaven jeho jednorozměrný termo-hydraulický model, který by měl sloužit pro simulaci dynamického chování. Oběh je složený z elektricky ohřívaného akumulčního zásobníku, který je přes výměník tepla propojen s konverzním oběhem, v tomto případě pracujícím v Braytonově cyklu.



Obrázek 1: Systém akumulace energie

V době kdy je v síti přebytek elektřiny je materiál v zásobníku, obecně se jedná buď o materiál kapalný, pevný, případně s fázovou přeměnou (PCM), ohříván topnými tyčemi – materiál se taví – akumuluje se energie.

Pokud je v jinou dobu naopak v síti nedostatek elektrické energie, spustí se konverzní oběh s  $s\text{CO}_2$ . Z akumulčního zásobníku je z něj odebíráno teplo a je přeměňováno pomocí turbíny a generátoru zpět na elektřinu. Zbytkové teplo po expanzi je dále využito pro ohřev TV.

Zmíněný systém akumulace by měl být schopen kompenzovat výkyvy v elektrické síti, které budou s rostoucím podílem obnovitelných zdrojů stále větším problémem. Na tyto výkyvy v síti je třeba reagovat rychle. To by pro konvenční parní oběh mohlo být problematické z hlediska jeho rozměrů – jsou potřeba rozumné teplotní a výkonové gradienty apod. Zároveň menší rozměry  $s\text{CO}_2$  oběhu mohou snížit investiční náklady. Právě výzkum a popis dynamických jevů v průběhu startu a odstavení je hlavním důvodem pro tvorbu termo-hydraulických modelů.

V neposlední řadě bychom se měli snažit o efektivní využívání primárních zdrojů a z toho důvodu optimalizovat účinnost konverzních oběhů. Vývoj reaktorů IV. generace, s vyšší provozní teplotou, které efektivněji využívají jaderné palivo jsou jednou z cest jak této optimalizace dosáhnout. Právě z důvodu vyšších provozních teplot, kterých s konvenčními parními oběhy nelze dosáhnout, je vývoj pokročilých oběhů nejen s  $s\text{CO}_2$  velmi důležitý.

Výzkum  $s\text{CO}_2$  oběhů probíhá již řadu let. Ale až v poslední době se daří řešit konstrukční problémy točivých strojů a složitější regulaci. Kromě velkého množství konceptů existuje i řada realizovaných zařízení s  $s\text{CO}_2$ . Ty slouží jednak k výzkumu materiálů, přenosových jevů, konstrukčních řešení točivých strojů a dalších souvisejících jevů a zařízení. Součástí těchto oběhů bývá testovací sekce, kde jsou udržovány požadované parametry (teplota, tlak, průtok média, atd.).

Dále se jedná o demonstrační jednotky, neboli zmenšené verze budoucích komerčních oběhů, případně komerční oběhy nižších výkonů. Většina těchto zařízení pracuje s Braytonovým cyklem, ale existují i výjimky (Rankinův, Allamův cyklus a jiné).

## 2 Teorie termodynamických oběhů

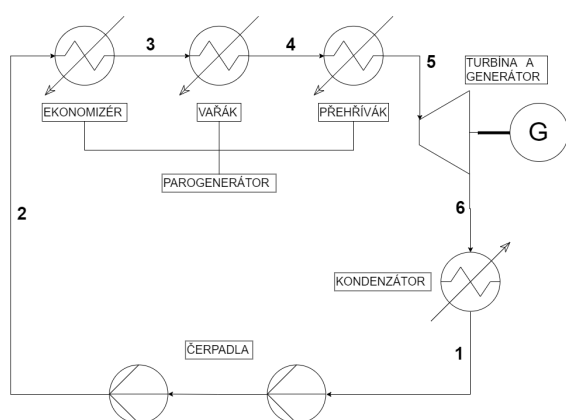
Termodynamické oběhy, slouží k přeměně tepla na mechanickou energii, která je v dnešní době nejčastěji dále transformována na elektrickou energii. V současnosti jsou stále nejrozšířenější konvenční oběhy s pracovním médiem ve formě vody či vodní páry, případně spalín o různém složení v závislosti na palivu a oxidačním činidle. Tyto oběhy jsou z hlediska materiálu oběhu a konstrukce všech zařízení dobře zvládnuté, navíc v průběhu let prošly a stále prochází značnou optimalizací, která vede ke zvyšování jejich bezpečnosti a účinnosti. Navíc jak pro vodu a její páry, tak pro spaliny je k dispozici velké množství experimentálně ověřených termofyzikálních vlastností a díky tomu je možné dobře predikovat chování oběhu a zpřesnit tak jeho návrh.

Nicméně probíhá i velmi intenzivní vývoj oběhů s jinými pracovními médii, která umožňují další zvýšení účinnosti nebo zmenšení technologie při zachování výkonu, případně zvýšení pracovních teplot. Z výzkumu těchto oběhů samozřejmě vyplývá velké množství technologických výzev, které je nutné pro dlouhodobý a bezproblémový provoz vyřešit. Abychom se těmito pokročilými oběhy mohli v této práci dále zabývat, nejprve budou představeny základní termodynamické oběhy, od kterých jsou všechny ostatní více či méně odvozené.

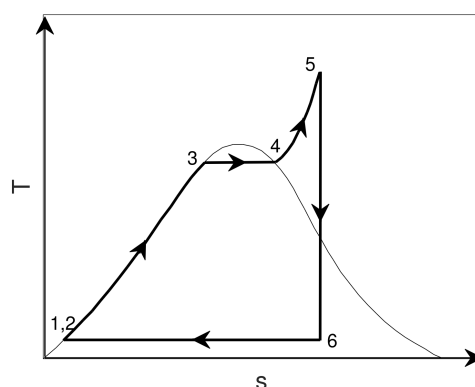
### 2.1 Clausius-Rankinův cyklus

Tento v současnosti nejvýznamnější a nejvíce využívaný tepelný oběh, někdy také označovaný jako parní oběh nebo oběh kondenzační parní turbíny je částečně realizován na mezní křivce. Voda je před vstupem do vařáku předehřáta v tzv. ekonomizéru (změna 2 – 3 na obrázku 2(b)). Ve vařáku dochází k dalšímu ohřátí, tvorbě mokré páry a při dosažení tlaku sytých par je generována sytá pára (3 – 4). Ta vstupuje do přehříváku, kde je dodáno další teplo (4 – 5). Ekonomizér, vařák a přehřívák jsou obvykle umístěny v jednom zařízení souhrnně nazvaném parogenerátor, viz obrázek 2(a). Takto přehřátá pára s širokým rozsahem parametrů v závislosti na konkrétní aplikaci<sup>1</sup> vstupuje do turbíny, kde expanduje na protitlak v kondenzátoru a zároveň koná práci (5 – 6). Tlak v kondenzátoru je udržován mnohem nižší než je tlak atmosférický<sup>2</sup>. (Invernizzi, 2013), (Nožička, 2001)

Při rozběhu turbíny je potřeba tento nízký protitlak vytvořit vývěvami. Během provozu se udržuje samovolně díky výrazné změně objemu pracovního média při kondenzaci. Tento kondenzát je dopravován čerpadly zpět do parogenerátoru a celý cyklus se opakuje. (Nožička, 2001)



(a) PFD schéma základního Rankinova oběhu



(b) T-s diagram základního Rankinova oběhu

Obrázek 2: Základní Rankinův oběh

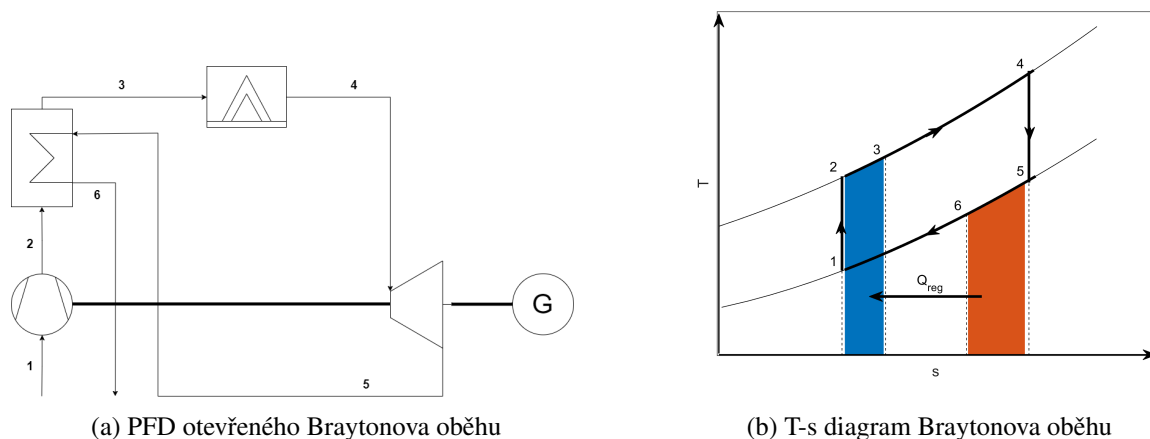
<sup>1</sup>Typické teploty se pohybují okolo 280 – 350 °C, tlaky 6 – 15 MPa.

<sup>2</sup>Kondenzační tlak při teplotě chladicí vody v kondenzátoru 30 °C je přibližně 0.0045 MPa

Dále Nožička (2001) popisuje modifikace cyklu. Základní Clausius-Rankineův cyklus je modifikován různými způsoby za účelem zvýšení účinnosti. Mezi nejčastější způsoby patří rekuperace tepla (předehřev vody), zvyšování admisní teploty turbíny (přehřívání páry), snižování protitlaku turbíny (kondenzační teploty). Naopak zvyšování admisního tlaku turbíny na více než na 15 MPa vede pouze k malému zvýšení účinnosti, navíc za cenu konstrukčních problémů (vysoký tlak a teplota). Vysoký admisní tlak také způsobuje, že pára expanduje do oblasti mokré páry. Kondenzující pára tvoří kapičky, které zhoršují obtékání lopatek turbíny a způsobují jejich erozi. Proto se využívá tzv. přehřívání páry nebo také dělená expanze. Pára nejprve expanduje do stavu v blízkosti mezní křivky, následně je jí v přehříváči dodáno další teplo a pára je přivedena do dalšího stupně turbíny. Teoreticky je možné zařadit více přehřívacích stupňů za sebou, v praxi se však využívá většinou jeden stupeň.

## 2.2 Ericsson-Braytonův cyklus

V základní konfiguraci se jedná o otevřený cyklus využívající jako pracovní médium vzduch, respektive spaliny. Vzduch je adiabaticky stlačen v kompresoru a je dopravován do spalovací komory. Zde se vzduch směšuje s palivem a dochází k izobarickému spalování, při kterém je dodáváno teplo do spalín. Ty expandují v turbíně, kde je část práce spotřebována na pohon kompresoru. Zbývající energie lze využít různými způsoby. Může být transformována v kinetickou energii pro pohon např. letadel (proudové motory). Případně může být mechanická energie turbíny transformována v generátoru na elektrickou energii.



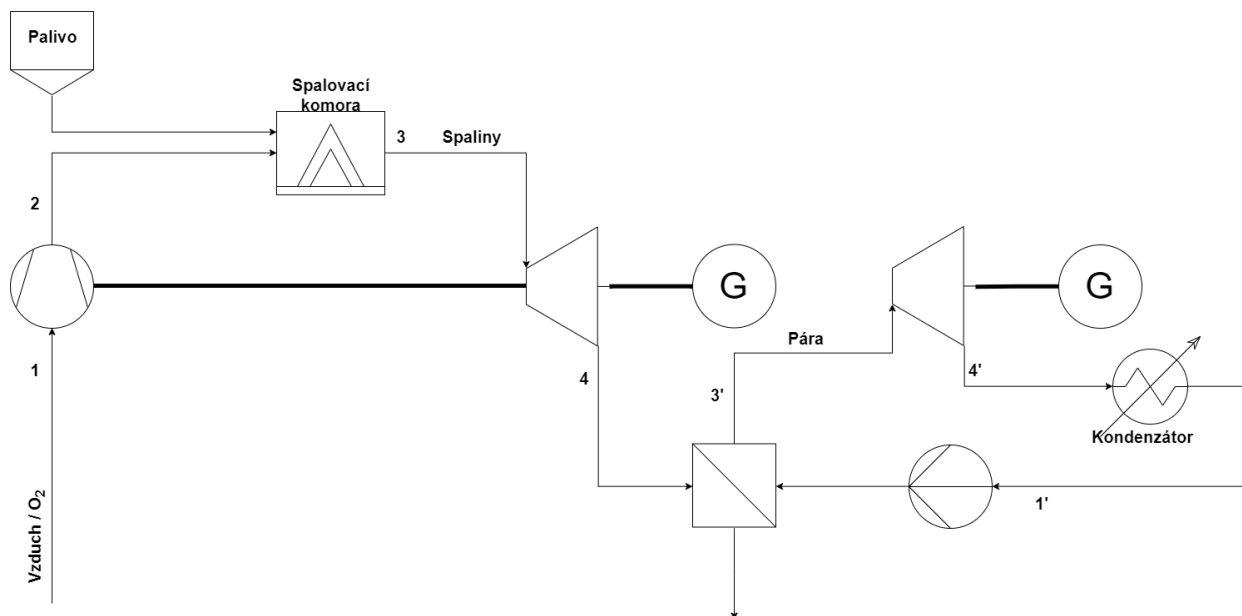
Obrázek 3: Otevřený Braytonův oběh s regenerací tepla

Tento základní oběh (obrázek 3(a)) je také různými způsoby modifikován. Existují otevřené i uzavřené cykly s velkým množstvím různých pracovních médií i jinými zdroji tepla než je spalování paliva. Pro zvýšení účinnosti jsou pak využívány podobné principy jako u Clausius-Rankineova cyklu jako je rekuperace tepla (obrázek 3b pro otevřený oběh), dělená expanze. Dále se využívá prekomprese a rekompresce. Využitím těchto metod vzniklo několik odvozených typů Ericsson-Braytonova (E-B) cyklu:

- základní E-B oběh
- pre-kompresní E-B oběh
- rekompresní E-B oběh
- E-B oběh s dělenou expanzí

## 2.3 Paroplynový cyklus

Nožička (2001) uvádí, že myšlenka na využití těchto oběhů ožila v době černobylské havárie, ve snaze nahradit problémovou jadernou energetiku. Paroplynový oběh je schopen dosáhnout vysokých termických účinností a zároveň je realizovatelný se současnou technikou. Existuje celá řada variant zapojení paroplynových oběhů, ale pro představu bude stačit jednoduché zapojení podle obrázku 4 pro využití odpadního tepla plynové turbíny pro vytápění parogenerátoru v oběhu s parními turbínami. Lze si všimnout, že paroplynový oběh kombinuje oběh Clausius-Rankienův a Ericsson-Braytonův.

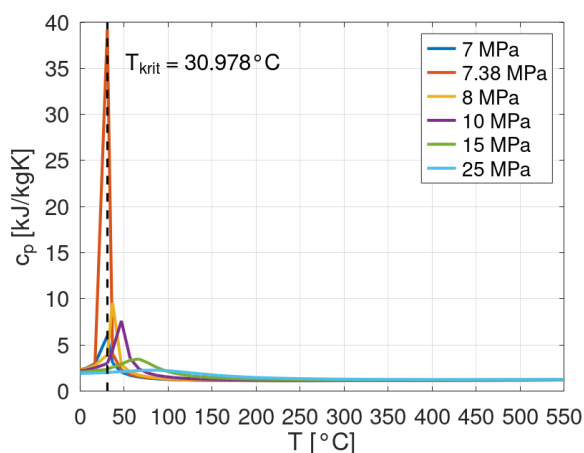


Obrázek 4: Schéma paroplynového cyklu

### 3 Látky využívané v tepelných obězích

Jak již bylo řečeno výše, myšlenka využití alternativních pracovních médií místo vodní páry není nová. Počátky výzkumu sahají do 60. let 20. století. Během uplynulých desetiletí se výzkum plynových oběhů zaměřil hlavně na CO<sub>2</sub> a Helium. (Vojáček et al., 2018b)

Výhody i nevýhody CO<sub>2</sub> a dalších látek v nadkritickém stavu spočívají v chování látek v blízkosti kritického bodu, kde často dochází k nárůstu hustoty, tepelné kapacity a zachování hodnot viskozity typických pro plyny. Také se využívá skutečnosti, že v nadkritické oblasti neexistuje rozhraní mezi kapalnou a plynou fází. U CO<sub>2</sub> je další výhodou cena (20-40 Kč/kg), navíc je to netoxický plyn a jeho kritický bod je snadno dosažitelný. Proto je hojně využíván v chladicí technice a stále častěji právě v tepelných obězích.

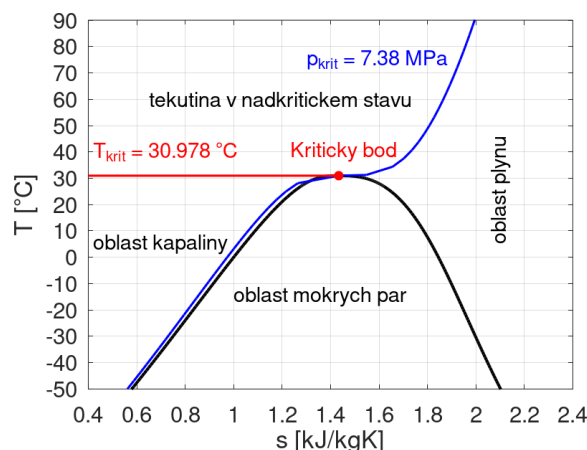


Obrázek 6: Graf závislosti měrné tepelné kapacity na teplotě

stavu za podobných tlaků jako CO<sub>2</sub> a dosažitelných teplot, nicméně jsou to látky toxické a tvoří velmi korozivní prostředí.

		T <sub>K</sub> °C	p <sub>K</sub> MPa	M kg · kmol <sup>-1</sup>
Helium	He	-267.95	0.228	4.003
Oxid uhličitý	CO <sub>2</sub>	30.98	7.377	44.010
Oxid siřičitý	SO <sub>2</sub>	157.65	7.884	64.060
Oxid dusičitý	N <sub>2</sub> O <sub>4</sub>	158.20	10.000	92.200
Voda	H <sub>2</sub> O	373.95	22.064	18.015

Tabulka 2: Vybrané vlastnosti používaných pracovních látek



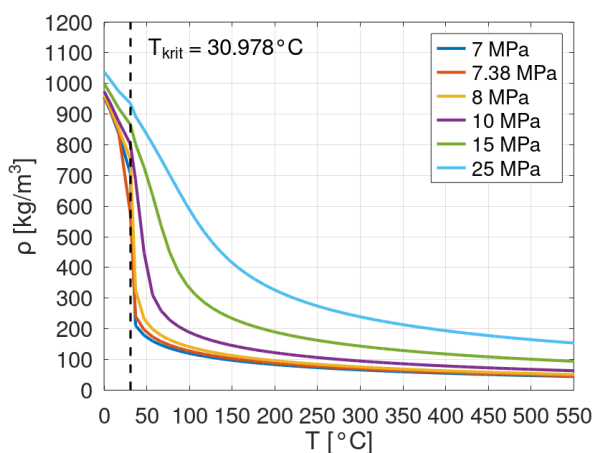
Obrázek 5: Tepelný diagram CO<sub>2</sub> s vyznačenými stavy tekutiny

V okolí kritického bodu, viz obrázek 5, dochází u CO<sub>2</sub> k výrazným změnám fyzikálních vlastností, například hustoty (obrázek 7). Vyšší hustota blízko kritického bodu v kombinaci s nízkou viskozitou je výhodná z hlediska nízké kompresní práce a zvýšení účinnosti. Zároveň však změny některých vlastností způsobují další komplikace, např. silná závislost tepelné kapacity (obrázek 6) na teplotě způsobuje výskyt teplotního zúžení (pinch pointu) ve výměnících tepla. (Dostál, 2004)

Podíváme-li se na tabulku 2, zjistíme, že nejen CO<sub>2</sub> má vhodné termofyzikální vlastnosti pro použití v nadkritických tepelných obězích. Například oxid siřičitý (SO<sub>2</sub>) nebo tetra-oxid dusičitý (N<sub>2</sub>O<sub>4</sub>) se vyskytují v nadkritickém



Z konstrukčního a bezpečnostního hlediska jsou proto nevhodné. Naopak Helium (He) je plyn zcela inertní, navíc pro dosažení nadkritického stavu stačí při pokojové teplotě mírně zvýšit tlak. Nevýhodou může být vysoká cena (65000 Kč/kg) a také nízká molekulová hmotnost a tím problematické těsnění. Vzhledem k výše položenému kritickému bodu u vody ( $H_2O$ ) lze oběhy s touto pracovní látkou provozovat v nadkritickém stavu pouze částečně. Navíc je pseudokritický bod vody překračován ve zdroji tepla a fluktuační ve fyzikálních vlastnostech při přechodu mohou způsobovat zhoršení přestupu tepla, lokální přehřátí, případně i roztavení teplosměnné plochy. (Vojáček et al., 2018b)



Obrázek 7: Graf závislosti hustoty na teplotě

Kromě nadkritických oběhů probíhá intenzivní výzkum oběhů s roztavenými solemi a kovy s vhodnou teplotou tavení a varu, které jsou výhodnější zejména z hlediska nízkých provozních tlaků a vysoké tepelné kapacity pracovních látek. Tyto oběhy se ale neuvažují jak konverzní, spíše jsou využívány jako primární okruhy jaderných elektráren IV. generace, případně v elektrárnách využívajících koncentrované sluneční záření (CSP), kde je také dosahováno teplot nad 450 °C. Teploty tavení a varu uvedené v tabulce 3 pak přibližně ohraničují rozsah pracovních teplot. V dnešní době je nejpoužívanější solí pro tyto oběhy tzv. Solar Salt. Jedná se o směs dusičnanu sodného a draselného. Dále můžeme zmínit například směs solí fluoridu lithného (LiF) a fluoridu berylnatého ( $BeF_2$ ), značenou též jako FLiBe, případně kovy jako sodík (Na) nebo olovo (Pb).

		$T_t$ °C	$T_v$ °C	$c_p$ kJ/kgK
Sodík	Na	98	883	1.23
Olovo	Pb	328	1749	26.65
Solar Salt	60% $NaNO_3$ + 40% $KNO_3$	225	565 <sup>3</sup>	> 10
Fluorid lithný a Fluorid berylnatý	FLiBe	459	1430	4.54

Tabulka 3: Termofyzikální vlastnosti používaných kovů a solí

<sup>3</sup>V tomto případě se jedná o teplotu, při které dochází k tepelnému rozkladu složek směsi.

## 4 Vývoj oběhů s sCO<sub>2</sub> ve světě

Vojáček et al. (2018b) uvádí, že první výzkum sCO<sub>2</sub> probíhal v USA a bývalém Sovětském svazu, se zaměřením zejména na přestup tepla, tzn. získání termodynamických dat a korelací.

V současné době se výzkum zaměřuje zejména na točivé stroje – kompresory a turbíny. Ve světě je realizována řada oběhů s sCO<sub>2</sub> a dalšími pokročilými médii. Jedná se v první řadě o experimentální zařízení, která slouží pro vytvoření a udržení určitých termodynamických stavů teplotního média a umožňují tak výzkum materiálů, přestupu tepla, točivých strojů a dalších souvisejících jevů a zařízení. Součástí těchto oběhů je často testovací sekce, kde jsou udržovány požadované parametry. Dále jsou realizovány demonstrační jednotky, neboli zmenšené verze budoucích komerčních oběhů, případně již komerční oběhy nižších výkonů (vzhledem k výkonům konvenčních zdrojů). Na těchto obězích je možné ověřit různé varianty řízení a regulace, včetně nenávrhových stavů jako jsou například starty a odstavování. Většina těchto oběhů pracuje v uzavřeném Braytonově cyklu s různými modifikacemi (rekompresce, vnitřní výměna tepla, dělená expanze, apod).

Z evropských institucí a firem, zabývajících se těmito oběhy můžeme jmenovat univerzitu v Cranfieldu, TU Drážďany, CVŘ, univerzitu ve Stuttgartu, EDF, GfS Essen. Ve spojených státech jsou to zejména ECHOGEN, GE, NET Power, Sandia, SWRI. Z Asijských potom KAIST v Jižní Koreji.

### 4.1 Experimentální oběhy

#### 4.1.1 Zkušební zařízení - univerzita Cranfield

Oběh je postavený na modulárním přístupu. Základní oběh Gas Triangle (na obrázku 8 značeno modře) obsahující kompresor, chladič a expanzní ventil 1. Na této části došlo k prověření robustnosti řešení včetně postupů plnění, startů a odstavování oběhu. Dále byla ověřena výkonnost kompresoru spolu s měřením tlaku a teploty v nadkritické oblasti. Oběh pracuje s průtokem  $1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  mezi tlaky 3.6 a 12 MPa. Teplota po kompresi je 139 °C. Před vlastní expanzí se plyn zchladí v chladiči na 82 °C. Teplota po expanzi je 15 °C.

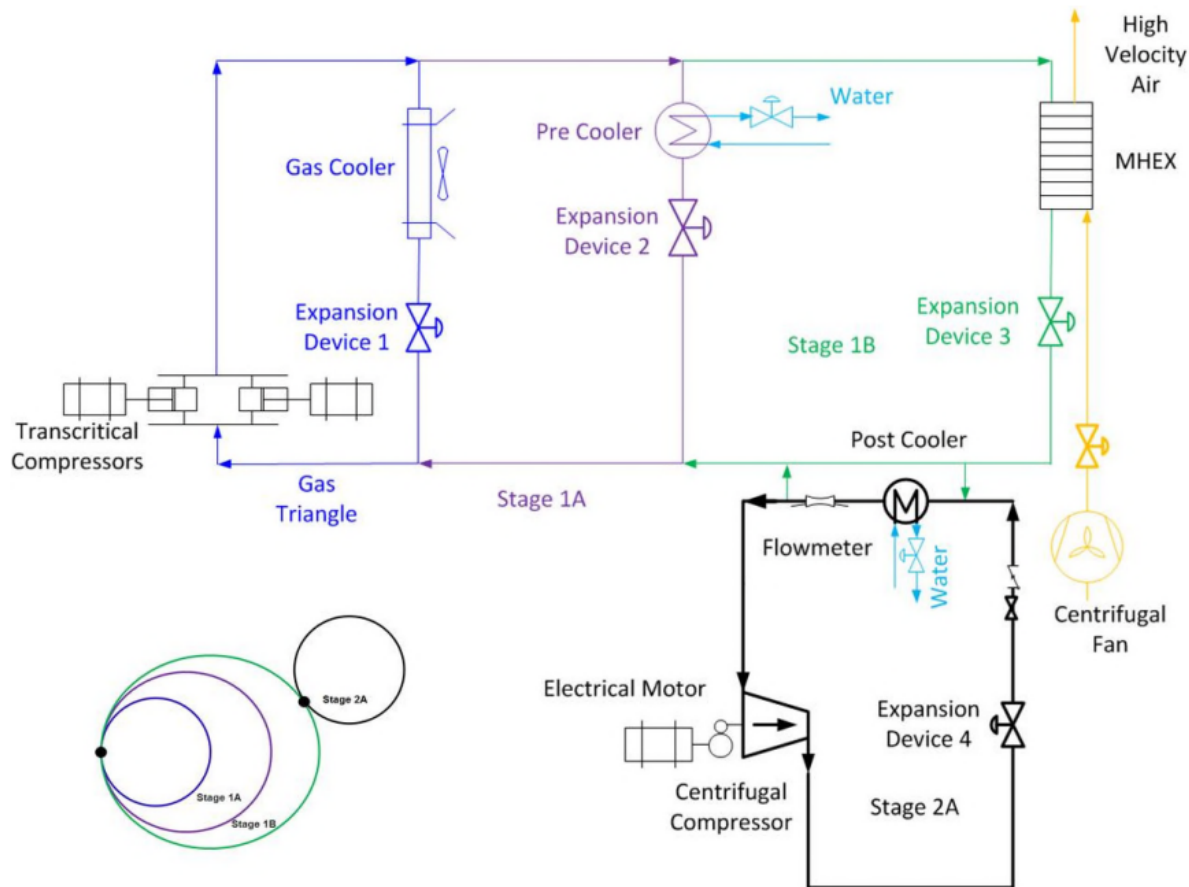
Další část - Stage 1A (na obrázku 8 značeno fialově) je tvořena kompresorem, chladičem a expanzním ventilem 2. Zde byly ověřeny návrhové výkony vysokotlakých zařízení, charakteristika chladiče, validovány matematické modely vytvořené v prostředí SIMULINK a vyzkoušeny regulace dílčích částí.

Část Stage 1B (na obrázku 8 značeno zeleně) tvoří hlavní výměník tepla (MHEX), ventilátor, kompresor a expanzní ventil 3. Zde se ověřovala funkce MHEX při provozu za studena pouze se vzduchem, a byly stanoveny cíle dalšího výzkumu, např. řešení problémů s tepelnou roztažností. Části 1A a 1B pracují mezi tlaky 4.5 a 12 MPa a teplotami 21 a 167 °C.

Poslední část Stage 2A (na obrázku 8 značeno černě), se skládá z odstředivého kompresoru, dochlazuje a expanzního ventilu 4 a byla zde optimalizována instalace kompresoru, ověřen výkon chladiče a nasbírány data pro vývoj podpůrných technologií pro točivé stroje jako ložiska a jejich chlazení nebo těsnění. (Anselmi et al., 2018)

Tři hlavní milníky projektu jsou:

- Ověření nároků technologie
- Analýza investic do kompletního výzkumu
- Analýza zákaznicko-dodavatelských vztahů

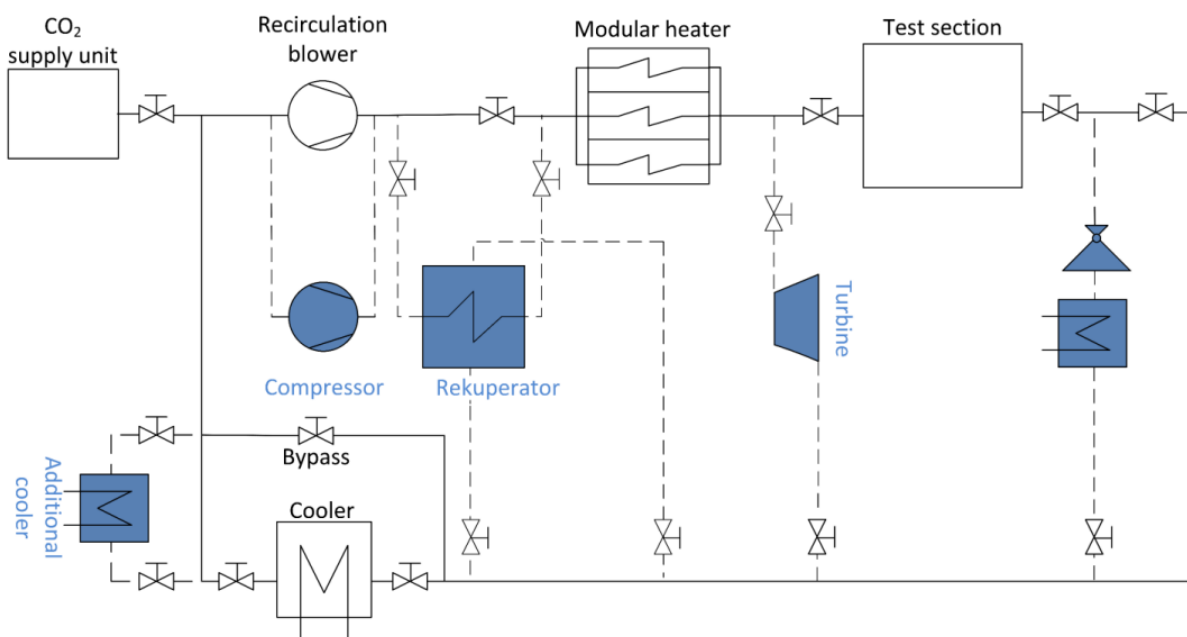


Obrázek 8: Zkušební zařízení univerzity v Cranfieldu (Anselmi et al., 2018)

#### 4.1.2 Koncept experimentálního oběhu - TU Drážďany

V článku autorů Gampe et al. (2018) je uvedeno, že se toto zařízení, podobně jako jiná zaměří na testování jednotlivých komponent a experimenty v oblasti mechaniky tekutin, přestupu tepla nebo materiálového inženýrství. Také budou v rámci experimentů vyvíjena a testována měřící zařízení pro  $s\text{CO}_2$  oběhy.

Koncept je založený na modulárním přístupu a realizace proběhne ve třech fázích. Na obrázku 9 je černě vyznačen základní oběh - fáze 1. Toto základní zapojení se skládá ze zásobníku  $\text{CO}_2$ , cirkulačního dmychadla, modulárního ohřevu, testovací sekce a chladiče s obtokem. Ve fázi 2 bude doplněn rekuperátor a ve fázi 3 kompresor, turbína a expanzní ventil s přídatným chlazením. Tato přidaná zařízení ve fázi 2 a 3 jsou na obrázku 9 označena modře. (Gampe et al., 2018)



Obrázek 9: Schéma konceptu testovacího zařízení v Drážďanech (Gampe et al., 2018)

#### 4.1.3 sCO<sub>2</sub> smyčka - CVŘ

Zařízení je navrženo tak, aby reprezentovalo chování Braytonova cyklu. Umožňuje testování jednotlivých komponent jako kompresor, turbína, výměníky tepla, ventily, případně studium jevů v oběhu (přestup tepla, eroze, koroze, atd.) v širokém rozsahu parametrů - tlak do 30 MPa, teplota do 550 °C a průtok do 0.35 kg · s<sup>-1</sup>. (Vojáček et al., 2018b)

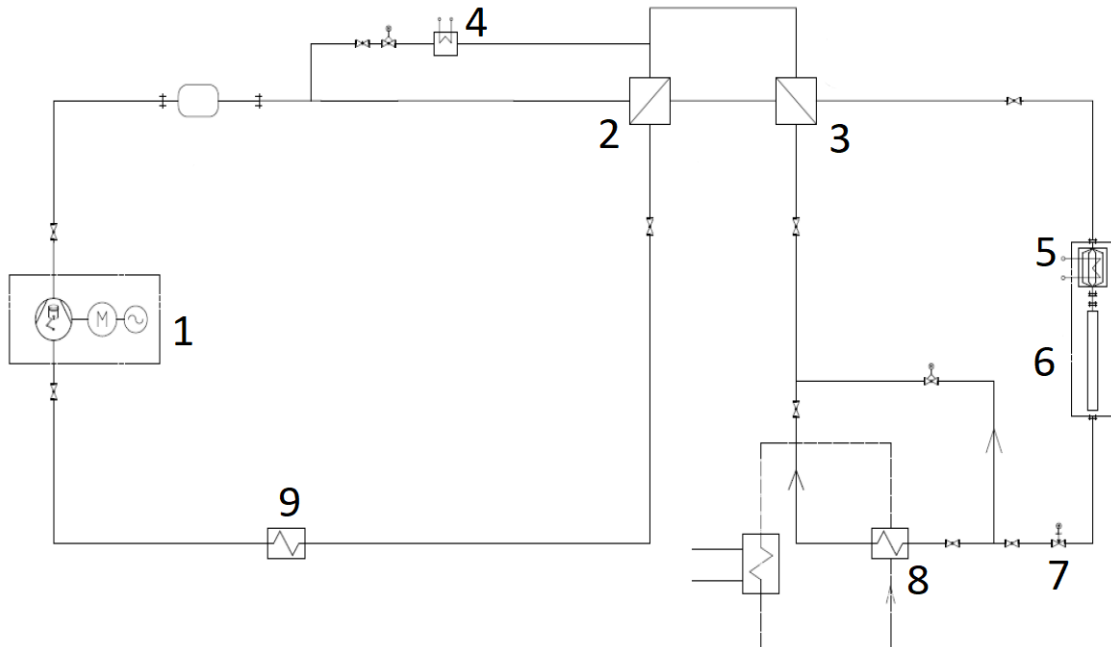
Na obrázku 10 je zobrazeno schéma oběhu. Primární okruh je zvýrazněn červeně a je složený z následujících komponent:

- 1 - hlavní kompresor (objemový - pístový) - umožňuje cirkulaci sCO<sub>2</sub> oběhem, regulace průtoku otáčkami
- 2,3 - nízko/vysoko teplotní rekuperační výměník (LTR HX/HTR HX) - snižují potřebný výkon elektro-ohřevu a chladiče.
- 4,5 - elektrické ohřivače (H1/1, H1/2, H2, H3) s celkovým výkonem 110 kW
- 6 - testovací sekce
- 7 - redukční ventil s olejovým chladičem - reprezentuje turbínu
- 8,9 - chladiče CO<sub>2</sub>-voda (CH2, CH1)
- plnicí kompresor pro plnění oběhu z tlakových lahví

Oběh je zapojen do několika výzkumných projektů zahrnujících materiálové a hydraulické testy výměníků tepla včetně provozu těchto výměníků v nenávrhových podmínkách. Pomocí dat z těchto měření byly například validovány výpočetní kódy. Dále byly na oběhu provedeny testy točivých strojů, konkrétně komandéru (TAC, kompresor poháněný turbínou). V tomto případě byl komandér zapojen místo expanzního ventilu a hlavního pístového kompresoru. Z důvodu nižších provozních teplot komandéru byl zapojen obtok nízkoteplotního rekuperačního výměníku (LTR). (Vojáček et al., 2018b)

Cílem toho testu bylo zejména:

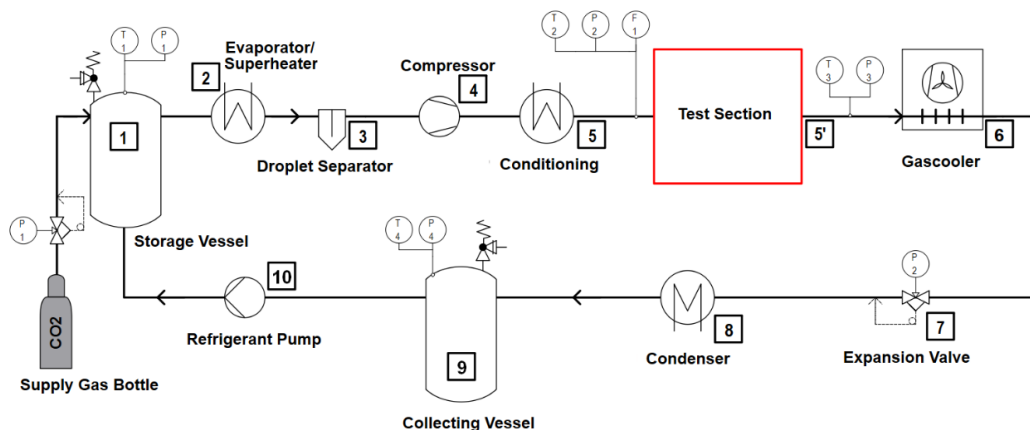
- získání zkušeností s provozováním sCO<sub>2</sub> oběhu s komandérem
- porovnání předpokládaného a reálného chování komandéru
- nalezení vhodné strategie pro spuštění komandéru a dosažení provozního stavu
- měření výkonových charakteristik a porovnání s výpočty



Obrázek 10: PID experimentálního sCO<sub>2</sub> oběhu v CVŘ (Hájek a Frýbort, 2014)

#### 4.1.4 SCARLETT - USTUTT

Univerzita ve Stuttgartu, konkrétně institut jaderných technologií a energetických systémů, vybu-  
dovala testovací zařízení SCARLETT (Supercritical Carbon dioxide Loop at IKE Stuttgart). Jedná  
se o uzavřený oběh s pístovým kompresorem, expanzním ventilem a testovací sekci. V oběhu  
lze dosáhnout teplot 150 °C a tlaku do 12 MPa při průtoku do 0.11 kg · s<sup>-1</sup>. Tyto parametry jsou  
dostačující pro testování různých zařízení jako výměníky tepla nebo točivé stroje při parametrech  
kolem kritického bodu. (Flaig et al., 2018)

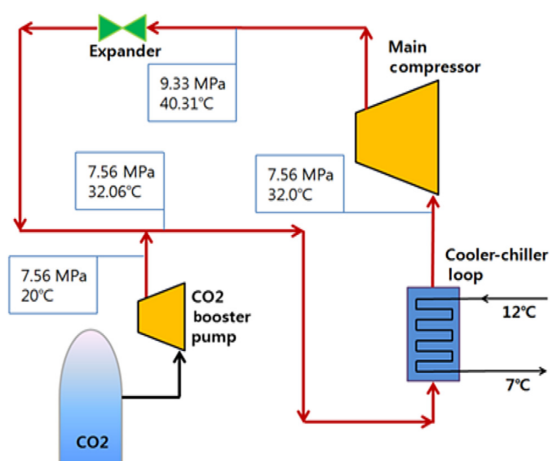


Obrázek 11: Schéma zkušebního oběhu SCARLETT (USTUTT) ([https://www.ike.uni-stuttgart.de/bilder\\_ike/scarlett/Schema\\_en.png](https://www.ike.uni-stuttgart.de/bilder_ike/scarlett/Schema_en.png) 10.12.2021)

#### 4.1.5 Tlakový experiment a SCIEL - KAERI, KAIST, POSTECH

U  $s\text{CO}_2$  oběhů je účinnost závislá zejména na nízkoteplotních úsecích (chladič a kompresor), na rozdíl od konvenčních konverzních systémů, kde účinnost závisí hlavně na admisní teplotě turbíny a zdroji tepla. Proto se Korejský institut pro pokročilou vědu a technologie (KAIST) zaměřil na vývoj a konstrukci zkušebního  $s\text{CO}_2$  oběhu pro testování kompresorů -  $s\text{CO}_2\text{PE}$  ( $s\text{CO}_2$  pressurizing experiment). (Ahn et al., 2015)

Oběh, viz obrázek 12, pracuje mezi tlaky 7.56 a 9.33 MPa, teplotami 32 a 40 °C. Kompresor byl provozován v různých podmínkách, s pracovním médiem v plynném, kapalném i nadkritickém stavu, včetně fázových přechodů. Ahn et al. (2015) uvádí, že při experimentech nedocházelo ke znatelnému zvýšení hlučnosti či vibracím kompresoru.



(a) Schéma tlakového experimentálního zařízení - KAIST (Ahn et al., 2015)

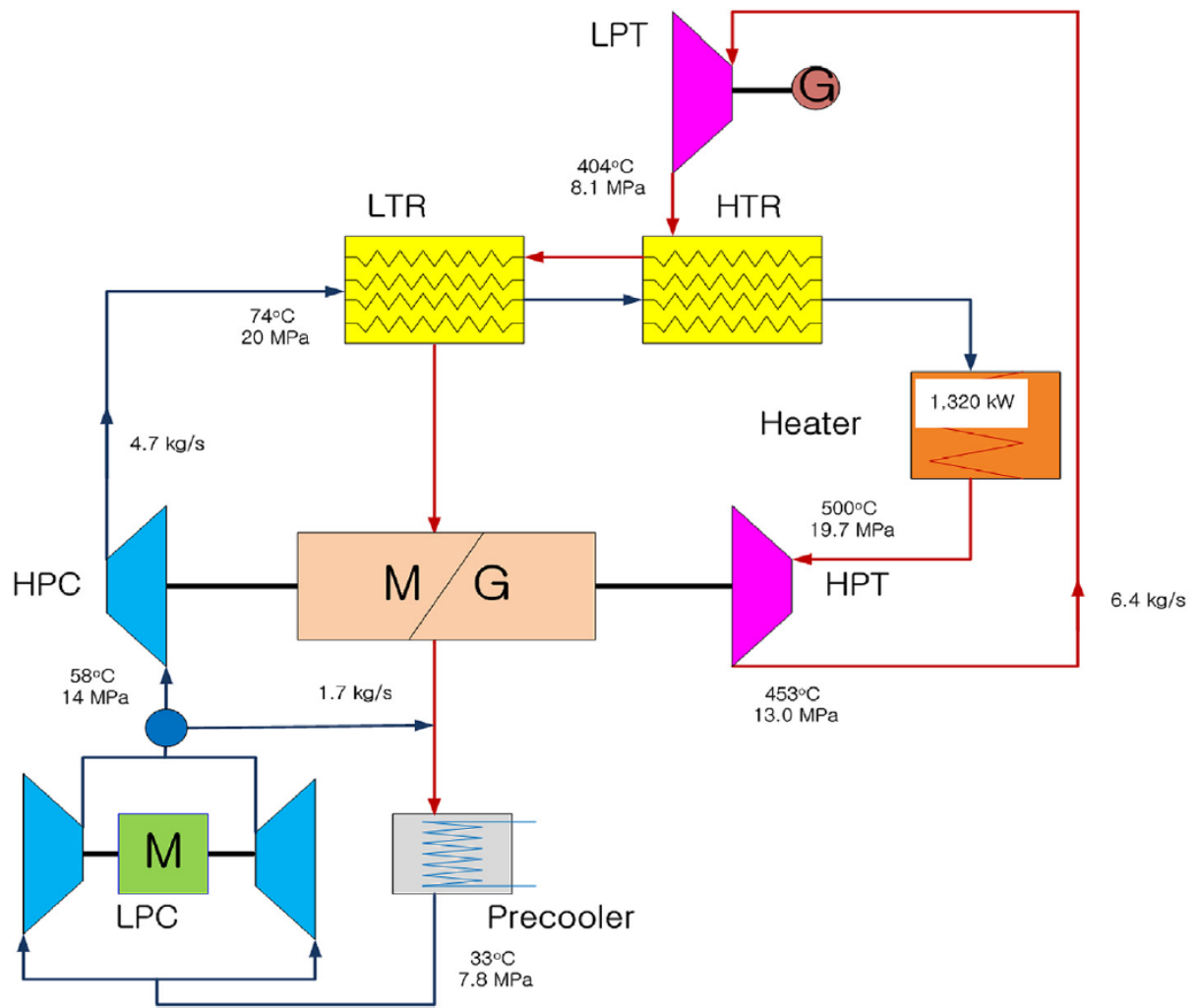


(b) Snímek realizovaného zařízení - KAIST (Ahn et al., 2015)

Obrázek 12: Experimentální zařízení - KAIST

Korejský výzkumný institut pro atomovou energii (KAERI) ve spolupráci s KAIST a univerzitou vědy a technologií v Pohangu (POSTECH) realizoval integrální  $s\text{CO}_2$  experimentální oběh (SCIEL) se zdrojem tepla 1300 kW. Oběh je součástí výzkumu využití  $s\text{CO}_2$  jako konverzního oběhu pro rychlé sodíkové reaktory (SFR). Při použití konvečního parovodního oběhu hrozí bouřlivá reakce sodík - voda. Proto se použití  $s\text{CO}_2$  jeví jako bezpečnější a ekonomicky výhodnější varianta. (Chaa et al., 2014)

Schéma experimentálního zařízení SCIEL je na obrázku 13. Na rozdíl od většiny ostatních zařízení je SCIEL navrženo jako oběh s dvoustupňovou kompresí i expanzí, kde pracovní médium o průtoku  $4.8 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$  nejprve expanduje ve vysokotlaké turbíně z 20 a 13 MPa, při admisní teplotě 500 °C. Následně médium expanduje v nízkotlaké turbíně na 8.1 MPa. V rekuperačních výměnících HTR a LTR se část tepla proudu regeneruje do vysokotlaké části a zbytkové teplo je odebráno v chladiči. Do nízkotlaké kompresní sekce vstupuje proud o tlaku 7.8 MPa a teplotě 33 °C. Po kompresi na tlak 14 MPa, vstupuje do vysokotlakého kompresoru, kde je dosaženo tlaku 20 MPa. Zároveň je část média ( $1.7 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ ) ze sání vysokotlakého kompresoru odvedena před chladič. Teplota za druhým kompresním stupněm je 74 °C. Výměníky tepla jsou uvažovány s leptanými deskami (PCHE). (Ahn et al., 2015)



Obrázek 13: Schéma sCO<sub>2</sub> integrálního experimentálního oběhu (SCIEL) (Ahn et al., 2015)





Jednotlivé komponenty oběhu z obrázku 14 byly nejprve testovány na experimentálních obězích. Kompaktní výměník tepla (CHX) byl testován na zařízení SCARLETT ve Stuttgartu. Bylo provedeno 6 měřících kampaní, viz tabulka 4, s různými okrajovými podmínkami na vstupu jak vodní tak CO<sub>2</sub> strany. Byly získány údaje o přestupu tepla v návrhových i nenávrhových provozních stavech. (Starflinger et al., 2019)

<b>Kampaň</b>	<b>Vstupní tlak sCO<sub>2</sub></b> P <sub>in</sub> (bar(g))	<b>Vstupní teplota sCO<sub>2</sub></b> T <sub>in</sub> (°C)	<b>Stav</b>
1	110	40 (44.5)	návrhový
2	100	40 (41.3)	návrhový
3	95	39.5	návrhový
4	110	40 (44.5)	nenávrhový
5	100	40 (44.5)	nenávrhový
6	95	39.5	nenávrhový

$\dot{m}_{\text{CO}_2}$ (kg · h <sup>-1</sup> )	$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$ (l · h <sup>-1</sup> )	Q <sub>evap</sub> (W)	Stav
165.6	0.65	460	návrhový
201.6	0.80	560	návrhový
244.8	0.97	680	návrhový
133.2	0.65	460	nenávrhový
133.2	0.80	560	nenávrhový
133.2	0.97	680	nenávrhový
133.2	1.17	830	nenávrhový
133.2	1.43	1010	nenávrhový
133.2	1.74	1230	nenávrhový

Tabulka 4: Měřící kampaně kompaktního výměníku tepla (CHX) (Starflinger et al., 2019)

Kompandér a chladič (UHS) byly testovány v CVŘ na experimentálním oběhu SUSEN. Návrhové parametry soustrojí jsou následující. Průtok 0.65 kg · s<sup>-1</sup>, vstupní teplota do kompresoru 33 °C a do turbíny 200 °C. Tlak na sání kompresoru 7.83 MPa, tlakový poměr 1.5. Otáčky soustrojí jsou uvažovány 50000 rpm a turbína je schopna kromě pohonu kompresoru produkovat 7 kWe. Cílem experimentů s kompandérem bylo ověření CFD výpočtů charakteristik soustrojí a získání zkušeností se startováním a provozem kompandéru. Nadkritických podmínek v oběhu bylo dosaženo pístovým kompresorem. (Starflinger et al., 2019)

Chladič je tvořen výměníkem tepla se žebrovanými trubkami. Jeho teplosměnná plocha je 361 m<sup>2</sup>. Základní rozměry jsou uvedeny v tabulce 5 a nominální termodynamické parametry v tabulce 6. Měření zahrnuje podkritickou i nadkritickou oblast včetně přechodu přes pseudokritickou oblast v částech výměníku blízko výstupu. Z výsledků měření byly spočteny celkové součinitele přestupu tepla přes korelace dle Gnielinski pro CO<sub>2</sub> a jiné korelace pro vzduch, obě uvedené ve VDI (2010).

<b>Parametr</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Hodnota</b>
délka	m	1.4
šířka	m	2.2
počet trubek		8
počet pater		6
vnitřní průměr trubek	m	0.012
tloušťka stěny trubek	m	0.0007
počet průchodů	m	5.5
tloušťka žebra	m	0.0005
rozteč žeber	m	0.0024

Tabulka 5: Základní rozměry výměníku UHS (Starflinger et al., 2019)

<b>Parametr</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Hodnota</b>
vstupní tlak CO <sub>2</sub>	MPa	7.83
vstupní teplota CO <sub>2</sub>	°C	33
výstupní teplota CO <sub>2</sub>	°C	166
průtok CO <sub>2</sub>	kg · s <sup>-1</sup>	0.325
tepelný výkon UHS	kW	92.5
vstupní teplota vzduchu	°C	25
výstupní teplota vzduchu	°C	50
objemový průtok vzduchu na výstupu	m <sup>3</sup> · h <sup>-1</sup>	12500
příkon ventilátorů	kW	0.33

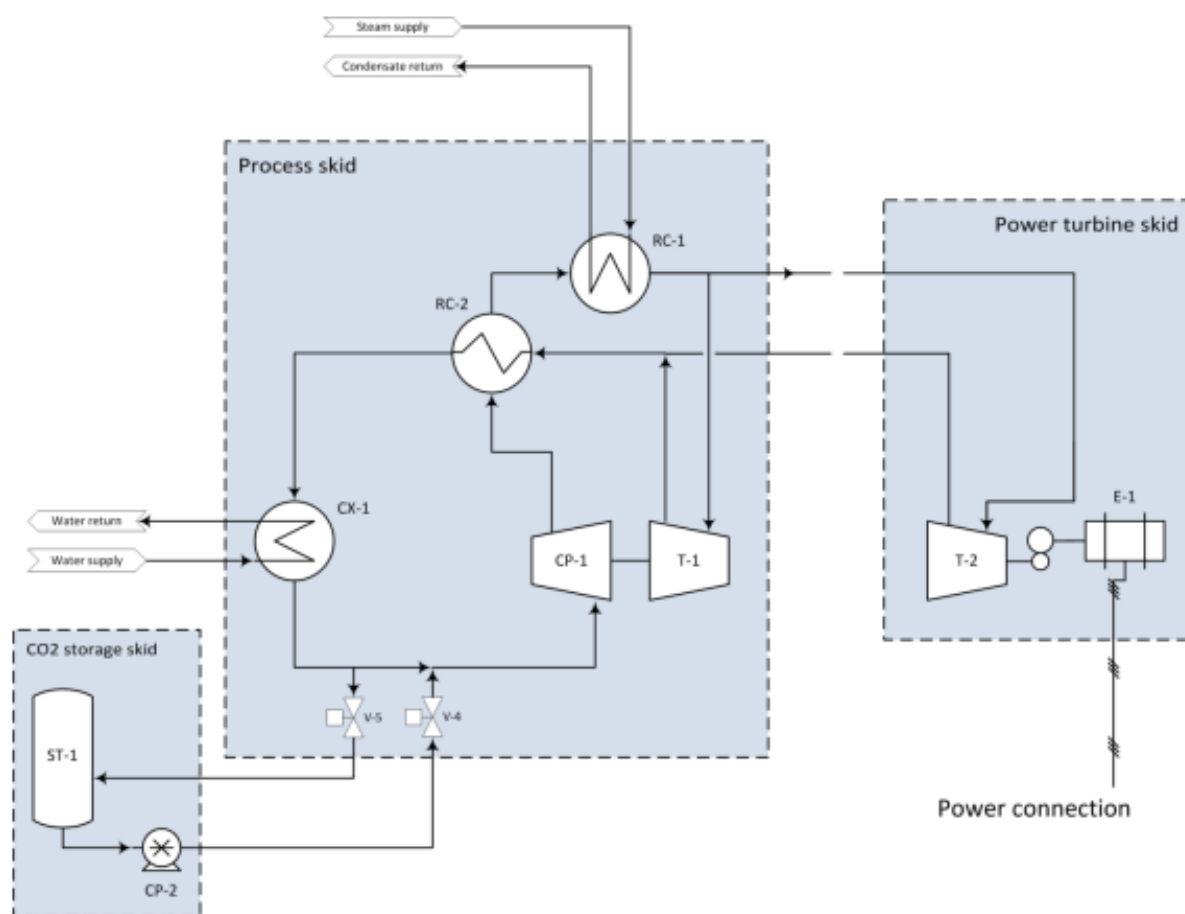
Tabulka 6: Nominální termodynamické parametry výměníku UHS (Starflinger et al., 2019)

## 4.2 Demonstrační zařízení

### 4.2.1 EPS100 - Echogen

Echogen Power Systems, LLC vyvíjí sCO<sub>2</sub> oběhy pro využití průmyslového odpadního tepla (WHR) nebo tepla spalín (EHR) jeho regenerací, případně konverzí na elektrickou energii. Typické teploty zdrojů tepla v těchto aplikacích se pohybují od 300 do 600 °C. (Held, 2014)

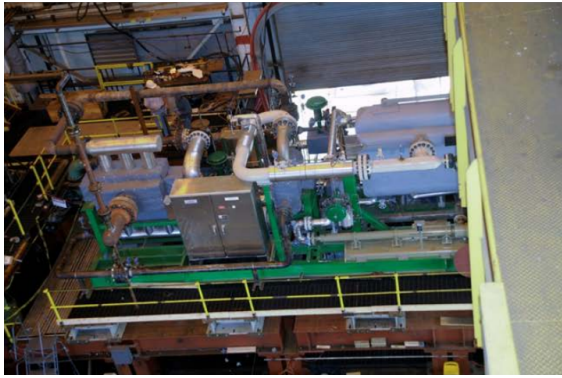
EPS100 je oběh s návrhovým výkonem 7 – 8 MW určený pro regeneraci tepla ze spalín v rozsahu teplot 500 – 550 °C a průtoku 65 – 70 kg · s<sup>-1</sup>. V roce 2014 proběhlo testování a ověření předpokládaných parametrů oběhu v konfiguraci s výměníkem pára – CO<sub>2</sub>, jednoduchou rekuperací tepla a instalovaným komandérem a výkonovou turbínou. Proud z výměníku pára – CO<sub>2</sub> je rozdělován přibližně v poměru 2:1 pro výkonovou turbínu. PFD schéma tohoto testovacího zapojení je zobrazeno na obrázku 15, fotografie z instalace jsou na obrázku 16. (Held, 2014)



Obrázek 15: PFD schéma oběhu EPS100 (Held, 2014)

Jak už bylo řečeno výše, v oběhu jsou zapojeny dvě turbíny. Jednostupňová radiální výkonová turbína je přes převodovku s převodovým poměrem 16.7 připojena ke čtyřpólovému synchronnímu generátoru 13.8 kV a její otáčky jsou neměnné a pohybují se kolem 30000 rpm. Turbína komandéru je rovněž jednostupňová radiální, tentokrát s proměnnými otáčkami v rozsahu menším než 24000 až 36000 rpm pro regulaci průtoku pracovního média. Turbína pohání odstředivé čerpadlo<sup>4</sup> o maximálním výkonu 2.7 MW. Pro start systému je pak použito další malé odstředivé čerpadlo poháněné elektromotorem, tentokrát vícešupňové. (Held, 2014)

<sup>4</sup>Autor Held (2014) v textu zavedl konvenci pro pojmenování zařízení na pokrytí tlakových ztrát systému, které označuje jako čerpadlo i přesto, že v některých režimech pracuje oběh EPS100 i bez kondenzace a pak by se dalo spíše hovořit o kompresoru. Podobně pak autor Held (2014) zavádí konvenci pro výměníky tepla, které nazývá kon-



(a)



(b)

Obrázek 16: Instalace EPS100 pro testování (Held, 2014)

Výměníky tepla v oběhu včetně výměníku pára-CO<sub>2</sub> jsou podle Held (2014) použity s leptanými deskami (PCHE). Pro konfigurace s využitím tepla ze spalin je výměník spaliny – CO<sub>2</sub> uvažován se žebrovanými trubkami.

Experiment probíhal nejprve s odpojenou výkonovou turbínou. Proud pracovního média pro výkonovou turbínu byl odkloněn obtokem a přes expanzní ventil přiveden přímo do kondenzátoru. Tím mohl být izolovaně testován pouze komandér až do jeho maximálních otáček, při současném zvyšování výkonu i tlaku. Další experimenty už probíhaly s připojenou výkonovou turbínou. Obě konfigurace se také lišily v průtoku přes rekuperační výměník což umožnilo testování těchto PCHE výměníků v širším rozsahu parametrů. (Held, 2014)

#### 4.2.2 Sandia National Laboratories

Tato americká instituce se zabývá komplexním vývojem sCO<sub>2</sub> oběhů. Zaměřuje se na 4 oblasti výzkumu:

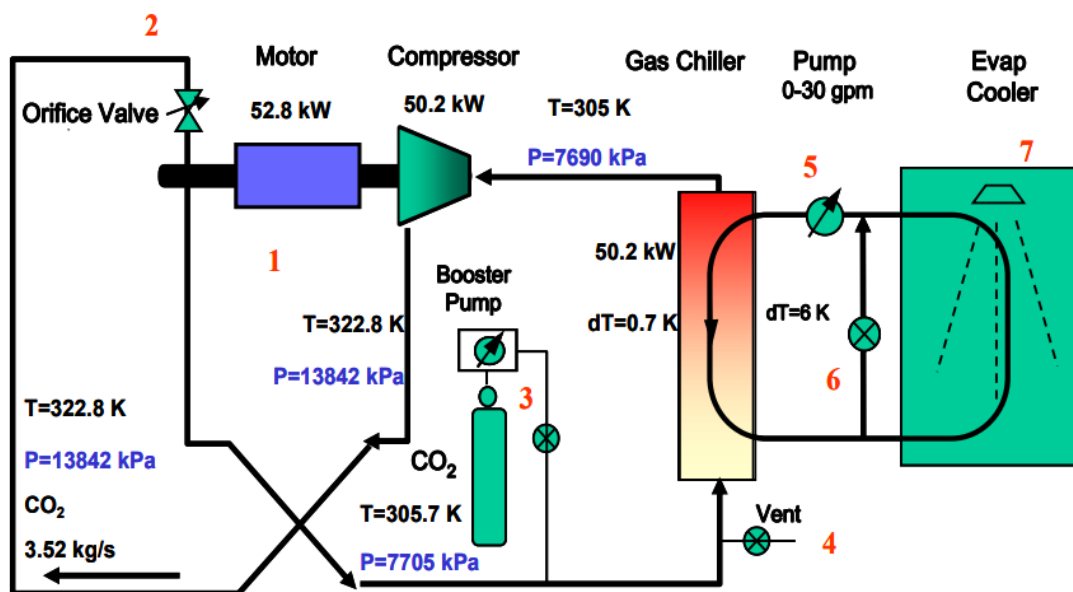
- vývoj a vylepšování zařízení pro sCO<sub>2</sub> oběhy
- výzkum a testování pokročilých strategií ze zaměřením na zvýšení účinnosti a rozšíření možností aplikace těchto oběhů
- vývoj modelu sCO<sub>2</sub> oběhu
- určení strategií pro výstavbu 10 MWe konverzního systému pro komerční využití

Wright et al. (2011a) shrnuje vývoj sCO<sub>2</sub> oběhů a souvisejících technologií v SNL, které již v roce 2011 disponovalo dvěma sCO<sub>2</sub> oběhy. První ze zmíněných oblastí výzkumu je realizována na oběhu umístěném u partnera SNL – Barber Nichols. Schéma tohoto oběhu je na obrázku 17. Výkonem topné sekce byl z původních 260 kW postupně navyšován, nejprve na 520 kW a po přesunu oběhu do SNL z prostorových důvodů, na 780 kW. Další oběh, od začátku budovaný v SNL s kompresorem poháněným elektromotorem je na obrázku 18 a slouží zejména k výzkumu chování pracovního média ve formě různých směsí s CO<sub>2</sub>. Dále jsou zde testovány varianty oběhu s kondenzací, plynová ložiska, případně přirozená konvekce.

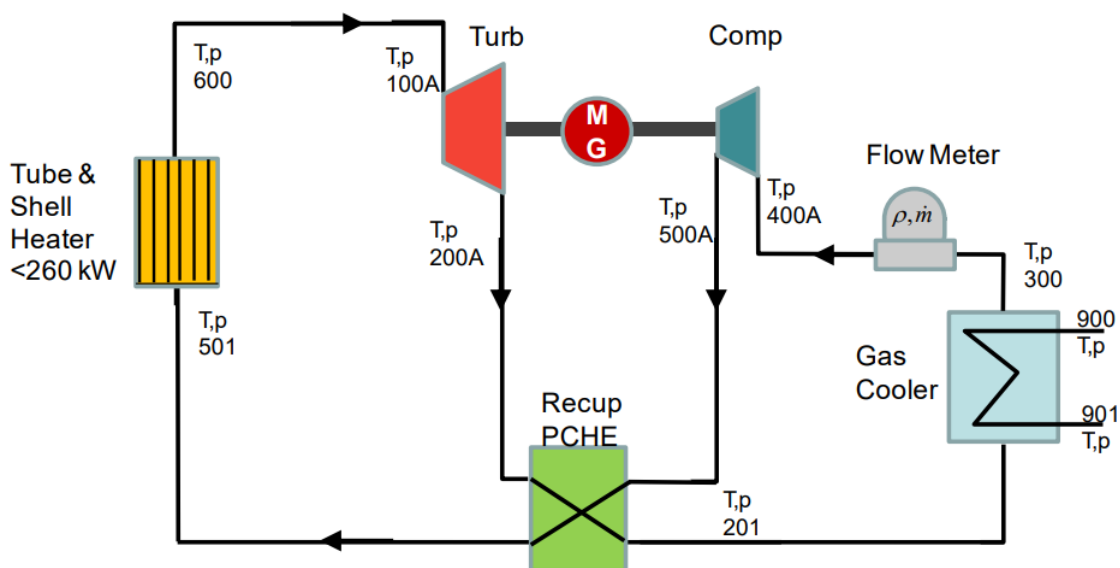
Třetí oblastí výzkumu v SNL je tvorba numerických modelů celých oběhů i detailnější modely jednotlivých zařízení jako například točivé stroje. Poslední oblast cílí na implementaci a komerční využití sCO<sub>2</sub> systému pro nejaderné zdroje tepla o jmenovitém výkonu 10 MWe. Záměrem je poskytnout 5 let zkušeností s vývojem financovaným Americkým úřadem pro energetiku (DOE)

denzátozem, i když v nich v určitých režimech ke kondenzaci pracovního média nedochází.

průmyslovým skupinám, které by měly zájem vyvíjet 10 MWe systémy s odstředivými kompresory. Alternativně pak energetické a teplárenské systémy do 1 MW, které by vyžadovaly nižší náklady, ale mohly by být zajímavé pro více zákazníků. Tyto malé systémy by pak mohly být založeny na již existujícím řešení SNL s využitím objemového kompresoru. (Wright et al., 2011a)



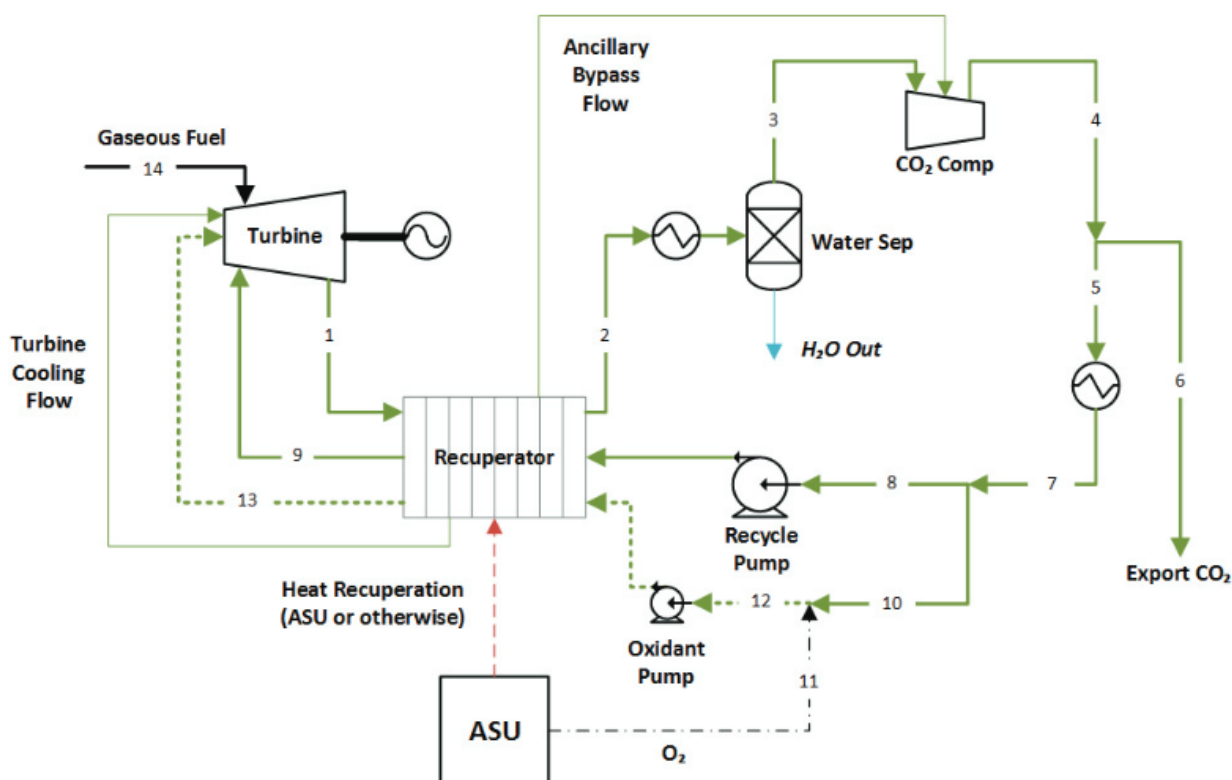
Obrázek 17: PFID schéma oběhu Sandia v Barber Nichols (Wright et al., 2011b)



Obrázek 18: PFID schéma oběhu Sandia s kompresorem poháněným elektromotorem (Wright et al., 2011b)

### 4.2.3 La Porte PP - NET Power

Tato elektrárna, která dodala první elektřinu do sítě ke konci roku 2021, využívá oxy-fuel spalování plyných i pevných paliv. Díky tomu jsou spaliny tvořené převážně oxidem uhličitým s obsahem vodních par. Teplo a tlak spalin jsou následně transformovány do elektrické energie v sCO<sub>2</sub> Braytonově oběhu. Po expanzi vstupují do rekuperačního výměníku a následně do separátoru vodních par. Takto vyčištěné CO<sub>2</sub> je v rekuperačním výměníku znovu ohřáto spalinami a část se vrací do spalovací komory. Tímto způsobem významně klesá spotřeba paliva i kyslíku, jelikož část pracovního média cirkuluje spalovací komorou a rekuperačním výměníkem. Základní schéma tohoto oběhu, označovaného jako Allamův cyklus, je na obrázku 19. Zbylé CO<sub>2</sub> vzniklé při spalování je díky čistotě a vysokému tlaku možné dopravovat k dalšímu využití např. jako technického plynu, tlakování ložisek ropy a zemního plynu, případně jeho ukládání a vázání do geologických vrstev. (Allam et al., 2017)



Obrázek 19: PFD schéma Allamova cyklu (Allam et al., 2017)

Oběh jako takový byl navržen a postaven ve spolupráci NET Power, Toshiba, Exelon a Shaw Power Group. Jednotka o 50 MWt disponuje spalovací komorou pro spalování zemního plynu ve směsi kyslíku a CO<sub>2</sub>. Do spalovací komory je vracena část předehřátých a vysušených spalin, v podstatě čisté CO<sub>2</sub>. Admisní teplota turbíny je 1150 °C, tlak 300 bar. Po expanzi je tlak spalin 30 bar.

Kyslík pro spalování je separován ze vzduchu v kryogenním separátoru. Produkce kyslíku se pohybuje okolo 3000 t/den při výstupním tlaku 30 – 80 bar a jeho čistota je kolem 99.5 %. Ve spalovací komoře se koncentrace kyslíku pohybuje mezi 15 – 30 % mol.

V deskovém žebrovaném rekuperačním výměníku dochází k vnitřní výměně tepla mezi výstupním proudem z turbíny o teplotě 700 – 775 °C a tlaku 30 bar a vysokotlakým CO<sub>2</sub> vracejícím se do spalovací komory, které je předehříváno na 675 – 750 °C.



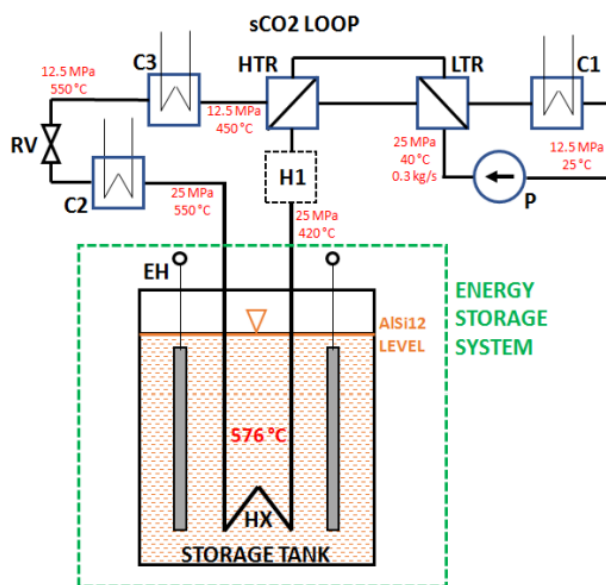


Obrázek 20: Realizace oběhu v La Porte (Texas, USA) (<https://www.inc.com/kevin-j-ryan/net-power-zero-emissions-plant-global-warming.html>) 1.4.2022]

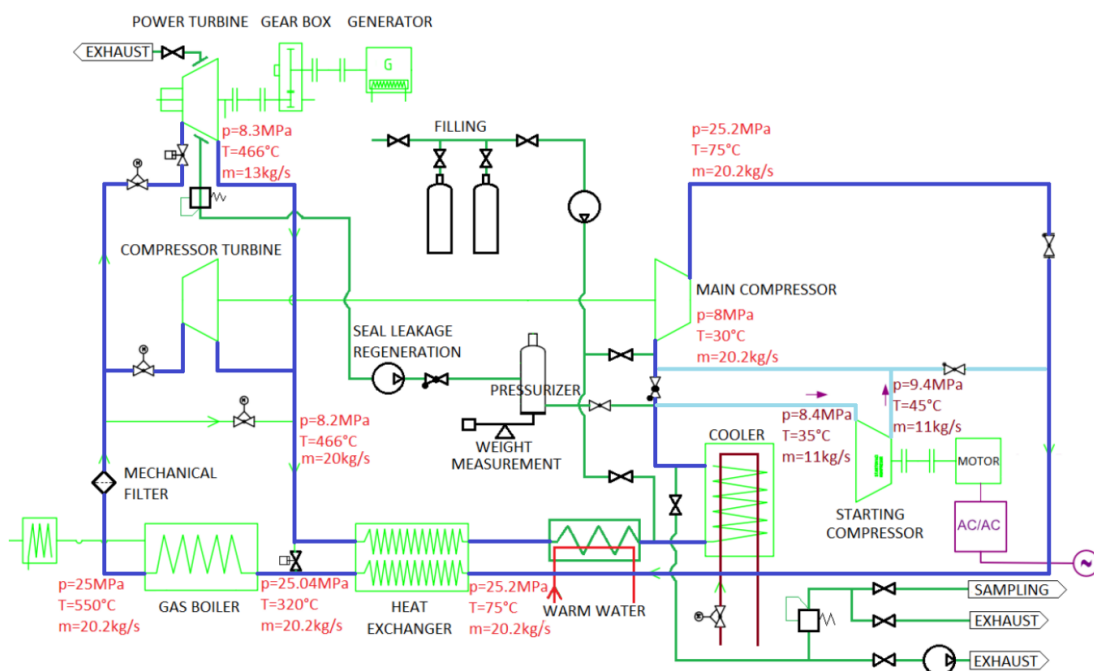
#### 4.2.4 Oběh Sofia - CVŘ

Centrum výzkumu v Řeži se v rámci projektu Efekt, podporovaného Technologickou agenturou ČR (TAČR, 2019), zabývá vývojem systému pro akumulaci tepelné energie (TES), založeném na konceptu elektrina – teplo – elektrina (P2H2P). S použitím konceptu akumulace energie ve formě tepla je teoreticky možné uložit až stovky MWh po relativně dlouhou dobu v porovnání s ostatními technologiemi pro akumulaci. Navíc při použití PCM je možné dosáhnout menších rozměrů zařízení a hlavně vysokých teplot v zásobníku (550 – 600°C), což je velmi důležité pro dosažení dobré účinnosti konverzního cyklu. (Melichar et al., 2021).

Pro konverzi uloženého tepla zpět na elektrinu se vzhledem k provozním teplotám zásobníku a dalšímu zmenšení systému předpokládá využití sCO<sub>2</sub> oběhu. Melichar et al. (2021) uvádí, že v současné době probíhá v CVŘ realizace elektricky vytápěného testovacího zásobníku, viz obrázek 21, o kapacitě 300 kWh<sub>t</sub> a výměníku tepla sCO<sub>2</sub> – PCM přes který bude tento zásobník připojen ke stávajícímu sCO<sub>2</sub> oběhu, představenému v kapitole 4.1.3, s cílem demonstrovat možnosti tohoto způsobu akumulace energie. Zároveň v rámci projektu Efekt (TAČR (2019)) probíhá vývoj a realizace unikátního sCO<sub>2</sub> oběhu s vnitřní výměnou tepla, nazvaný Sofia, který bude sloužit k ověření funkce klíčových komponent jako silová turbína, startovací kompresor nebo kompresor a turbína na společné hřídeli, tzv. kompandér. Oběh bude umožňovat testování turbín až do výkonu 1.8 MWe.



Obrázek 21: Schéma testovacího zásobníku realizovaného v CVŘ (Melichar et al., 2021)



Obrázek 22: Schéma realizovaného oběhu Sofia (Frýbort et al., 2021)



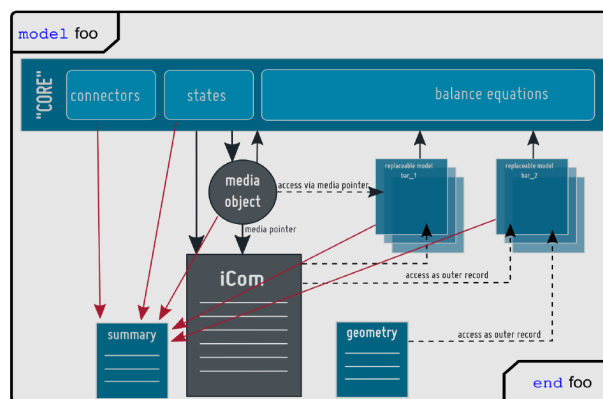
## 5 Struktura knihovny ClaRaPlus a Modelica

Termo-hydraulický model oběhu Sofia je vytvářen v programu Dymola, aktuálně ve verzi 2022x. Tento program je všestranný nástroj pro tvorbu modelů v širokém portfoliu oborů jako elektrotechnika, mechanika, chemie, energetika a další. Existuje mnoho bezplatných i komerčních knihoven s nepřehledným množstvím různých předpřipravených komponent a dílčích modelů. Nicméně při výběru konkrétních knihoven je potřeba dbát na správnost používaných předpokladů a vztahů a na validování výpočtů experimentálními daty. Z tohoto pohledu může být systém s velkým množstvím knihoven, s modely z neznámých zdrojů značně nepřehledný a práce s ním v některých případech zdlouhavá. Pro tvorbu vlastního modelu oběhu Sofia, který je obsahem této práce, bude využívána komerční knihovna ClaRaPlus a TS Media, které vyvíjí německé společnosti XRG a LTX. Knihovna ClaRaPlus je určena především pro návrh parních oběhů pracujících v Rankine-Clausiově cyklu, ale ve spojení s TS Media nabízí mnoho dalších látek kromě vody jako teplosnosného média. Navíc je poměrně dobře validována s experimentálními daty z experimentů s  $s\text{CO}_2$  oběhu v CVŘ v rámci projektu  $s\text{CO}_2$  – Hero (Vojáček et al., 2018a), případně  $s\text{CO}_2$  – Flex (Vojáček et al., 2019). Dále jsou využívány komponenty z volně dostupné knihovny Modelica a dle potřeby jsou komponenty z používaných knihoven upravovány, případně jsou vytvářeny zcela nové. Knihovna ClaRaPlus se skládá z následujících subknihoven:

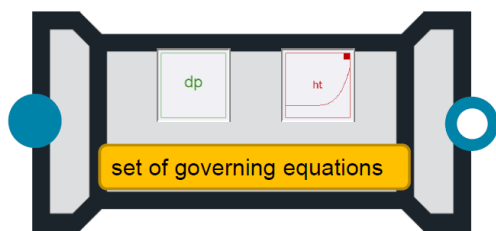
- **TS Media** - termo-fyzikální vlastnosti látek
- **ClaRaPlus** - komponenty pro termo-hydraulické výpočty tepelných oběhů (modely přenosu tepla, tlakových ztrát apod.)
- **ClaRaDCS** - komponenty pro tvorbu modelů řídicích systémů
- **ClaRaGrid** - komponenty pro modelování elektrických rozvodných sítí

Pro potřeby této diplomové práce se zaměříme pouze na knihovny TS Media a ClaRaPlus. K těmto knihovnám existuje i volně dostupná alternativa od stejných vývojářů - knihovny TIL Media (termo-fyzikální vlastnosti látek) a ClaRa, se kterými se v CVŘ původně pracovalo. Později ale byly zvoleny komerční knihovny z důvodu podpory vývojářů a zejména kvůli tomu, že TS Media oproti TIL Media definují více pracovních látek jako VLE (Vapour Liquid Equilibrium), tzn. že do jisté míry zohledňují vícefázové směsi a účinky gravitačního zrychlení. Dále výhoda komerčních knihoven spočívá v tom, že obsahují více modelů pro přestup tepla a pokročilejší modely točivých strojů.

Struktura modelů v knihovně ClaRaPlus je znázorněna na obrázku 23. Hlavní kostrou všech modelů je tzv. jádro a knihovna médií. V kostře jsou implementovány bilanční rovnice, výpočty stavů pracovní látky a konektory pro propojení s dalšími komponentami. Do bilančních rovnic vstupují parametry z tzv. nahraditelných modelů, které obsahují např. korelace pro výpočet přestupu tepla nebo tlakových ztrát. Do těchto nahraditelných modelů vstupují jednak údaje o konkrétní geometrii, ale také přes komunikační rozhraní iCom vypočtené hodnoty v kostře z předchozího kroku. Poslední důležitou součástí modelů je část summary, kam jsou ukládány všechny důležité parametry pro vyhodnocování.



Obrázek 23: Struktura modelů v knihovně ClaRaPlus (XRG Simulation GmbH, 2022)



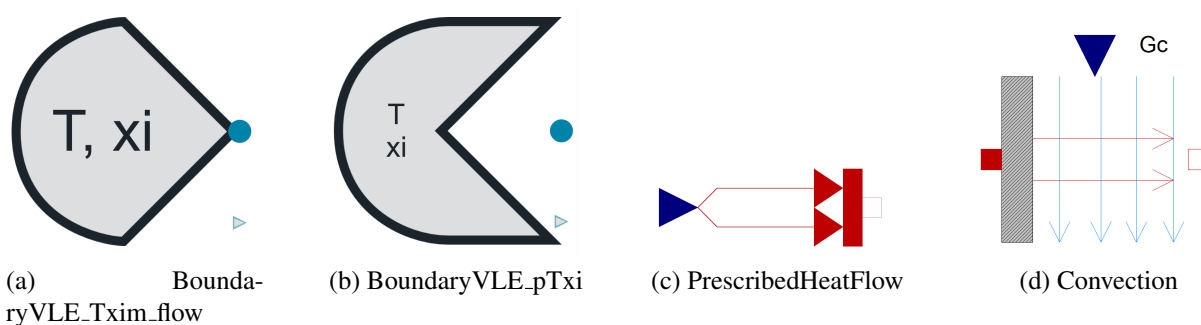
Obrázek 24: Typická komponenta knihovny ClaRaPlus (XRG Simulation GmbH, 2022)

Každá komponenta se tedy skládá z konektorů, nahraditelných modelů a řídicích rovnic, tak jak je zobrazeno na obrázku 24. Tím je zajištěna jistá variabilita komponent a také je tímto způsobem sníženo riziko chyby v zadávání parametrů, protože jsou ve většině případů zadávány na jednom místě a sdíleny mezi jednotlivými nahraditelnými modely. Takto vytvořené komponenty mají různé úrovně diskretizace (L1 - L4) v závislosti na konkrétní aplikaci.

## 5.1 Přehled důležitých komponent

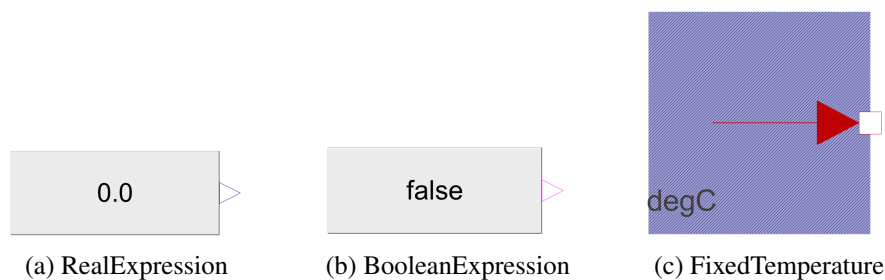
### 5.1.1 Okrajové podmínky

Tyto komponenty jednoduše převádějí zadané hodnoty tlaků, teplot, průtoků, složení apod. do příslušného datového typu. Tyto hodnoty jsou pak přes unifikovaný konektor sdíleny s dalšími připojenými komponentami. Existují různé typy této okrajové podmínky v závislosti na zadávaných parametrech. Při tvorbě modelu sCO<sub>2</sub> oběhu v rámci této diplomové práce byly nejčastěji využívány komponenty **BoundaryVLE\_Txim\_flow** pro zadávání průtočného množství a teploty proudu a **BoundaryVLE\_pTxi**, kde lze definovat tlak a teplotu proudu. Dále je často využívána okrajová podmínka tepelného toku **PrescribedHeatFlow**, kde je navíc možné tepelný tok distribuovat do kontrolních objemů různých délek. V případě modelování tepelných ztrát do okolního prostředí se nabízí využití komponenty **Convection** z knihovny Modelica. Vstupními parametry této okrajové podmínky jsou součin teplosměnné plochy a součinitele přestupu tepla  $\alpha$  a teplota okolí. Pomocí těchto parametrů je vypočítán tepelný tok. Parametry okrajových podmínek lze zadávat jako konstanty, případně jako proměnné s použitím dalších komponent popsaných v následujících odstavcích.



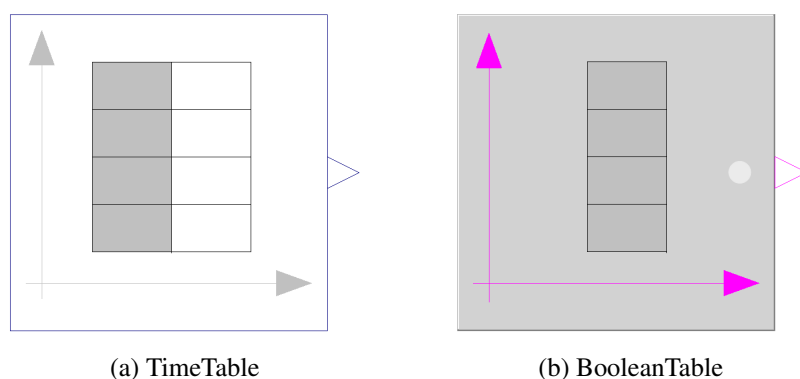
Obrázek 25: Základní okrajové podmínky (XRG Simulation GmbH, 2022), (Dassault Systemes, 2022)

Pokud předpokládáme, že se během výpočtu daný parametr nebude měnit, lze ho definovat komponentami **RealExpression**, **BooleanExpression** případně **FixedTemperature** podle příslušného datového typu.



Obrázek 26: Konstantní parametry okrajových podmínek (Dassault Systemes, 2022)

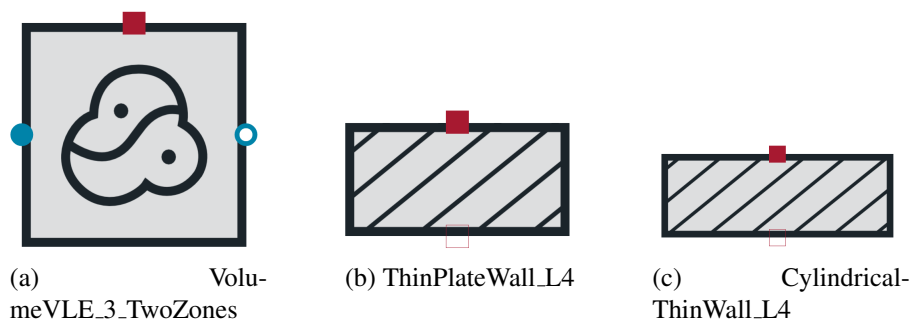
Chceme-li aby se parametry okrajových podmínek během simulace měnily (lze například předepsat průběh průtoku média dle experimentálních dat), můžeme použít komponentu **TimeTable**, kde se pomocí sloupcového vektoru zadá časová závislost parametru. V případě datového typu Boolean (pravda/nepravda) lze použít komponentu **BooleanTable**, kde je tentokrát zadávána časová posloupnost změn hodnoty.



Obrázek 27: Proměnné parametry okrajových podmínek (Dassault Systemes, 2022)

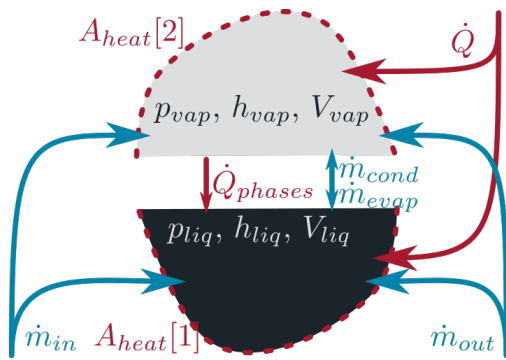
### 5.1.2 Stacionární kontrolní objemy

Tyto stacionární<sup>5</sup> komponenty můžeme použít v případě, že se nemusíme zabývat prouděním pracovního média. To platí pro různé zásobníky nebo nádoby a můžeme pro tyto účely využít komponentu **VolumeVLE\_3\_TwoZones**. Pro kontrolní objemy pevného skupenství, které jsou důležité pro stanovení tepelných odporů, akumulace tepla nebo tepelné setrvačnosti, slouží modely stěn rovinných a válcových **ThinPlateWall\_L4**, respektive **CylindricalThinWall\_L4**.



Obrázek 28: Stacionární kontrolní objemy (XRG Simulation GmbH, 2022)

<sup>5</sup>Výraz stacionární je v tomto případě použitý ve smyslu absence proudění pracovního média v kontrolním objemu. To znamená objemy reprezentující zásobníky, případně stěny, kde pochopitelně proudění zcela postrádá smysl.



Obrázek 29: Bilanční schéma komponenty VolumeVLE\_L3\_TwoZones (XRG Simulation GmbH, 2022)

Komponenta **VolumeVLE\_L3\_TwoZones** je vhodná právě pro tvorbu zásobníků, parogenerátorů, kompenzátorů objemu apod. a umožňuje výpočty parní i kapalných fází včetně jejich neideální interakce. Jak je vidět na obrázku 29, je kontrolní objem rozdělen na část pro sytou kapalinu a sytou páru. Model bere v úvahu akumulaci tepla a hmoty, včetně přenosu tepla a hydrostatiky. Hmotová bilance zahrnuje hmotnostní průtoky při odpařování a kondenzaci a změny objemu s průtoky vstupními a výstupními konektory, viz rovnice 1 a 2. (XRG Simulation GmbH, 2022)

$$\frac{d\rho_{\text{vap}}}{dt}V_{\text{vap}} = \dot{m}_{\text{in,vap}} + \dot{m}_{\text{out,vap}} - \dot{m}_{\text{cond}} + \dot{m}_{\text{evap}} + \rho_{\text{vap}}\frac{dV_{\text{vap}}}{dt}, \quad (1)$$

$$\frac{d\rho_{\text{liq}}}{dt}V_{\text{liq}} = \dot{m}_{\text{in,liq}} + \dot{m}_{\text{out,liq}} + \dot{m}_{\text{cond}} - \dot{m}_{\text{evap}} + \rho_{\text{liq}}\frac{dV_{\text{liq}}}{dt}. \quad (2)$$

Z hlediska bilance energie model zahrnuje vstupní a výstupní entalpie a výměnu energie mezi zónami díky přenosu tepla a hmoty. Model uvažuje i případy, kdy je objem zcela zaplněn kapalinou nebo naopak párou a umožňuje tak simulace specifických zařízení jako je startovací láhev nebo separátor. (XRG Simulation GmbH, 2022)

Výpočet přestupu tepla vedením zajišťují modely stěn válcových i rovinných viz obrázek 28(a) a (b), včetně akumulace tepla do materiálu stěn. Komponenta zanedbává vliv podélného vedení tepla a lze tedy použít ideálně tam, kde jsou gradienty teplot v podélném směru vůči radiálnímu zanedbatelné. V rámci komponenty, pro ilustraci válcové, je řešena rovnice akumulace vnitřní energie

$$U_i = T_i \cdot \rho_i \cdot \frac{\pi}{4} (d_{\text{out}}^2 - d_{\text{in}}^2) \cdot L_i \cdot c_{p_i} \quad (3)$$

a bilance energie mezi vnitřní a vnější plochou

$$\frac{dU_i}{dt} = \dot{Q}_{\text{in}} + \dot{Q}_{\text{out}}, \quad (4)$$

kde

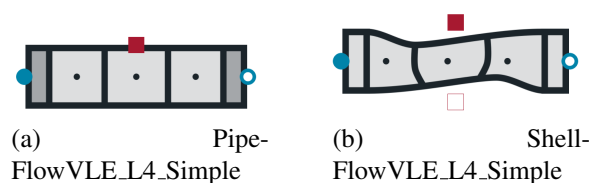
$$\dot{Q}_{\text{in}_i} = \frac{2\pi L_i \lambda_i}{\ln \left[ \frac{d_{\text{out}} + d_{\text{in}}}{2d_{\text{in}}} \right]} (T_{\text{in}_i} - T_i) \quad (5)$$

a

$$\dot{Q}_{\text{out}_i} = \frac{2\pi L_i \lambda_i}{\ln \left[ \frac{2d_{\text{out}}}{d_{\text{out}} + d_{\text{in}}} \right]} (T_{\text{out}_i} - T_i). \quad (6)$$

### 5.1.3 Dynamické kontrolní objemy

Tam kde tekutina proudí a zároveň je potřeba stanovit parametry z hlediska přenosu tepla a hybnosti, typicky teplotní a tlakové pole, musíme využít komponenty v tomto smyslu dynamické. Nejčastěji používanými modely jsou **PipeFlowVLE.L4.Simple** pro výpočet proudění tekutiny v potrubí kruhového průřezu a také komponenta **ShellFlowVLE.L4.Simple** vytvořená ve spolupráci CVŘ a XRG pro výpočty proudění v mezikruží. Oba tyto modely zobrazené na obrázku 30 umožňují výpočty proudění v diskretizovaném potrubí, včetně přestupu tepla přes povrch kontrolního objemu a výpočtu tlakových ztrát, což je zajištěno nahraditelnými modely.



Obrázek 30: Dynamické modely potrubí (XRG Simulation GmbH, 2022)

V rámci těchto modelů je řešena bilance hmoty, hybnosti a energie pro všechny elementy (kontrolní objemy). Bilance hmoty je vyjádřena rovnicí

$$\frac{d\rho_i}{dt}V_i = \dot{m}_{in_i} + \dot{m}_{out_i} . \quad (7)$$

Bilance hybnosti zahrnuje účinky gravitačního zrychlení na tekutinu a třecí ztráty způsobené interakcí vazké tekutiny se stěnami potrubí. Tyto třecí ztráty jsou počítány různými způsoby v závislosti na zvoleném nahraditelném modelu. Z bilance hybnosti pak plyne

$$p_{in_i} = p_i + \rho_i g \Delta z_i + \Delta p_{fric_i} . \quad (8)$$

Díky zákonu zachování energie lze sestavit bilanci vstupních a výstupních proudů včetně sdílení tepla s okolním prostředím

$$\frac{dh_i}{dt}m_i = \dot{m}_{in_i}(h_{in_i} - h_i) + \dot{m}_{out_i}(h_{out_i} - h_i) + V_i \frac{dp}{dt} + \dot{Q}_i , \quad (9)$$

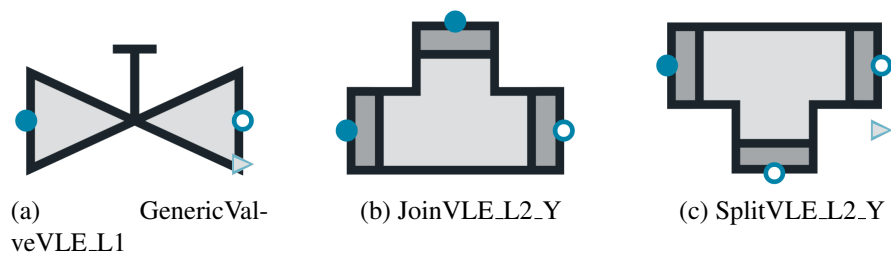
kde

$$\dot{Q}_i = \alpha_i A_i \Delta T . \quad (10)$$

Přestup tepla je podobně jako tlakové ztráty počítám nahraditelným modelem podle konkrétního případu.

S modelováním potrubních tras samozřejmě souvisí i použití různých armatur nebo spojovacích, respektive rozdělovacích prvků. Pro simulaci funkce armatur různých druhů (zpětné klapky, uzavírací a regulační ventily) je možné použít například komponentu **GenericValveVLE.L1**, viz obrázek 31(a), kde lze otevírací charakteristiky implementovat pomocí nahraditelných modelů.

Modely spojů **JoinVLE.L2.Y** a rozdělovačů **SplitVLE.L2.Y** jsou v modelu implementovány především z důvodu větší numerické stability. V některých případech na sebe totiž jednotlivé komponenty navenavazují optimálně, například následují dva kontrolní objemy, případně dvě

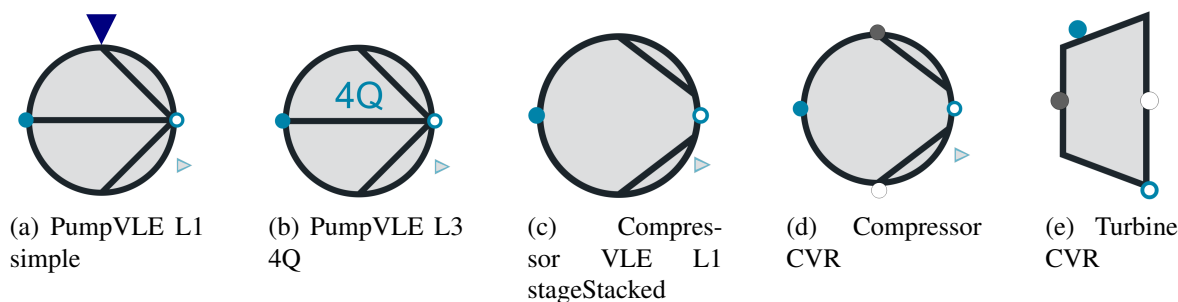


Obrázek 31: Dynamické modely dalších prvků potrubí (XRG Simulation GmbH, 2022)

tlakové ztráty za sebou, což není pro simulaci podle vývojářů knihovny vhodné, protože v uzlech propojovacích proudů pak nelze jednoznačně určit stav pracovního média. Těchto případech je pak nutné tyto uzly nahradit komponentami z obrázku 31(b), případně 31(c).

### 5.1.4 Točivé stroje

Cirkulaci pracovního média zajišťují kompresory a čerpadla objemová, případně dynamická. Pokud je čerpaná látka v plynném skupenství, hovoříme o kompresoru. Pro pracovní látky kapalné, případně různé suspenze se užívá termín čerpadlo. V případě tekutiny v nadkritickém stavu nastává otázka, jaký termín vlastně používat. V literatuře se ve většině případů přiklání k podobnosti nadkritické tekutiny a plynu z hlediska viskozity a hlavně stlačitelnosti a proto je častěji používán termín kompresor.



Obrázek 32: Točivé stroje (XRG Simulation GmbH, 2022)

Pro nestlačitelné tekutiny můžeme v knihovně ClaRaPlus nalézt například čerpadlo **PumpVLE.L1.simple**, viz obrázek 32(a), které na základně daného příkonu a účinnosti počítá průtok tekutiny

$$\dot{V} = \frac{P_{\text{hyd}}}{\Delta p} \quad (11)$$

Vychází přitom ze vztahu pro určení izoentropického příkonu

$$P_{\text{mech}} = \dot{m} \cdot (h_{\text{out,iso}} - h_{\text{in,iso}}) \quad (12)$$

ktej je korigován libovolnou účinností

$$P_{\text{hyd}} = P_{\text{mech}} \cdot \eta_{\text{mech}} \quad (13)$$

Dále je možné použít detailnější model **PumpVLE\_L3\_4Q**, z obrázku 32(b), který je podle XRG Simulation GmbH (2022) určen pro nestlačitelné i stlačitelné tekutiny, navíc je univerzální z hlediska pracovního režimu. To znamená, že lze tento model využít jako čerpadlo/kompresor nebo i turbínu. V knihovně **ClaRaPlus** lze nalézt i modely kompresoru pro media typu Gas i VLE. V našem případě jsou použitelné pouze modely pro media typu VLE, jelikož v některých provozních režimech oběhu se v jeho různých částech může objevovat směs kapaliny a plynu. Zejména se jedná o rozběh oběhu. Připadalo by tedy v úvahu použití komponenty **CompressorVLE\_L1\_stageStacked**, viz obrázek 32(c), ale tato komponenta je určena spíše pro stacionární výpočty. Navíc bylo potřeba implementovat vlastní charakteristiky, což tento model neumožňuje a proto byla v rámci CVŘ vytvořena komponenta **Compressor\_CVR**, jejíž grafická podoba je zobrazena na obrázku 32(d). Ta umožňuje výpočty s modely reálných stlačitelných tekutin a definici kompresorových charakteristik. Na základě podobnosti bezrozměrných čísel

$$\chi = \frac{h_{out,iso} - h_{in}}{n^2}, \quad (14)$$

$$\phi = \frac{\dot{V}_{in}}{n}, \quad (15)$$

$$\Sigma = \frac{h_{out,iso} - h_{in,iso}}{n^2} = \frac{P}{n^2 \dot{m}} \quad (16)$$

a dvou zadaných rozměrových charakteristik pro minimální a maximální otáčky model interpoluje mezi těmito charakteristikami a počítá pracovní bod. Model vychází z ASME (1998) a předpokládá neměnnost Machova čísla, Reynoldsova čísla, Poissonovy konstanty a poměru hustot výtlak/sání. Model turbíny **Turbine\_CVR**, viz obrázek 32(e), funguje na stejném principu jako kompresor a je také vyvíjený v CVŘ. Turbína i kompresor podporují i mechanické propojení a je tedy možné vytvořit model kompresoru a turbíny na společné hřídeli (kompandéru) i spojení silové turbíny a generátoru. Komponenta **SteamTurbineVLE\_L1**, dostupná v knihovně ClaRaPlus nebyla v tomto případě použita, nicméně je běžně využívána v jiných modelech hlavně pro stacionární výpočty.

## 6 Výpočty a modelování oběhu Sofia

Oběh Sofia je experimentální zařízení budované v CVŘ v rámci projektu Efekt, podporovaného Technologickou agenturou ČR. Zaměřením mé práce bude tvorba termo-hydraulického modelu tohoto oběhu a provedení stacionárních i dynamických výpočtů. Vzhledem k tomu, že jde o demonstrační oběh, na kterém bude ověřováno konstrukční provedení točivých strojů, ale i způsob regulace oběhu, je potřeba při návrhu počítat s různými nestandardními situacemi jako je nouzové odstavení celého oběhu, případně jeho části. Navíc, jak už bylo řečeno v předchozích kapitolách, dochází k velkým fluktuacím termofyzikálních vlastností  $s\text{CO}_2$  kolem kritického bodu a proto i rozběh oběhu může být z tohoto hlediska problematický.

S prověřením těchto nenávrhových a hlavně přechodových stavů může pomoci numerický model oběhu, za předpokladu, že jsou v takovém modelu zahrnuty tyto základní charakteristiky oběhu:

- geometrie oběhu (průměry a délka potrubí, kolena, zúžení/rozšíření, armatury, geometrie výměníků tepla, atd.)
- materiály, z nichž jsou potrubí a zařízení vyrobena včetně izolací
- charakteristiky točivých strojů
- korelace pro tlakové ztráty a přestup tepla v oběhu

Pro simulaci přechodových stavů je zejména důležité zahrnout charakteristiky točivých strojů a materiál oběhu. Charakteristiky točivých strojů určují, jak se bude v průběhu přechodového stavu vyvíjet průtok a tlak teplotonosného média v závislosti na otáčkách a tlakové ztrátě. Definice materiálu oběhu včetně izolací je podstatná pro určení tepelné setrvačnosti vlivem akumulace tepla, případně tepelných ztrát do okolí.

Pokud jsou tedy na základě předchozích zkušeností či analýzou určeny kritické či problematické stavy, případně je k dispozici více možností regulace systému, je možné tyto případy ověřit nejprve na numerickém modelu. Získáme tak přibližný průběh kritických parametrů, jejich gradienty a extrémy a po jejich vyhodnocení můžeme tyto poznatky využít pro optimalizaci návrhu oběhu, což vede ke snížení investičních i provozních nákladů a ke zvýšení bezpečnosti při samotném provozu.

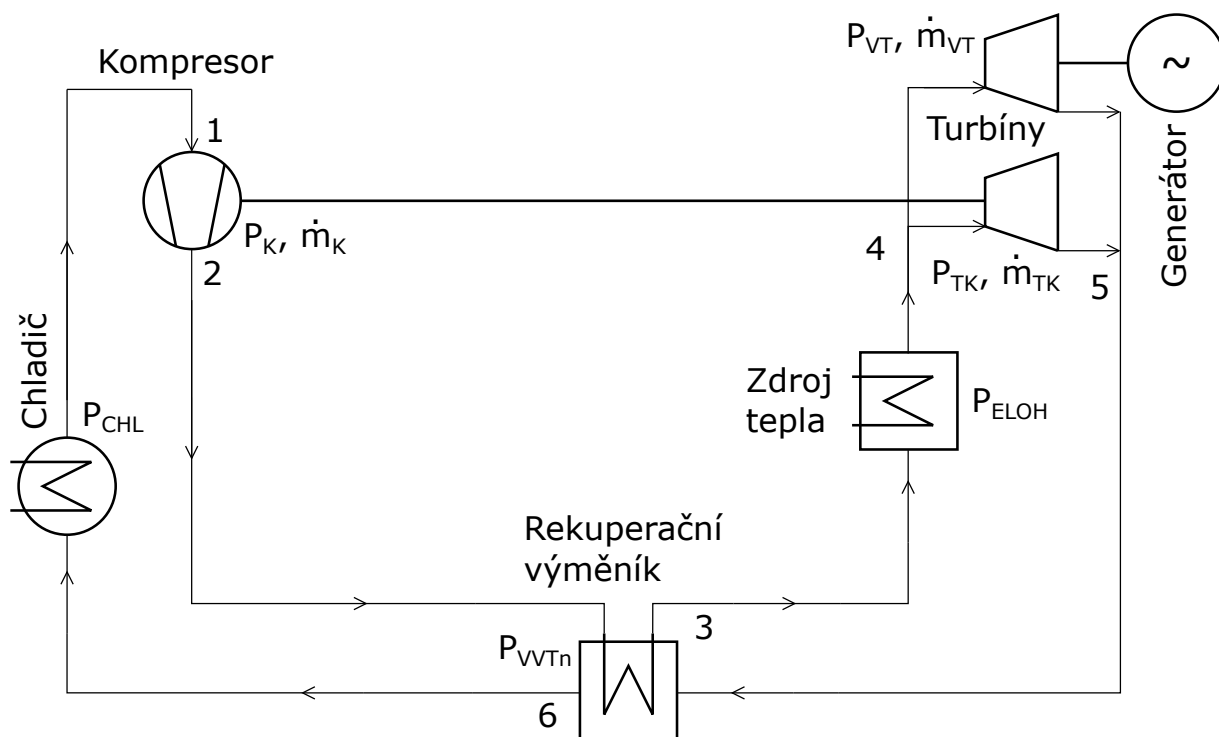
### 6.1 Popis oběhu

Uvažovaný Braytonův oběh s vnitřní výměnou tepla a kompresorem poháněným turbínou (kompandér, TAC) je znázorněn na obrázku 33.

Hlavní komponenty oběhu jsou:

- kompandér – odstředivý kompresor poháněný radiální turbínou
- rekuperační výměník
- zdroj tepla – elektro-ohřev (6 MWt)
- výkonová axiální turbína (1 MWe)
- chladič  $\text{CO}_2$  – voda





Obrázek 33: PFD schéma oběhu

## 6.2 Bilance

### 6.2.1 Točivé stroje, obíhající množství pracovní látky

Předpokládané provozní parametry oběhu jsou následující. Teplota na sání kompresoru 30 °C, tlak na sání 8 MPa, tlak na výtlaku 25.5 MPa. Admisní teplota turbín 550 °C, admisní tlak 25 MPa, emisní tlak 8.5 MPa. Tlakové ztráty ve vysokotlaké i nízkotlaké části oběhu jsou odhadovány na základě předchozích zkušeností s provozem sCO<sub>2</sub> oběhu na 0.5 MPa. Stav pracovního média a okrajové podmínky pro specifikaci točivých strojů jsou uvedeny v tabulce 7.

			Turbína silová	Turbína kompanđeru	Kompresor kompanđeru
Vstupní teplota	$T_{in}$	°C	550	550	30
Vstupní tlak	$p_{in}$	MPa	25	25	8
Entalpie na vstupu	$h_{in}$	kJ/kg	1031.80	1031.80	284.04
Entropie na vstupu	$s_{in}$	kJ/kgK	2.69	2.69	1.27
Výstupní tlak	$p_{out}$	MPa	8.5	8.5	25.5
Entalpie na výstupu isoentr.	$h_{ieout}$	kJ/kg	876.20	876.20	306.98
Změna entalpie isoentr.	$dh_{ie}$	kJ/kg	155.60	155.60	22.94
Mechanická účinnost	$\eta$		0.57	0.65	0.70
Změna entalpie	$dh$	kJ/kg	88.69	101.14	32.77
Entalpie na výstupu	$h_{out}$	kJ/kg	943.11	930.66	316.81
Entropie na výstupu	$s_{out}$	kJ/kgK	2.79	2.77	1.30
Výstupní teplota	$T_{out}$	°C	465.29	445.27	61.11

Tabulka 7: Okrajové podmínky točivých strojů

Optimální průtok v systému byl stanoven iteračně. Výpočet vychází z požadovaného výkonu výkonové turbíny 1000 kW<sub>e</sub>. Z návrhových parametrů na vstupu a výstupu výkonové turbíny, při zahrnutí předpokládané účinnosti lze stanovit potřebný průtok pracovního média výkonovou turbínou. Nejprve stanovíme potřebný hydraulický výkon turbíny.

$$P_{\text{hyd}} = \frac{P_{\text{el}}}{\eta_{\text{hyd}}} = \frac{1000}{0.83} = 1205 \text{ kW} , \quad (17)$$

Potřebný průtok pak při předpokladu adiabatického děje můžeme stanovit z rozdílu entalpií,

$$\dot{m}_{\text{VT}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{h_{\text{VTin}} - h_{\text{VTout}}} = \frac{1205}{1031.8 - 943.11} = 13.59 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} . \quad (18)$$

Tento průtok použijeme jako první iteraci pro výpočet celkového průtoku. Nejprve stanovíme příkon kompresoru při tomto průtoku

$$P_{\text{K}} = \dot{m}_{\text{VT}} \cdot (h_{\text{Kout}} - h_{\text{Kin}}) = 13.59 \cdot (251.26 - 284.04) = 445.27 \text{ kW} . \quad (19)$$

V případě komandéru musí platit výkonová rovnováha kompresorové a turbínové části. Proto platí

$$P_{\text{K}} = P_{\text{TK}} = 445.27 \text{ kW} \quad (20)$$

a můžeme s tímto předpokladem stanovit průtok turbínou komandéru

$$\dot{m}_{\text{TK}} = \frac{P_{\text{K}}}{h_{\text{TKin}} - h_{\text{TKout}}} = \frac{445.27}{1031.80 - 930.66} = 4.4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} . \quad (21)$$

Pro uzavřený systém musí platit rovnice kontinuity

$$\dot{m}_{\text{K}} = \dot{m}_{\text{TK}} + \dot{m}_{\text{VT}} . \quad (22)$$

Je patrné, že rovnost průtoků při první iteraci neplatí, protože

$$\dot{m}_{\text{VT}} + \dot{m}_{\text{TK}} > \dot{m}_{\text{K}} . \quad (23)$$

Proto součet průtoků výkonovou turbínou a turbínou komandéru použijeme v další iteraci jako průtok kompresorem a výpočet s využitím rovnic (19) - (21) provedeme znovu a následně ověříme platnost rovnice (22). Podíváme-li se na tabulku 8, uvidíme že po 10 iteraci rovnice (22) již platí a optimální průtok pracovního média v oběhu se ustálil na hodnotě 20.10 kg · s<sup>-1</sup>. Z tohoto množství je potřeba 6.51 kg · s<sup>-1</sup> na pohon kompresoru přes turbínu komandéru. Zbylé množství 13.59 kg · s<sup>-1</sup> může být využito na konverzi ve výkonové turbíně.

Iterace	Turbína silová	Turbína kompendru	Kompresor kompendru	VT+TK	Odchylnka
	$\dot{m}_{VT}(\text{kg/s})$	$\dot{m}_{TK}(\text{kg/s})$	$\dot{m}_K(\text{kg/s})$	$\dot{m}_{sum}(\text{kg/s})$	$\dot{m}_{od}(\text{kg/s})$
1	13.586	4.402	13.586	17.988	-4.402
2	13.586	5.829	17.988	19.415	-1.427
3	13.586	6.291	19.415	19.877	-0.462
4	13.586	6.441	19.877	20.027	-0.150
5	13.586	6.489	20.027	20.076	-0.049
6	13.586	6.505	20.076	20.091	-0.016
7	13.586	6.510	20.091	20.096	-0.005
8	13.586	6.512	20.096	20.098	-0.002
9	13.586	6.513	20.098	20.099	-0.001
10	13.586	6.513	20.099	20.099	0.000

Tabulka 8: Stanovení optimálního průtoku pracovního média v oběhu

## 6.2.2 Výměníky tepla

### Rekuperační výměník

Pro optimalizaci účinnosti oběhu je součástí systému rekuperační výměník, ve kterém je pracovní médium předehříváno před vstupem do elektro-ohřevu od média expandujícího v turbínách. Teoretický maximální tepelný výkon rekuperačního výměníku lze stanovit z rozdílu vstupních teplot vysokotlaké a nízkotlaké části výměníku

$$P_{VVTt} = \dot{m}_K \cdot (h_{Tout} - h_{Kout}) = 20.1 \cdot (939.08 - 316.81) = 12509 \text{ kW} , \quad (24)$$

kde

$$h_{Tout} = \frac{\dot{m}_{VT}}{\dot{m}_K} \cdot h_{VTout} + \frac{\dot{m}_{TK}}{\dot{m}_K} \cdot h_{TKout} . \quad (25)$$

Pokud zahrneme účinnost výměníku tepla  $\eta = 0.67$ , stanovíme návrhový tepelný výkon rekuperačního výměníku

$$P_{VVTn} = P_{VVTt} \cdot \eta = 12509 \cdot 0.67 = 8381 \text{ kW} . \quad (26)$$

Z tohoto návrhového tepelného výkonu lze určit výstupní teploty na vysokotlaké a nízkotlaké části výměníku. Nejprve určíme výstupní entalpii vysokotlaké části výměníku z rovnice

$$h_{RVHPout} = h_{Kout} + \frac{P_{VVTn}}{\dot{m}_K} = 316.81 + \frac{8381}{20.1} = 734.02 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} . \quad (27)$$

Pro tlak 25.5 MPa tato entalpie odpovídá teplotě 312.88 °C. Pro nízkotlakou část můžeme výstupní entalpii určit podobným způsobem z rovnice

$$h_{RVLPout} = h_{Tout} - \frac{P_{VVTn}}{\dot{m}_K} = 939.08 - \frac{8381}{20.1} = 522.11 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} . \quad (28)$$

Při tlaku 8.5 MPa odpovídá tato entalpie teplotě 104.44 °C.

## Elektro-ohřev

Z bilance rekuperačního výměníku vyplývá že je pracovní médium přehříváno na teplotu 312.88 °C. Z této teploty je potřeba pracovní látku ohřát na admisní teplotu turbín 550 °C. Potřebný výkon elektroohřevu určíme z rovnice

$$P_{\text{ELOH}} = \dot{m}_K \cdot (h_{\text{Tin}} - h_{\text{RVHPout}}) = 20.1 \cdot (1031.80 - 734.02) = 5985 \text{ kW} . \quad (29)$$

## Dochlazovač

Po regeneraci tepla pracovního média po expanzi je potřeba jej před opětovným stlačením dochladit na teplotu 30 °C. Z nízkotlaké části rekuperačního výměníku vystupuje proud o teplotě 104.44 °C. Z rozdílu entalpií před a za chladičem stanovíme množství odvedeného tepla

$$P_{\text{CHL}} = \dot{m}_K \cdot (h_{\text{RVLPout}} - h_{\text{Kin}}) = 20.1 \cdot (522.11 - 284.04) = 4785.21 \text{ kW} . \quad (30)$$

Pro požadovaný elektrický výkon za daných teplotních a tlakových podmínek byly stanoveny návrhové nominální parametry oběhu, uvedené v tabulce 9 pro uzly z obrázku 33, které jsou dále využívány pro detailnější specifikaci točivých strojů a konkrétních geometrií výměníků tepla.

Uzel	Průtočné množství	Teplota	Tlak	Entalpie	Hustota
	$\dot{m}$ (kg/s)	T (°C)	p (MPa)	h (kJ/kgK)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )
1	20.1	30	8	284.04	701.72
2	20.1	61	25.5	316.57	786.72
3	20.1	312	25.5	732.90	236.83
4	20.1	550	25	1031.80	153.74
5	20.1	462	8.5	939.22	60.91
6	20.1	100	8.5	516.05	152.54

Tabulka 9: Návrhové parametry oběhu

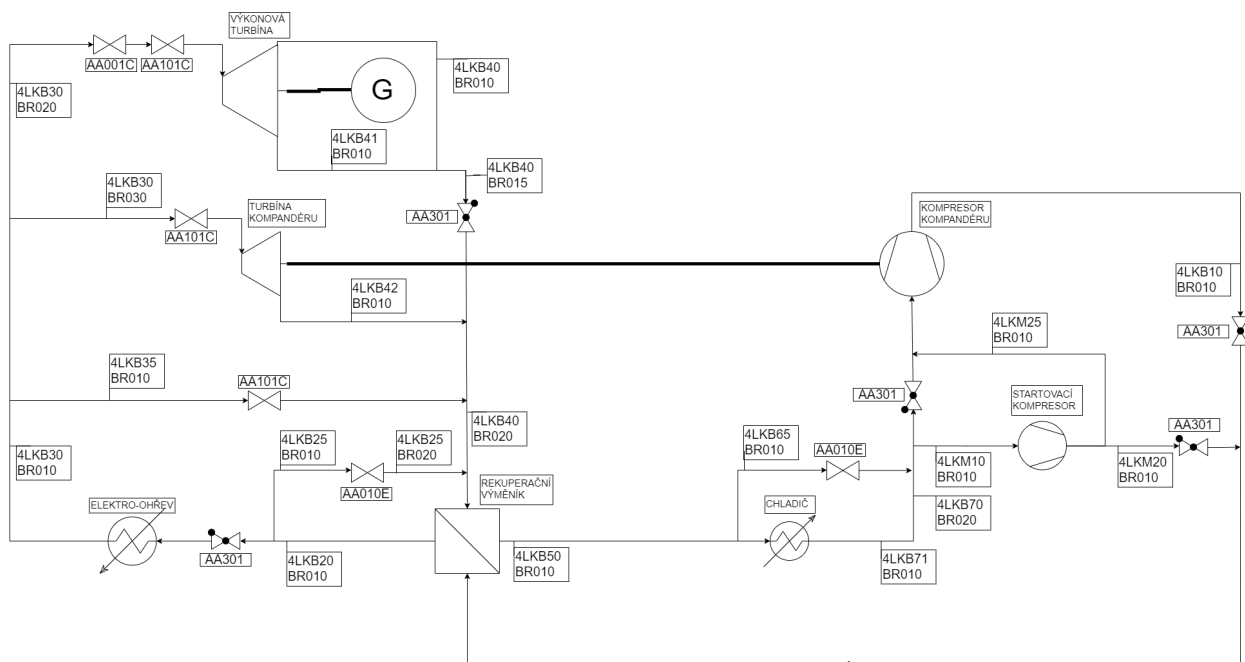
Můžeme si všimnout, že takto sestavený oběh má relativně nízkou termodynamickou účinnost, je-li definována jako podíl tepla odvedeného a přivedeného

$$\eta_{\text{td}} = 1 - \frac{q_{\text{od}}}{q_{\text{p}}} = 1 - \frac{238.09}{298.9} = 0.203 , \quad (31)$$

ale je třeba zdůraznit, že se jedná o experimentální oběh a aktuálním cílem výzkumu není přímo optimalizace účinnosti, nýbrž zejména ověření funkčnosti točivých strojů a řízení oběhu. Nicméně v dalších fázích výzkumu bude do oběhu, mezi rekuperační výměník a dochlazovač, implementován další výměník CO<sub>2</sub> – voda pro ohřev užitkové či procesní vody. Takto se kombinovaná účinnost zvýší na zhruba 35 %. Výhledově je také v plánu přestavba oběhu na rekompresní a díky tomu další zvýšení účinnosti cyklu až k 50 %.

### 6.3 Potrubní trasy

Kromě hlavních zařízení oběhu, tak jak jsou zobrazeny na obrázku 33, bude potřeba systém opatřit ventily (regulačními, uzavíracími, zpětnými klapkami, atd.) a dalšími pomocnými členy. Na obrázku 34 jsou zobrazeny a označeny navržené potrubní trasy se základními armaturami. Z pohledu různých provozních režimů oběhu jako je rozběh, odstavování, případně měření charakteristik točivých strojů a dalších experimentů bude nutné oběh opatřit několika obtokovými potrubními trasami. V tabulce 10 je uveden seznam potrubí korespondující se schématem na obrázku 34.



Obrázek 34: Návrh potrubní tras oběhu

KKS1	KKS2	Název
4LKB10	BR010	Potrubí z výtlačku kompresoru komandéru
4LKB20	BR010	Potrubí za rekuperátorem - vysokotlaká část (HP)
4LKB25	BR010	Obtok elektro-ohřevu
4LKB25	BR020	Obtok elektro-ohřevu
4LKB30	BR010	Potrubí za elektro-ohřevem
4LKB30	BR020	Potrubí do silové turbíny
4LKB30	BR030	Potrubí do turbíny komandéru
4LKB35	BR010	Obtok turbíny komandéru
4LKB40	BR010	Výtlak silové turbíny
4LKB40	BR015	Potrubí ze silové turbíny
4LKB40	BR020	Společný výtlak turbín
4LKB41	BR010	Výtlak silové turbíny
4LKB42	BR010	Výtlak turbíny komandéru
4LKB50	BR010	Potrubí za rekuperátorem - nízkotlaká část (LP)
4LKB65	BR010	Obtok chladiče
4LKB70	BR020	Potrubí za chladičem
4LKB71	BR010	Potrubí za chladičem
4LKM10	BR010	Sání startovacího kompresoru
4LKM20	BR010	Výtlak startovacího kompresoru - obtok kompresoru komandéru
4LKM25	BR010	Výtlak startovacího kompresoru

Tabulka 10: Označení a názvy potrubních tras

Dispozice oběhu je dána plánovanou lokalitou výstavby, tedy prostorovými omezeními. Dále je potřeba brát v úvahu konstrukční omezení měřících aparatur (délky rovných úseků před a za clonami, přístupnost armatur, apod.). Zároveň je samozřejmě žádoucí dosažení co nejnižších tlakových ztrát (co nejkratší potrubí a velký průměr potrubí). Na druhou stranu je potřeba brát v úvahu i investiční náklady, což naopak vede ke snižování průměru potrubí a armatur. Proto je třeba volit řešení výhodné z hlediska investičních nákladů s přijatelnými rychlostmi proudění, tlakovými ztrátami a s malým rizikem komplikací při provozu oběhu.

Potrubí bylo dimenzováno na maximální rychlost proudění  $17 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  v hlavních větvích právě z důvodu přijatelných tlakových ztrát a také hlučnosti. V tabulce 11 si ale můžeme všimnout že u některých větví byla zvolena menší světlost potrubí a rychlost je díky tomu vyšší (až  $35 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ ). Jedná se o různé obtoky, které budou při běžném nominálním provozu uzavřené a budou využívány pouze při řádných náběhových a odstavovacích procedurách, havarijním odstavení a při experimentálních měřeních, kde se hlučnost zvýší pouze krátkodobě. Navíc tyto obtoky spojují vysokotlakou a nízkotlakou část oběhu a případné vyšší tlakové ztráty vlivem zvýšené rychlosti proudění pomohou funkci expanzních ventilů. Na základě simulací prováděných pomocí popísaného termo-hydraulického modelu jsou světlosti potrubí i jeho topologie dále upřesňovány a optimalizovány.

KKS1	KKS2	T °C	p MPa	$\rho$ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$	$\dot{m}_{\text{nom}}$ $\text{kg s}^{-1}$	DN	$d_{\text{in}}$ m	$u$ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
4LKB10	BR010	62	25.50	781.92	20.10	100	0.08732	4.31
4LKB20	BR010	312	25.40	235.93	20.10	150	0.01317	6.28
4LKB25	BR010	113	25.40	539.67	13.65	65	0.06010	8.92
4LKB25	BR020	52.5	8.50	237.45	13.65	65	0.06190	19.10
4LKB30	BR010	550	25.20	154.89	20.10	150	0.11230	13.17
4LKB30	BR020	550	25.00	153.74	13.65	125	0.09530	12.45
4LKB30	BR030	550	25.00	153.74	6.55	80	0.05690	16.76
4LKB35	BR010	550	25.00	153.74	13.65	80	0.05690	32.43
4LKB40	BR010	468	8.50	60.38	6.83	65	0.06610	32.94
4LKB40	BR015	468	8.50	60.38	13.65	100	0.09830	29.79
4LKB40	BR020	461	8.50	61.00	20.10	200	0.18710	12.05
4LKB41	BR010	468	8.50	60.38	6.83	65	0.06610	32.94
4LKB42	BR010	448	8.50	62.18	6.55	100	0.09430	15.08
4LKB50	BR010	100	8.40	150.25	20.10	125	0.18710	4.89
4LKB65	BR010	100	8.40	150.25	20.10	100	0.09830	17.71
4LKB70	BR020	30	8.20	712.57	20.10	80	0.07630	6.20
4LKB71	BR010	30	8.30	717.39	20.10	100	0.10170	3.47
4LKM10	BR010	30	8.00	744.31	20.10	65	0.06350	9.09
4LKM20	BR010	30	9.00	744.31	20.10	65	0.06350	8.57
4LKM25	BR010	30	9.00	744.31	20.10	65	0.06350	8.57

Tabulka 11: Návrhové průměry potrubí a rychlosti proudění

### 6.3.1 Tlakové ztráty

Při výpočtu tlakových ztrát byly jednotlivé potrubní trasy rozděleny dle typu ztráty na

- Třecí ztráty
  - rovné úseky
- Místní ztráty
  - Kolena
  - Rozšíření a zúžení
  - Clony
  - Ventily a klapky.

Ztráty třením lze spočítat pomocí Darcy-Weisbachovy rovnice

$$\Delta p = \xi \frac{L}{D} \frac{u^2}{2} \rho \quad (32)$$

a místní ztráty podle

$$\Delta p = \zeta \frac{u^2}{2} \rho . \quad (33)$$

Pro stanovení součinitele třecích ztrát byla použita aproximace Colebrook-Whiteovy (Swamee a Jain, 1976) implicitní rovnice

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \log \left( \frac{\varepsilon}{3.7 d_h} + \frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{\xi}} \right) , \quad (34)$$

která vznikla regresní analýzou experimentálních dat naměřených při turbulentním proudění v hydraulicky hladkých a drsných potrubích. V této implicitní podobě lze použít pro iterační výpočet třecího součinitele pro  $\text{Re} > 4000$ .

Existuje řada aproximací Colebrook-Whiteovy rovnice pro přímý výpočet třecího součinitele. Pro kruhové potrubí je použita aproximace dle Swamee a Jain (1976)

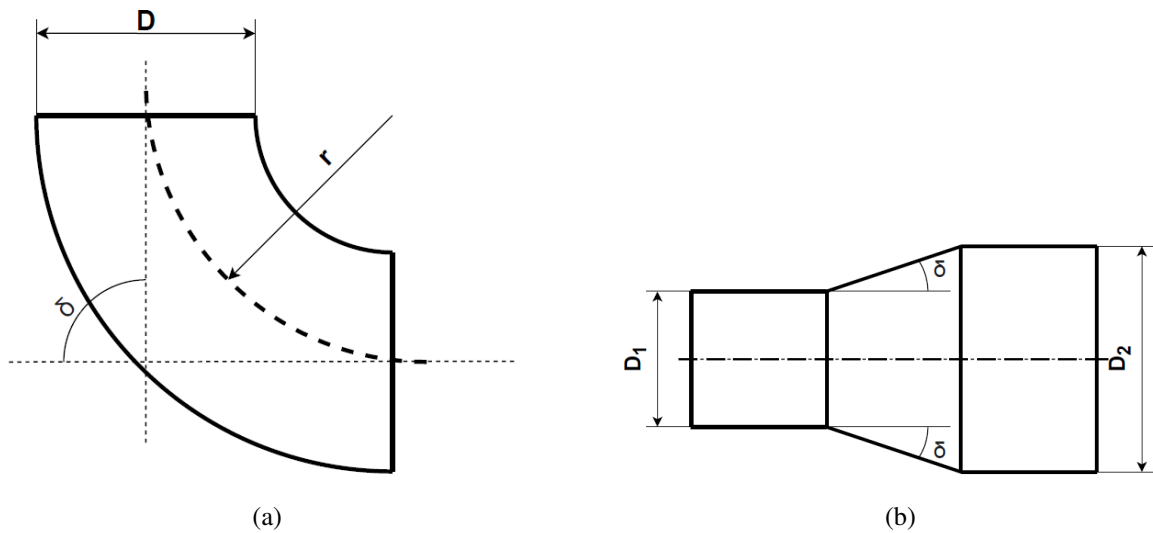
$$\xi = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{\varepsilon/D}{3.7} + \frac{5.74}{\text{Re}^{0.9}} \right) \right]^2} , \quad (35)$$

pro  $5000 \leq \text{Re} \leq 10^8$  a  $10^{-6} \leq \varepsilon/D \leq 10^{-2}$

Člen  $\varepsilon/D$  v obou rovnicích vyjadřuje relativní drsnost potrubí.

Místní tlakové ztráty v kolenu (obrázek 35a) byly určeny podle iPotrubí (2015), kde je ztrátový součinitel vyjádřen pomocí funkce závislé na úhlu ohybu a poměru poloměru kolene a průměru potrubí

$$\zeta = f \left( \delta, \frac{r}{D} \right) . \quad (36)$$

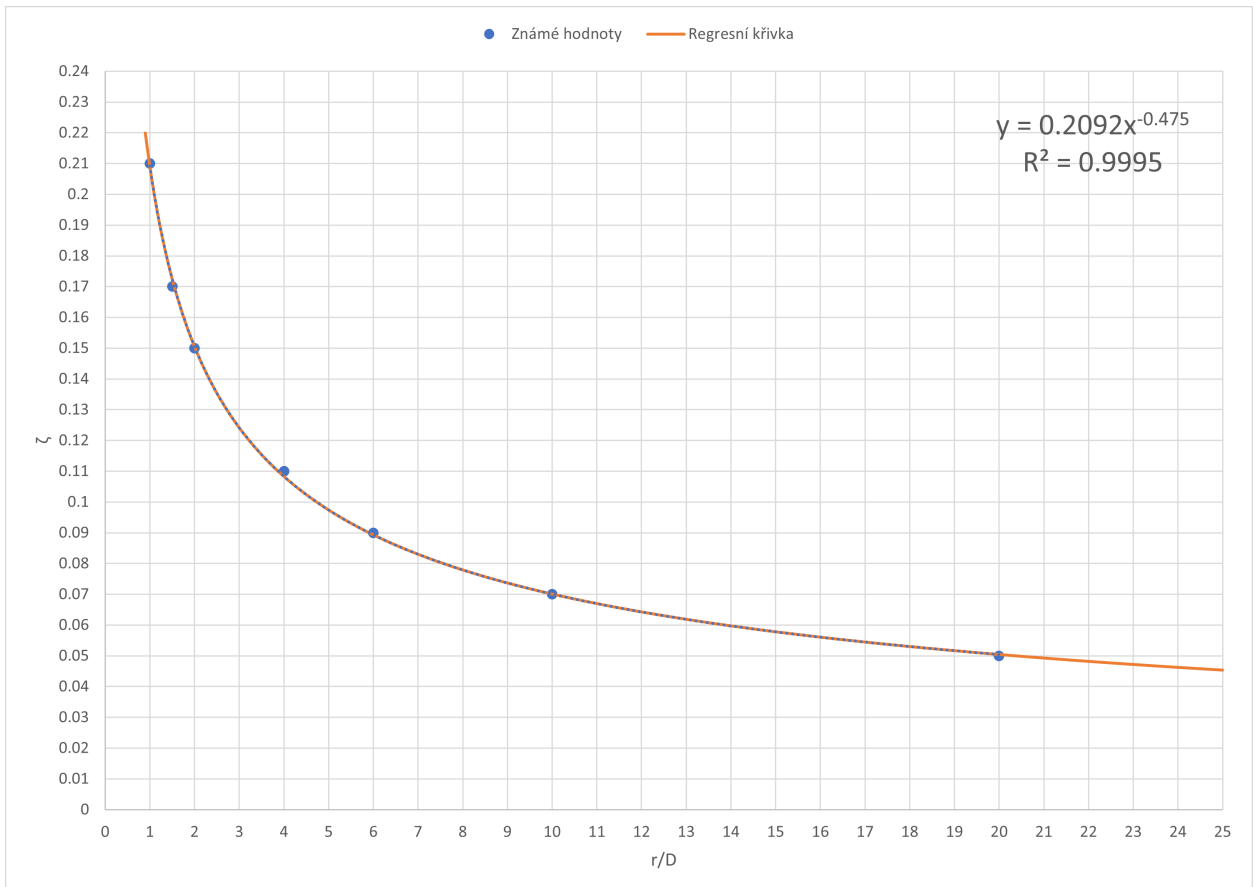


Obrázek 35: Schéma a popis geometrie pro určení místních ztrát

Na webových stránkách iPotrubi (2015) je k dispozici několik hodnot pro kolmý ohyb ( $\delta = 90^\circ$ ). Pro lepší variabilitu výpočtu byla stanovena regresní křivka z těchto hodnot. Pro hydraulicky hladká potrubí je výsledkem mocninná funkce

$$\zeta = 0.2092(r/D)^{-0.475}, \quad (37)$$

jejíž průběh je znázorněn na obrázku 36.



Obrázek 36: Závislost ztrátového součinitele v kolenu  $\zeta$  na poměru  $r/D$



Podobným způsobem byly stanoveny tlakové ztráty v kónickém rozšíření, viz obrázek 35b, kde ztrátový součinitel závisí na poměru průřezných průřezů a úhlu sklonu kónické části. U kónického zúžení závisí součinitel pouze na úhlu sklonu kónické části

$$\zeta = f\left(\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2, \delta\right). \quad (38)$$

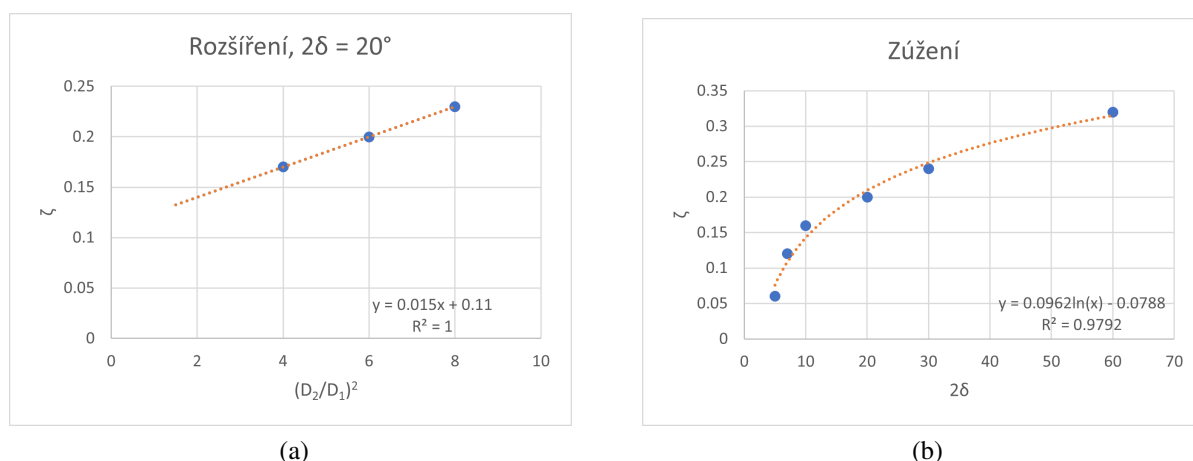
Pro kónické rozšíření a úhel  $2\delta = 20^\circ$  byla získána lineární závislost

$$\zeta = 0.015 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 + 0.11 \quad (39)$$

a pro kónické zúžení logaritmická závislost

$$\zeta = 0.0962 \cdot \ln(2\delta) - 0.0788. \quad (40)$$

Vzhledem k tomu, že všechna rozšíření a zúžení v oběhu jsou navržena dle ČSN EN 10524-4, je úhel  $2\delta$  vždy  $20^\circ$  a proto je pro kónická zúžení hodnota ztrátového součinitele konstantní,  $\xi = 0.2$ .



Obrázek 37: Závislost ztrátového součinitele v rozšíření a zúžení

Tlakové ztráty ventilů a zpětných klapek nelze přesně určit bez znalosti jejich konkrétního typu a geometrie. Prozatím jsou tedy v modelu oběhu použity odhadované tlakové ztráty, které jsou uvedeny v tabulce 12. Clony pro měření průtoku a další měřicí aparatury nebyly v popisovaném výpočtu tlakových ztrát zahrnuty. Celková tlaková ztráta každé potrubní trasy je pak dána součtem dílčích tlakových ztrát třecích a místních

$$\Delta p_{\text{celk}} = \Delta p_{\text{tr}} + \Delta p_{\text{m}}. \quad (41)$$

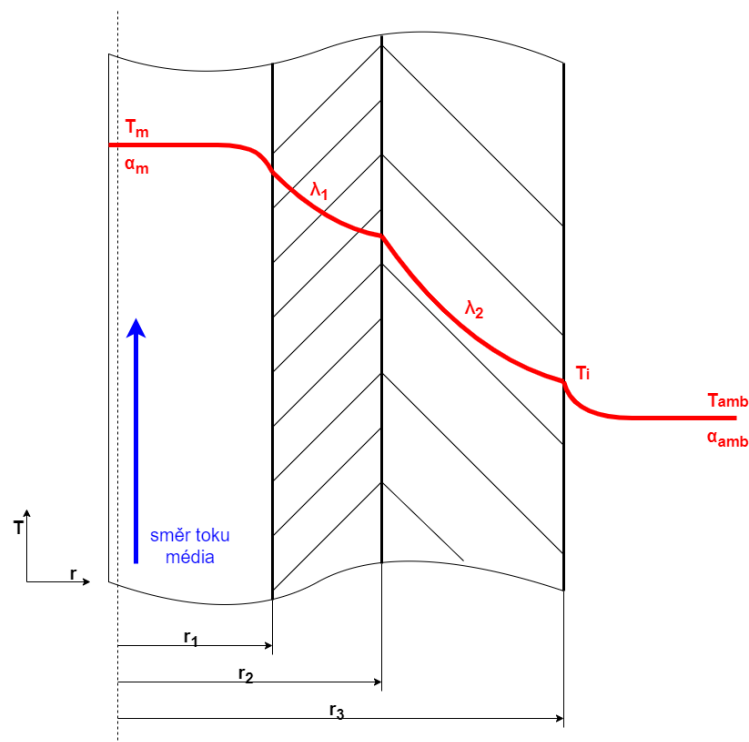
KKS1	KKS2	Název	průtok kg/s	T <sub>in</sub> °C	p <sub>in</sub> MPa	Re	ζ	Δp <sub>celk</sub> kPa
4LKB20	AA301	zp. klapka - ELOH	20	312	25.4	8.52E+06	1.47	27.83
4LKB70	AA301	zp. klapka - sání KOMKO	20	30	8	5.95E+06	1.47	20.04
4LKB10	AA301	zp. klapka - výtlak KOMKO	20	62	25.5	4.25E+06	1.47	10.48
4LKM20	AA301	zp. klapka - výtlak STAKO	20	30	9	6.47E+06	1.47	39.38
4LKB40	AA301	zp. klapka - výtlak VT	13.65	468	8.5	5.26E+06	1.47	39.38
4LKB35	AA101C	regulační - obtok VT	13.65	550	25	8.00E+06	179	16775.65
4LKB30	AA101C	regulační - sání TURKO	6.5	550	25	3.81E+06	1.412	30.01
4LKB30	AA101C	regulační - sání VT	13.65	550	25	4.78E+06	1.412	16.82
4LKB30	AA001C	rychlouzavírací - sání VT	13.65	550	25	4.78E+06	1.412	16.82
4LKB65	AA010E	uzavírací - obtok chladiče	20	70	8.4	1.97E+07	0.9	96.07
4LKB25	AA010E	regulační - obtok ELOH	13.65	113	8.4	1.37E+07	203	16775.46

Tabulka 12: Ventily a zpětné klapky uvažované při výpočtu tlakových ztrát

### 6.3.2 Tepelné ztráty

Výpočet tepelných ztrát a návrh tloušťky izolací vychází ze jednorozměrného stacionárního vedení tepla neomezenou, složenou válcovou stěnou (obrázek 38) a musí tedy pro všechny vrstvy platit

$$\dot{Q} = konst. \quad (42)$$



Obrázek 38: Vedení tepla složenou stěnou

Návrh tloušťky izolace byl proveden s následujícími okrajovými podmínkami:

1. Teplota okolí:  $T_{amb} = 25 \text{ °C}$
2. Dovolená vnější teplota izolace :  $T_i = 50 \text{ °C}$
3. Tepelná vodivost materiálu potrubí:  $\lambda_1 = 14.6 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

4. Tepelná vodivost materiálu izolace:  $\lambda_2 = 0.05 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

5. Součinitel přestupu tepla na straně okolí:  $\alpha_{\text{amb}} = 5 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

Ostatní parametry závisí na konkrétním potrubí a režimu proudění v něm. Z rovnosti tepelného toku, rovnice (42), můžeme napsat

$$\alpha_{\text{amb}} \cdot (T_i - T_{\text{amb}}) = k \cdot (T_m - T_{\text{amb}}), \quad (43)$$

kde je celkový součinitel prostupu tepla vztažený k vnějšímu povrchu izolace

$$k = \frac{1}{\frac{r_3}{r_1} \frac{1}{\alpha_m} + \frac{r_3}{\lambda_1} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_3}{\lambda_2} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{\alpha_{\text{amb}}}} [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]. \quad (44)$$

Hledáním řešení implicitní rovnice (45) jako funkce  $f(r_3)$  můžeme získat minimální požadovanou tloušťku izolace vyjádřením podle rovnice (46).

$$\alpha_{\text{amb}} \frac{T_m - T_{\text{amb}}}{T_i - T_{\text{amb}}} - \left( \frac{r_3}{r_1} \frac{1}{\alpha_m} + \frac{r_3}{\lambda_1} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_3}{\lambda_2} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{\alpha_{\text{amb}}} \right) = 0, \quad (45)$$

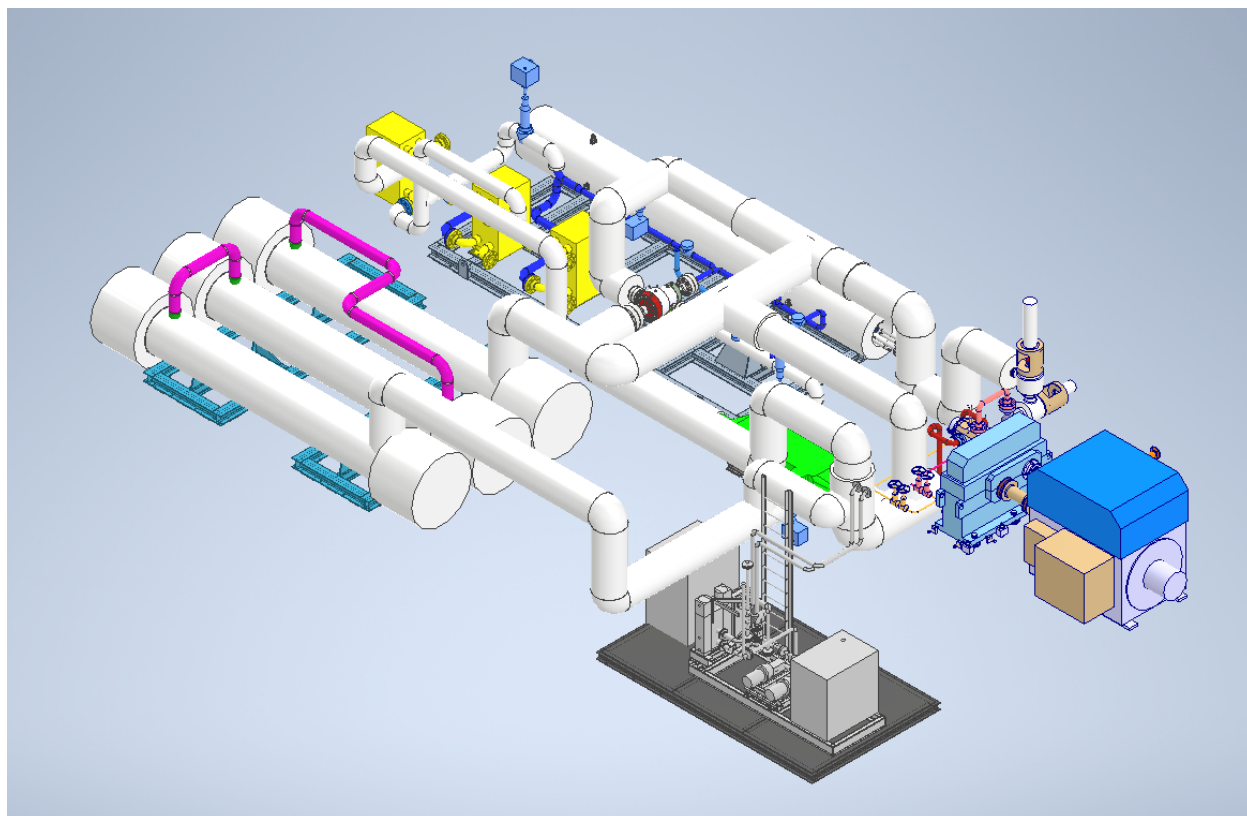
$$s_i = r_3 - r_2. \quad (46)$$

V tabulce 13 jsou uvedeny odhady tlakových ztrát a tlouštěk izolací v jednotlivých potrubních trasách. Uvedené celkové tlakové ztráty zahrnují dílčí ztráty podle rovnice 25. V případě tloušťky izolace se jedná o minimální hodnoty, které zajistí maximální teplotu na vnějším povrchu izolace  $50^\circ\text{C}$ . V rámci modelu i na realizovaném oběhu bude zvolena jednotná tloušťka izolace, která se bude lišit pouze pro vysokotlaké a nízkotlaké části.

KKS1	KKS2	Celková délka	Celkový objem	Náplň CO <sub>2</sub>	Celková tlaková ztráta	Minimální tloušťka izolace
		L (m)	V (dm <sup>3</sup> )	m (kg)	$\Delta p$ (kPa)	s (mm)
4LKB10	BR010	3.31	10.6	8.193	37.281	5
4LKB20	BR010	8.538	57.1	13.273	61.110	72
4LKB25	BR010	0.5	1.4	0.330	16781.343	66
4LKB25	BR020	0.35	1.1	0.078	11.101	66
4LKB30	BR010	11.459	113.5	17.449	21.500	130
4LKB30	BR020	14.16	101.0	15.528	60.377	125
4LKB30	BR030	5.099	13.0	1.993	64.607	113
4LKB35	BR010	2.2	5.6	0.285	16932.809	113
4LKB40	BR010	1.706	12.9	0.758	2.738	100
4LKB40	BR015	0.472	3.6	0.210	41.107	100
4LKB40	BR020	3.446	94.7	5.547	2.504	114
4LKB41	BR010	1.501	5.2	0.302	16.616	92
4LKB42	BR010	3.851	26.9	1.575	7.828	100
4LKB50	BR010	9.991	117.0	16.346	17.917	18
4LKB65	BR010	0.6	4.6	0.636	98.064	18
4LKB70	BR020	3.036	9.6	6.747	39.581	30
4LKB71	BR010	3.052	24.8	3.464	4.023	18
4LKM10	BR010	4.526	14.3	10.058	90.567	30
4LKM20	BR010	0.3	1.0	0.677	1.902	59
4LKM25	BR010	2.774	8.8	6.262	32.102	59

Tabulka 13: Odhad tlakových ztrát a minimálních tlouštěk izolace potrubních tras

Na obrázku 39 je zobrazen CAD model konceptu oběhu včetně izolací a rámu.

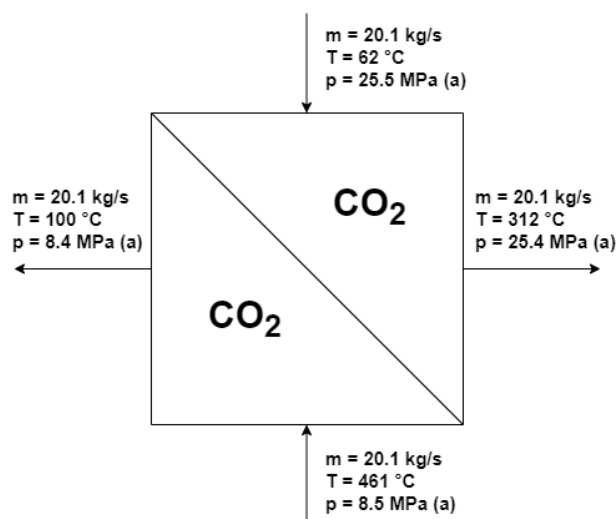


Obrázek 39: 3D CAD model oběhu

## 6.4 Návrh a modelování výměníků tepla

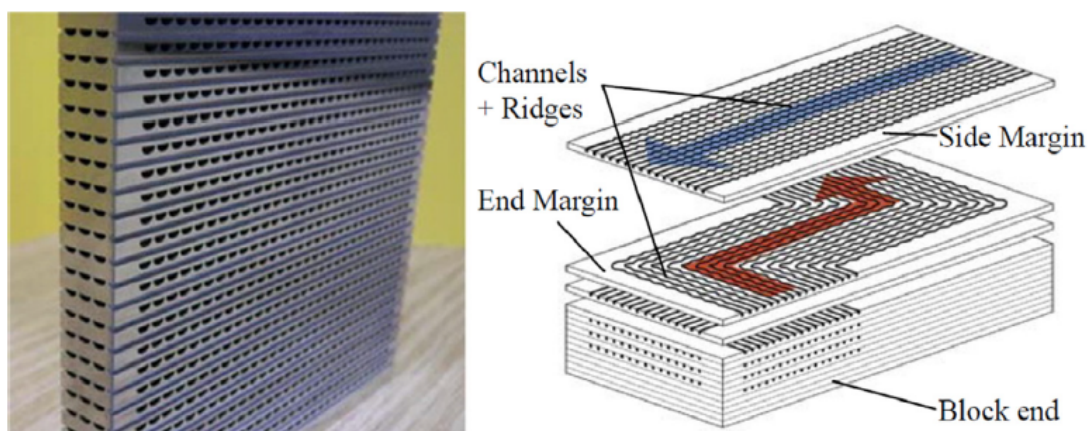
### 6.4.1 Rekuperační výměník

Tento výměník slouží ke snížení potřebného výkonu elektro-ohřevu rekuperací tepla pracovní látky expandující v turbínách a předehřevu pracovní látky proudící z výtlaku kompresoru do elektro-ohřevu. Podle bilance provedené v předchozích kapitolách byl stanoven maximální možný tepelný výkon výměníku  $P_{VVT_t} = 12509 \text{ kW}$  a následně výkon výměníku zahrnující jeho účinnost  $P_{VVT_n} = 8381 \text{ kW}$ . Dalšími výpočty byly zjištěny okrajové podmínky rekuperačního výměníku, které jsou uvedeny na obrázku 40.



Obrázek 40: Okrajové podmínky rekuperačního výměníku

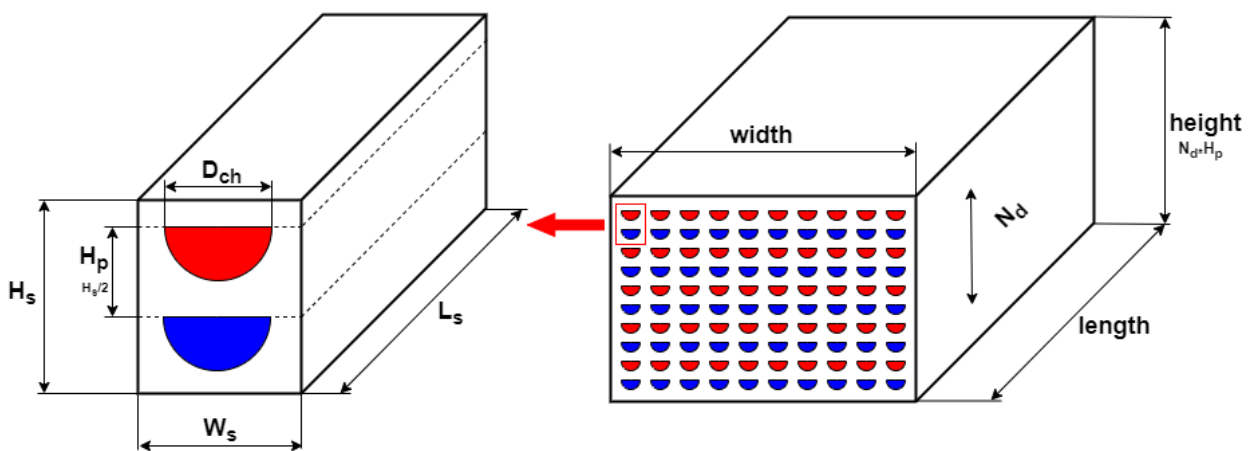
Kvůli velkému tepelnému toku a zachování relativně kompaktních rozměrů celého oběhu není řešení ve formě standardního trubkového výměníku příliš vhodné. Proto připadá v úvahu spíše výměník mikrokanálový (PCHE), případně pájený deskový (BPHE). Z hlediska pracovních tlaků a teplot, které jsou relativně vysoké, je použití mikrokanálového výměníku oproti deskovému jistě výhodnější. Aplikací mikrokanálových výměníků pro sCO<sub>2</sub>, včetně experimentálních měření a matematickým modelováním se zabývá několik autorů. Pěkný přehled kompaktních výměníků tepla (nejen mikrokanálových) pro použití v sCO<sub>2</sub> obězích uvádí Kwon et al. (2020).



Obrázek 41: Ukázka mikrokanálového výměníku (PCHE) a schéma uspořádání kanálů (Kwon et al., 2020)

Existuje nespočet různých konfigurací s rozličnými tvary a velikostmi průtočných kanálů. Stejně jako deskové výměníky jsou i mikrokanálové výměníky v podstatě modulární a počtem desek, které jsou navzájem pevně spojeny, obvykle difúzním svařováním, lze modifikovat teplosměnnou plochu na míru dané aplikaci. Nevýhodou těchto výměníků jsou vyšší tlakové ztráty a velká náchylnost k faulingu. Vzhledem k vlastnostem  $\text{CO}_2$  v nadkritickém stavu jsou ale tato omezení akceptovatelná. Základní uspořádání mikrokanálového výměníku je vidět na obrázku 41.

Meshram et al. (2016), případně Xu et al. (2021) se zabývají matematickým popisem (1-D i 3-D) těchto výměníků, konkrétně pro použití jako výměníku rekuperačního. Ve studiích bylo dále provedeno experimentální ověření výpočtů a byly stanoveny nové, případně modifikovány existující korelace pro přestup tepla a tlakové ztráty. Matematický model pro 1-D výpočet vychází z geometrie na obrázku 42. Přestup tepla je řešen v segmentu, který se skládá z jednoho přímého horkého (nízkotlakého) a jednoho přímého studeného (vysokotlakého) kanálu. Pracovní médium prochází oběma kanály v protiproudém zapojení.



Obrázek 42: Geometrie přímých mikro-kanálků podle Meshram et al. (2016)

Pro další výpočty je potřeba převést kanálky na ekvivalentní trubičky. Z obecného vztahu pro hydraulický průměr lze odvodit

$$d_h = \frac{\pi D_{ch}}{2(\pi/2 + 1)} \quad (47)$$

Ve studii, kterou provedli Meshram et al. (2016) jsou uvedeny korelace pro přestup tepla a tlakové ztráty pro různé konfigurace kanálů (přímé, cikcak) a pro různé teplotní rozsahy pracovního média. Nicméně Xu et al. (2021) provedl porovnání výpočtů totožné geometrie s použitím těchto modifikovaných korelací se standardní korelací dle Gnielinski, uvedenou například i ve VDI (2010)

$$\text{Nu} = \frac{(\xi/8)(\text{Re} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7\sqrt{\xi/8} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (48)$$

kde  $\xi$  je součinitel třecích ztrát podle modifikované rovnice

$$\xi = (1.82 \log(\text{Re}) - 1.64)^{-2} \quad (49)$$

případně lze pro použití Blasiovu rovnici pro turbulentní proudění

$$\xi = \frac{0.3164}{\text{Re}^{0.25}} . \quad (50)$$

Xu et al. (2021) uvádí, že při použití korelace dle Gnieliski pro turbulentní proudění ( $2300 < \text{Re} < 5 \cdot 10^6$  a  $0.5 < \text{Pr} < 2000$ ) byla odchylka od výsledků autorů Meshram et al. (2016) kolem 2.5 % v případě přestupu tepla a zhruba 5.4 % pro tlakové ztráty, které jsou pro kanálek stanoveny z Darcy-Weisbachovy rovnice (32), při použití hydraulického průměru kanálku a součinitele  $\xi$  z rovnice (49).

Podle Nikitin et al. (2006) je celkový součinitel prostupu tepla dán rovnicí pro přestup tepla rovinou stěnou, kterou při stejném počtu desek na nízkotlaké i vysokotlaké straně můžeme psát ve tvaru

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{LP}}} + c_A \frac{t_w}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{HP}}}} , \quad (51)$$

kde  $c_A$  je poměr teplosměnné plochy kanálků a plochy desky ( $A_h/A_w$ ), což lze napsat jako

$$c_A = \frac{D_{\text{ch}}(\pi/2 + 1)}{W_s} . \quad (52)$$

Teplosměnná plocha  $A_h$ , ke které je vztažený koeficient prostupu tepla, je dána součtem povrchů všech kanálků. Podle obrázku lze tedy  $A_h$  vyjádřit jako

$$A_h = D_{\text{ch}} \left( \frac{\pi}{2} + 1 \right) L_s n_{\text{dch}} n_d \quad (53)$$

a plochu desky můžeme snadno získat z rovnice

$$A_w = W_s L_s n_{\text{dch}} n_d . \quad (54)$$

Pro stanovení průměrné tloušťky stěny mezi dvěma sousedními horkými a studenými kanálky je nutné podle Kim et al. (2009) provést integraci

$$t_w = \frac{\int_0^r L_s/2 - \sqrt{r^2 - x^2} dx}{r} , \quad (55)$$

jejíž výsledek pro obecné  $L_s$  je

$$t_w = \frac{L_s}{2} - \frac{\pi}{4} r . \quad (56)$$

Při výpočtu středního teplotního spádu byla stejně jako u chladiče použita diskretizační metoda, ačkoliv se tepelná kapacita  $\text{CO}_2$  při nominálním provozním stavu rekuperátoru nemění tolik jako v případě chladiče.

## Implementace do kódu Modelica

Pomocí výše uvedených vztahů byl vytvořen matematický model výměníku pro simulaci dynamického chování. Pro sestavení modelu byly využity dostupné komponenty knihovny ClaRaPlus, u kterých byly modifikovány nahraditelné modely geometrie, přenosu tepla a tlakových ztrát. Pro větší univerzálnost jsou některé údaje o geometrii apod. zadávány parametricky. Proto bylo vytvořeno uživatelské rozhraní, kde lze tyto proměnné jednoduše měnit dle konkrétní aplikace. Níže je pro ukázkou zobrazen kód nahraditelného modelu geometrie.

```
model PCHEGeometry_N_cv

"Discretized channel in printed circuit heat exchanger || semi circular type"

extends ClaRaPlus.Basics.ControlVolumes.Fundamentals.Geometry.TubeType; //neupraveno

extends Efekt_THmodel.Geometry.PCHE_GenericGeometry_N_cv (
  final volume=(Modelica.Constants.pi*D_ch^2/8)*Delta_x*(N_dch*N_d),
  final t_w = (H_s/2)-((Modelica.Constants.pi/4)*(D_ch/2)),
  final A_heat=[(D_ch+(Modelica.Constants.pi*D_ch/2))*Delta_x*(N_dch*N_d)],
  final A_cross=ones(N_cv)*((Modelica.Constants.pi*D_ch^2/8)*(N_dch*N_d)),
  final N_heat=1,
  final diameter_hyd=fill(Modelica.Constants.pi*D_ch/(2*(Modelica.Constants.pi/2)+1), N_cv),
  Delta_x=ClaRaPlus.Basics.Functions.GenerateGrid({0}, L_s, N_cv),
  final z=cat(1,
    {(z_out - z_in)/(L_s*N_passes)*Delta_x[1]/2 + z_in},
    {(z_out - z_in)/(L_s*N_passes)*(sum(Delta_x[k] for k in 1:i - 1)
    +Delta_x[i]/2) + z_in for i in 2:N_cv}),
  final Delta_z_in = {sum(Delta_x[1:i]) - Delta_x[i]/2 for i in 1:N_cv});

parameter Integer N_dch = 201 "pocet kanalu media na jedne desce";
parameter Integer N_d = 66 "pocet desek pro medium";
parameter ClaRaPlus.Basics.Units.Length D_ch = 0.002 "prumer kanalu";
parameter ClaRaPlus.Basics.Units.Length L_s = 1.8 "delka segmentu";
parameter ClaRaPlus.Basics.Units.Length H_s = 0.0032 "vyska segmentu";
parameter ClaRaPlus.Basics.Units.Length W_s = 0.0025 "sirka segmentu";

parameter Integer N_passes=1 "Number of passes of the tubes";
parameter Integer orientation=0 "Main orientation of tube bundle (N_passes>1)";

end PCHEGeometry_N_cv;
```

Vzhledem k použití modelu pro ověřování dynamického chování výměníku je potřeba definovat přestup tepla nejen pro turbulentní oblast proudění, ale i pro oblast laminární a pro případy vyvíjejícího se teplotního i rychlostního profilu. Knihovna ClaRaPlus obsahuje model přestupu tepla v trubce kruhového průřezu **NusseltPipe.L4**, který vychází z VDI (2010) a zahrnuje korelace a vztahy pro všechny zmíněné oblasti včetně rozhodovací logiky pro jejich použití v příslušném rozmezí bezrozměrných kritérií. V případě turbulentního proudění je použitý výpočet podle rovnice (48). Modifikován byl výpočet pro součinitele třecích ztrát podle rovnice (49), případně (50) a celý model přestupu tepla je spárován s geometrií z předchozího odstavce. Vnitřní průměr trubky je nahrazen hydraulickým průměrem kanálku podle rovnice (47). Níže je zobrazena ukázkou zápisu rovnic do kódu Modelica včetně rozhodovacích cyklů.

```
model NusseltPCHEChannel_L4 "Channel || VLE || Nusselt || lph"

extends Efekt_THmodel.HeatTransfer.HeatTransfer_PCHEChannel_L4;

// Variables definition
parameter Integer boundary = 1 "Choice of heat transfer boundary condition, relevant for laminar
flow heat transfer"
annotation(choices(choice=1 "Uniform wall temperature in developed fluid flow (UWT+DFE)",
choice=2 "Uniform heat flux in developed fluid flow (UHF+DFE)",
choice=3 "Uniform wall temperature in undeveloped fluid flow (UWT+UFE)",
choice=4 "Uniform heat flux in undeveloped fluid flow (UHF+UFE)"));
parameter Integer correlation = 1 "Correlation type"
annotation(choices(choice=1 "Gnielinski | VDI Heat Atlas | roughness considered",
```



```

        choice = 2 "Dittus and Boelter | Bejan | roughness neglected");
protected
constant ClaRaPlus.Basics.Units.ReynoldsNumber laminar=2300 "Maximum Reynolds number for laminar
                    regime";
constant ClaRaPlus.Basics.Units.ReynoldsNumber turbulent=1e4 "Minimum Reynolds number for
                    turbulent regime";
constant Real MIN=Modelica.Constants.eps "Limiter";

final parameter ClaRaPlus.Basics.Units.NusseltNumber
  Nu0 = if boundary == 1 or boundary == 3 then
    0.7
    else if boundary == 2 or boundary == 4 then
    1
      else 0 "Help variable for local Nusselt number";

final parameter ClaRaPlus.Basics.Units.NusseltNumber
  Nu1 = if boundary == 1 or boundary == 3 then
    3.66
    else if boundary == 2 or boundary == 4 then
    4.364
    else 0 "Help variable for mean Nusselt number";

equation
  T_mean = iCom.T;
  heat.Q_flow = alpha .* A_heat .* (heat.T - T_mean);

  for i in 1:iCom.N_cv loop

//////////////////////////////////LAMINAR ALPHA //////////////////////////////////////
    velocity[i]= abs(m_flow[i])./max(MIN, rho[i]*geo.A_cross[i]) "Mean velocity";
    Re[i]=(rho[i]*velocity[i]*geo.diameter_hyd[i]/max(MIN,eta[i])) "Reynolds number";
    Pr[i] = abs(eta[i]*cp[i]/max(MIN, lambda[i])) "Prandtl number";

    Nu2[i] = if boundary == 1 or boundary == 3 then
      1.077 *(Re[i]*Pr[i]*geo.diameter_hyd[i]/geo.Delta_z_in[i])^(1/3)
      else if boundary == 2 or boundary == 4 then
      1.302 *(Re[i].*Pr[i]*geo.diameter_hyd[i]/geo.Delta_z_in[i])^(1/3)
      else 0 "Help variable for mean Nusselt number";

    Nu3[i] =if boundary == 3 then
      0.5*(2 /(1 + 22 *Pr[i]))^(1/6)*(Re[i]*Pr[i]*geo.diameter_hyd[i]/geo.Delta_z_in[i])^0.5
      else if boundary == 4 then
      (0.462) *(Pr[i]^(1/3))*(Re[i]*geo.diameter_hyd[i]/geo.Delta_z_in[i])^(1/2)
      else 0 "Help variable for mean Nusselt number";

    Nu_lam[i] = (Nu1^3 + Nu0^3 + (Nu2[i] - Nu0)^3 + Nu3[i]^3)^(1/3) "Mean Nusselt number";
    alpha_lam[i] = Nu_lam[i]*lambda[i]/max(MIN, geo.diameter_hyd[i]);

//////////////////////////////////TURBULENT ALPHA //////////////////////////////////////
    zeta[i]=abs(1/max(MIN, 1.82*Modelica.Math.log10(max(abs(Re[i]),MIN)) - 1.64)^2)
      "Pressure loss coefficient";

    alpha_turb[i] = if correlation == 2 then
      abs(lambda[i]/geo.diameter_hyd[i])*0.023*Re[i]^0.8*Pr[i]^(1/3)
      else if correlation == 1 then
      abs(lambda[i]/geo.diameter_hyd[i])*(abs(zeta[i])/8)*abs(Re[i])*abs(Pr[i])/
      (1 + 12.7*(abs(zeta[i])/8)^0.5*(abs(Pr[i])^(2/3) - 1))*
      (1 + (1/3)*(geo.diameter_hyd[i]/geo.Delta_z_in[i])^(2/3))
      else 0;

//////////////////////////////////OVERALL ALPHA //////////////////////////////////////
    alpha[i] = if useHomotopy then
      homotopy(sm(laminar, turbulent, Re[i])*alpha_lam[i] +
      sm(turbulent, laminar, Re[i])*alpha_turb[i], alpha_nom)
      else
      sm(laminar, turbulent, Re[i])*alpha_lam[i] +
      sm(turbulent, laminar, Re[i])*alpha_turb[i];+

    Nu[i]=alpha[i]/lambda[i]*geo.diameter_hyd[i];

//////////////////////////////////PRESSURE LOSS////////////////////////////////////
    dp_local[i] = zeta[i].*(geo.Delta_x[i]./geo.diameter_hyd[i]).*(velocity[i]^2/2).*rho[i];

//////////////////////////////////CALCULATION VALIDITY////////////////////////////////////

```

```

//failure status
if noEvent(Re[i] > 1e6) then
  failureStatus[i] = 1;
else
  if noEvent(Pr[i] < 0.6 or Pr[i] > 1e3) then
    failureStatus[i] = 1;
  else
    if noEvent(geo.diameter_hyd[i]/max(MIN, geo.L_s*geo.N_passes) > 1) then
      failureStatus[i] = 1;
    else
      failureStatus[i] = 0;
    end if;
  end if;
end if;
end for;
end NusseltPCHEChannel_L4;

```

Pro výpočet tlakových ztrát je stejně jako u přenosu tepla potřeba zahrnout široký rozsah režimů proudění. Pro modifikaci byl vybrán model pro výpočet tlakových ztrát **ReynoldsPipeTwo-Phase L4**, dostupný v knihovně ClaRaPlus, jelikož zahrnuje výpočty ztrátového součinitele pro laminární i turbulentní proudění a použitý vztah v turbulentní oblasti odpovídá rovnici (50). Při simulovaných provozních stavech sCO<sub>2</sub> oběhu by se termofyzikální vlastnosti pracovní látky měly pohybovat pouze v nadkritické oblasti a proto byl model kvůli snížení výpočetního času zjednodušen na jednofázové proudění. Opět jsou níže uvedeny nejdůležitější úseky kódu.

```

model ReynoldsChannel_L4

  extends Efekt_THmodel.PressureLoss.PressureLossPCHEChannel_L4;

  parameter Integer SurfaceRoughness=0
    annotation(choices(
      choice=0 "Surface roughness neglected, i.e. Blasius correlation",
      choice=1 "Surface roughness considered, i.e. Colebrook and White correlation"));

  protected
    constant Real MIN=Modelica.Constants.eps "Eps";
    constant Real Re_trans=1187 "Transition Reynolds number";

    parameter ClaRaPlus.Basics.Units.Length d_hyd[iCom.N_cv+1]=fill(Modelica.Constants.pi*geo.D_ch/
      (2*(Modelica.Constants.pi/2)+1), geo.N_cv+1) "Hydraulic diameter";
    ClaRaPlus.Basics.Units.Length
      L[iCom.N_cv+1]=if iCom.N_cv == 1 then
        if not frictionAtInlet and not frictionAtOutlet then
          {1,1}
        elseif not frictionAtInlet and frictionAtOutlet then
          {1,geo.L_s*geo.N_passes}
        elseif frictionAtInlet and not frictionAtOutlet then
          {geo.L_s*geo.N_passes,1}
        else
          {geo.L_s*geo.N_passes/2,geo.L_s*geo.N_passes/2}
        else if not frictionAtInlet and not frictionAtOutlet then
          {geo.L_s*geo.N_passes*geo.Delta_x_FM[i]/(sum(geo.Delta_x_FM) -
            geo.Delta_x_FM[1] - geo.Delta_x_FM[iCom.N_cv + 1])}
        for i in 1:iCom.N_cv + 1}
        elseif not frictionAtInlet and frictionAtOutlet then
          {geo.L_s*geo.N_passes*geo.Delta_x_FM[i]/(sum(geo.Delta_x_FM) -
            geo.Delta_x_FM[1])} for i in 1:iCom.N_cv + 1}
        elseif frictionAtInlet and not frictionAtOutlet then
          {geo.L_s*geo.N_passes*geo.Delta_x_FM[i]/(sum(geo.Delta_x_FM) -
            geo.Delta_x_FM[iCom.N_cv + 1])} for i in 1:iCom.N_cv + 1}
        else
          {geo.L_s*geo.N_passes*geo.Delta_x_FM[i]/(sum(geo.Delta_x_FM))}
          for i in 1:iCom.N_cv + 1}
        "Length of one segment with correction due to choice of friction
          at inlet/outlet";

    equation

  for i in 1:iCom.N_cv+1 loop
    beta_turb[i] = 0.3164*L[i]/(2*d_hyd[i]^(1.25));
    beta_lam[i] = L[i]*64/(2*d_hyd[i]^2);
  end for

```

```

Re_lam[i] = abs(Delta_p[i])*d_hyd[i]/beta_lam[i]/eta[i];
m_flow_turb[i]=SM(Re_trans+100,Re_trans,Re_lam[i])*geo.A_cross_FM[i]*SmoothPower(
    Delta_p[i], Delta_p_smooth, (4/7))/(beta_turb[i])^(4/7);
m_flow_lam[i]=SM(Re_trans,Re_trans + 100,Re_lam[i])*Delta_p[i]*geo.A_cross_FM[i]/beta_lam[i];

if SurfaceRoughness==1 then
    lambda_FRI_calc[i]=2*abs(Delta_p[i])*d_hyd[i]^3*rho[i]/(L[i]*eta[i]^2);
    Re_turb[i]=-2*SmoothPower(lambda_FRI_calc[i],64*Re_trans,0.5)*
        min(Modelica.Math.log10(2.51/sqrt(max(lambda_FRI_calc[i], MIN)) +
            K_rel[i]/3.7),Modelica.Math.log10(2.51/sqrt(max(64*Re_trans, MIN)))+
            K_rel[i]/3.7));
else
    lambda_FRI_calc[i]=-1;
    Re_turb[i]=-1;
end if;
end for;

////////// Calculate Pressure Losses //////////
for i in 1:iCom.N_cv + 1 loop
    if exactLaminar==true then
        m_flow[i] = if useHomotopy then
            homotopy(SM(Re_trans+100,Re_trans,Re_lam[i])*geo.A_cross_FM[i]*
                SmoothPower(Delta_p[i], Delta_p_smooth, (4/7))/(beta_turb[i])^(4/7)+
                SM(Re_trans,Re_trans + 100,Re_lam[i])*Delta_p[i]*
                geo.A_cross_FM[i]/beta_lam[i],
                (iCom.m_flow_nom/iCom.Delta_p_nom)/geo.Delta_x_FM[i]*
                sum(geo.Delta_x_FM)*Delta_p[i])
            else
                SM(Re_trans+100,Re_trans,Re_lam[i])*geo.A_cross_FM[i]*
                SmoothPower(Delta_p[i], Delta_p_smooth, (4/7))/(beta_turb[i])^(4/7)+
                SM(Re_trans,Re_trans + 100,Re_lam[i])*Delta_p[i]*
                geo.A_cross_FM[i]/beta_lam[i];
        else
            if SurfaceRoughness==0 then
                m_flow[i] = if useHomotopy then
                    homotopy(geo.A_cross_FM[i]*SmoothPower(Delta_p[i],Delta_p_smooth, (4/7))/
                        (beta_turb[i])^(4/7),
                        (iCom.m_flow_nom/iCom.Delta_p_nom)/geo.Delta_x_FM[i]*
                        sum(geo.Delta_x_FM)*Delta_p[i])
                    else
                        geo.A_cross_FM[i]*SmoothPower(Delta_p[i],Delta_p_smooth, (4/7))/
                        (beta_turb[i])^(4/7);
                else
                    m_flow[i] = if useHomotopy then
                        homotopy(geo.A_cross_FM[i]*SmoothPower(Delta_p[i],Delta_p_smooth, (4/7))/
                            (beta_turb[i])^(4/7)*(1)+geo.A_cross_FM[i]*(sign(Delta_p[i])*Re_turb[i])*
                            eta[i]/(d_hyd[i]),
                            (iCom.m_flow_nom/iCom.Delta_p_nom)/geo.Delta_x_FM[i]*
                            sum(geo.Delta_x_FM)*Delta_p[i])
                        else
                            geo.A_cross_FM[i]*SmoothPower(Delta_p[i],Delta_p_smooth, (4/7))/
                            (beta_turb[i])^(4/7)*(1)+geo.A_cross_FM[i]*(sign(Delta_p[i])*
                            Re_turb[i])*eta[i]/(d_hyd[i]);
                        end if;
                    end if;
                end for;
            end ReynoldsChannel_L4;

```

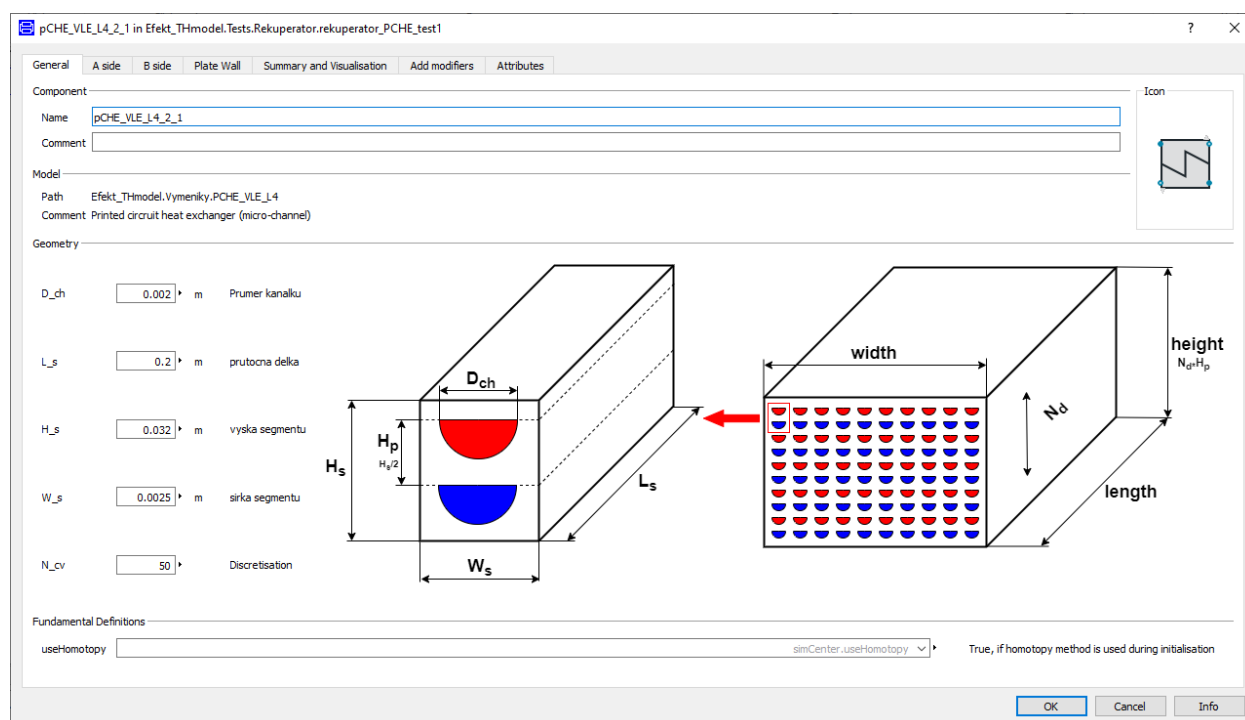
## Ověření modelu rekuperačního výměníku

I když experimentální ověření výpočtů zatím není možné, byl výpočet alespoň porovnán s výsledky podle Meshram et al. (2016). Výpočet byl proveden pro dvě sady okrajových podmínek, lišících se v pracovních teplotách a průtočném množství, tak jak je uvedeno v tabulce 14.

			Nižší teplotní rozsah (LTR)		Vyšší teplotní rozsah (HTR)	
			LP	HP	LP	HP
Průměr kanálku	$D_{ch}$	mm		2		2
Průtočná délka	$L_s$	m		0.2		0.2
Výška segmentu	$H_s$	mm		3.2		3.2
Šířka segmentu	$W_s$	mm		2.5		2.5
Počet kanálků na desce	$n_{dch}$		1	1	1	1
Počet desek	$n_d$		1	1	1	1
Teplota na vstupu	$T_{in}$	°C	356.85	126.85	456.85	226.85
Tlak na výstupu	$p_{in}$	MPa(a)	9	22.5	9	22.5
Průtočné množství	$\dot{m}$	kg/s	$5.69 \cdot 10^{-4}$	$5.69 \cdot 10^{-4}$	$5.69 \cdot 10^{-4}$	$5.69 \cdot 10^{-4}$

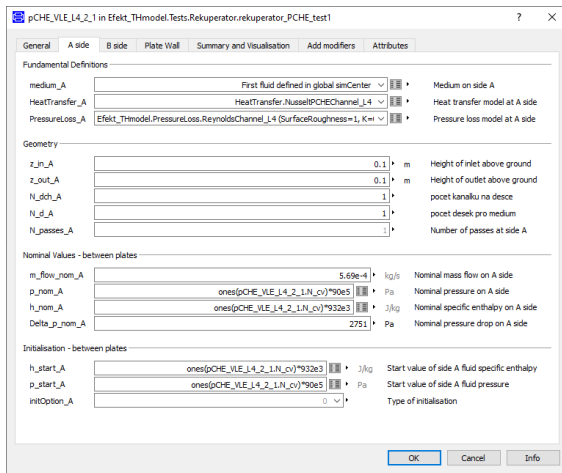
Tabulka 14: Geometrie a okrajové podmínky porovnávaného výměníku

Na obrázku 43 a 44 je vidět vytvořené rozhraní pro zadávání parametrů výměníku, v tomto případě jsou zadány údaje z tabulky 14 pro nižší teplotní rozsah (LTR).

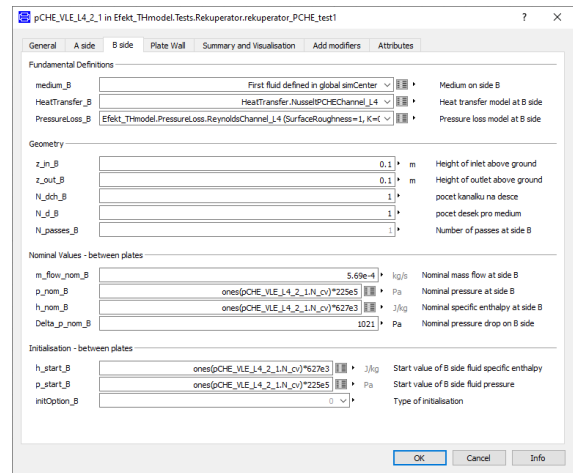


Obrázek 43: Rozhraní pro hlavní parametry výměníku

Po provedení výpočtu jsou v grafickém rozhraní programu Dymola zobrazeny výstupní hodnoty proudů, viz obrázek 45. Před porovnáním výsledků je potřeba nejprve ověřit, zda je nastavený počet elementů dostatečný z hlediska numerické přesnosti výsledku. Proto byla provedena citlivostní analýza, jejíž výsledky pro nižší teplotní rozsah jsou zobrazeny na obrázku 46. Na základě závislosti zkoumané veličiny na počtu elementů (z minimálně 3 bodů) je extrapolací stanovena teoreticky přesná hodnota. Pokud se vypočtená hodnota liší od teoreticky přesné, extrapolované hodnoty o méně než 2.5 %, lze z hlediska numeriky tuto hodnotu považovat za dostatečně přesnou.



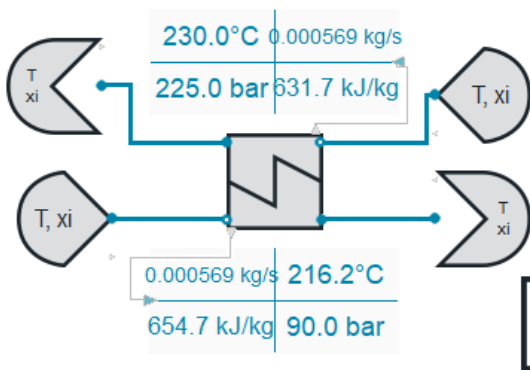
(a) Strana A - HP



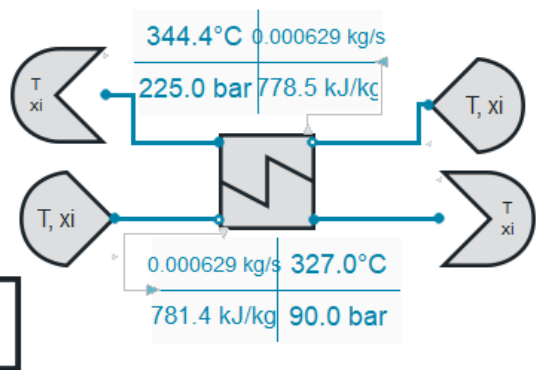
(b) Strana B - LP

Obrázek 44: Rozhraní pro parametry jednotlivých stran

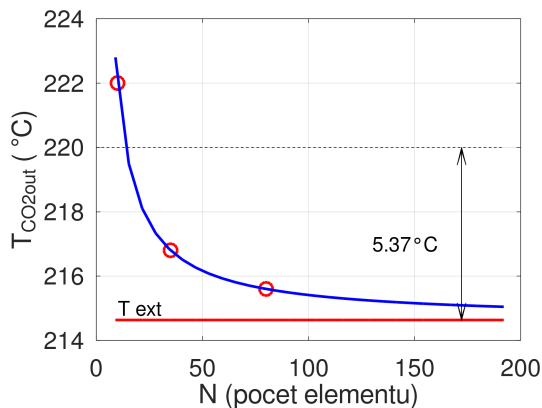
### Lower temperature range (LTR)



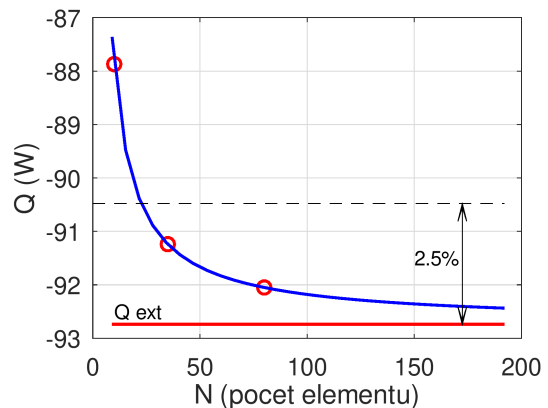
### Higher temperature range (HTR)



Obrázek 45: Grafické zobrazení výměníku pro LTR a HTR po skončení výpočtu



(a) Teplota



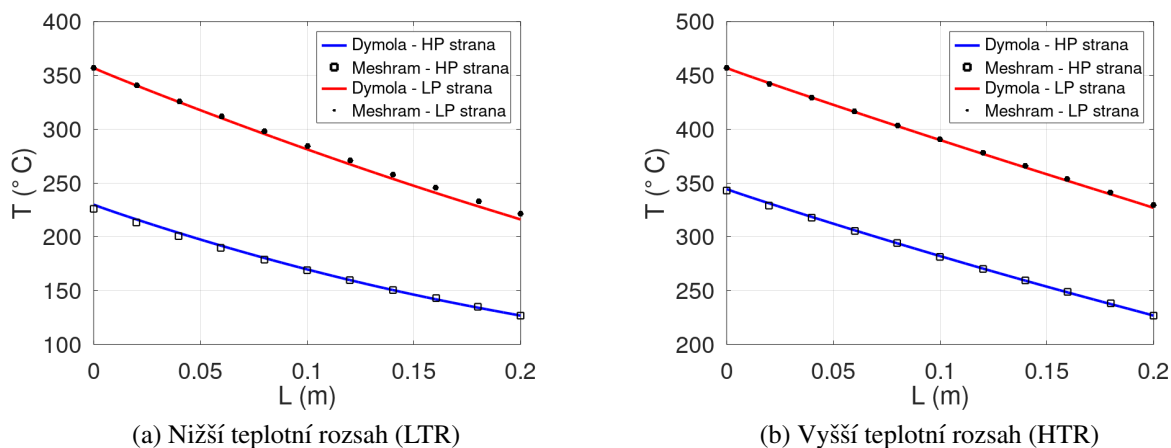
(b) Tepelný tok

Obrázek 46: Citlivostní analýza LTR pro stanovení optimálního počtu elementů

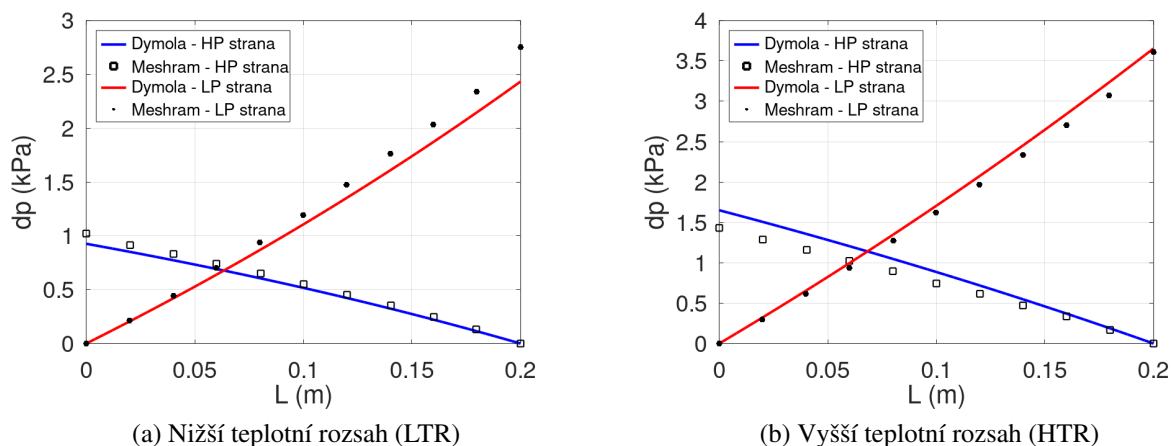
Z grafů na obrázku 46 je patrné, že při rozdělení kanálku na 50 elementů je větší odchylka na nízkotlaké části (46(a)), zhruba 1.75 %, což je z hlediska přesnosti výstupních teplot naprosto dostačující a můžeme tedy přejít k porovnání výsledků. Pro zadaný průtok pracovní látky  $s\text{CO}_2$  a geometrii podle tabulky 14 jsou rychlosti proudění a bezrozměrná kritéria ve výměníku uvedeny v tabulce 15. Vzhledem k hodnotám Reynoldsových čísel se jedná o turbulentní proudění. Prandtlůva čísla jsou v rozmezí platnosti rovnice (48). Podle obrázku 47 teplotní pole podél teplosměnné plochy koresponduje s výsledky autorů Meshram et al. (2016). Odchyly jsou v tomto případě (obrázek 47) do 1 %. U tlakových ztrát jsou dle obrázku 48 odchyly vyšší, ale i přesto se pohybují v přijatelném rozmezí 4 – 16 %.

			Nižší teplotní rozsah (LTR)		Vyšší teplotní rozsah (HTR)	
			LP	HP	LP	HP
Rychlost na vstupu	$u_{in}$	m/s	4.69	0.85	6.14	1.52
Střední Reynoldsovo číslo	$Re_m$		20300	17000	19700	19500
Střední Prandtlůvo číslo	$Pr_m$		0.76	1.11	0.74	0.85

Tabulka 15: Parametry proudění



Obrázek 47: Teplotní pole podél teplosměnné plochy



Obrázek 48: Tlakové ztráty podél teplosměnné plochy

Vzhledem k výše uvedeným výsledkům lze vytvořený model výměníku použít pro další komplexnější systémy. Bohužel se nepodařilo ověřit stavy s nižšími rychlostmi proudění, avšak v rozsahu této diplomové práce by měl být režim proudění ve výměníku vždy v turbulentní oblasti.

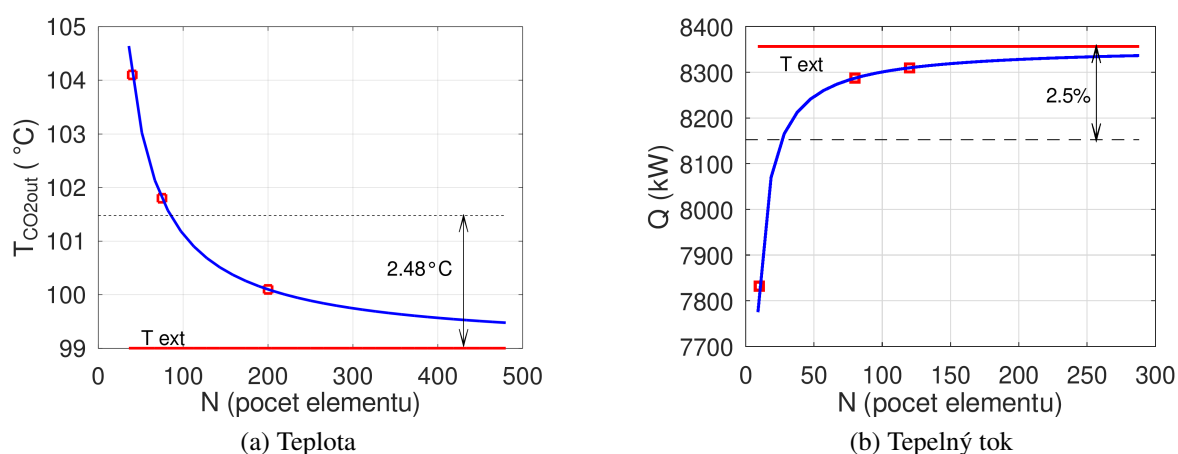
## Stanovení rozměrů rekuperačního výměníku pro aplikaci v řešeném oběhu

Rozměry průtočných kanálků uvedené ve studii autorů Meshram et al. (2016) byly využity pro stanovení celkových rozměrů, zejména teplosměnné plochy a objemu pracovní látky rekuperačního výměníku požadovaného výkonu. Návrh spočíval v určení přibližné teplosměnné plochy z celkového prostupu tepla a teplotního spádu. Následně byly navrženy 3 varianty (tabulka 16) celkových rozměrů výměníku s danou geometrií kanálků a podobnou velikostí teplosměnné plochy, z nichž byla vybrána varianta s optimální intenzitou přenosu tepla a přijatelnými tlakovými ztrátami.

			Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3	
			LP	HP	LP	HP	LP	HP
Průměr kanálku	$D_{ch}$	mm	2		2		2	
Průtočná délka	$L_s$	m	0.6		0.82		1	
Výška segmentu	$H_s$	mm	3.2		3.2		3.2	
Šířka segmentu	$W_s$	mm	2.5		2.5		2.5	
Počet kanálků na desce	$n_{dch}$		201	201	201	201	201	201
Počet desek	$n_d$		96	96	66	66	54	54
Celkový průtočný průřez	$A_c$	$m^2$	0.0303	0.0303	0.0208	0.0208	0.0170	0.0170
Celková teplosměnná plocha	$A_h$	$m^2$	59.53	59.53	55.93	55.93	55.81	55.81
Celkový objem média	$V$	$dm^3$	18.19	18.19	17.09	17.09	17.05	17.05
Šířka výměníku	width	m	0.5025		0.5025		0.5025	
Výška výměníku	height	m	0.3072		0.2112		0.1728	
Délka výměníku	length	m	0.6		0.82		1.000	

Tabulka 16: Varianty rozměrů rekuperačního výměníku

Jelikož se liší rozměry výměníku oproti porovnávací geometrii z tabulky 14 je nutné provést znovu citlivostní analýzu přesnosti numerického výsledku na počtu elementů. Podle obrázku 49 bylo zjištěno, že rozdělení výměníku tepla na 100 elementů bude z hlediska přesnosti numerického výsledku dostačující.



Obrázek 49: Citlivostní analýza závislosti vybraných parametrů na počtu elementů

Varianty se liší délkou průtočných kanálků u kterých se zachováním podobné teplosměnné plochy mění jejich celkový počet. Pokud budeme předpokládat konstantní počet kanálků na jedné desce, bude se měnit pouze počet desek a tím celková výška výměníku. Rozdílný počet kanálků pochopitelně ovlivní průtočný průřez a tím samotný přestup tepla a tlakové ztráty, jak můžeme

vidět v tabulce 17. Z hlediska přestupu tepla je nejefektivnější varianta 3, ale za cenu vysokých tlakových ztrát. Nejnižší tlakové ztráty byly dosaženy u varianty 1, tentokrát ale s nedostačujícím výkonem. Proto byla vybrána jako neoptimálnější varianta 2, kde je přestup tepla dostačující a tlakové ztráty jsou přijatelné. Nutno podotknout že diskutované tlakové ztráty jsou spočítány pouze pro funkční část výměníku (průtočné kanálky) a je tedy zanedbán nátok do distribuční části a do samotných kanálků, stejně jako výtok kanálků a odtok ze sběrné části. Tyto tlakové ztráty jsou však u všech variant velmi podobné a významněji se liší pouze tlakové ztráty při průtoku kanálky.

			Varianta 1		Varianta 2		Varianta 3	
			LP	HP	LP	HP	LP	HP
Vstupní teplota	$T_{in}$	°C	458	62	458	62	458	62
Výstupní teplota	$T_{out}$	°C	299.92	114.28	101.45	312.93	93.91	320.80
Vstupní tlak	$p_{in}$	MPa(a)	8.4	25.4	8.4	25.4	8.4	25.4
Tlaková ztráta	$\Delta p$	kPa	21.05	7.04	59.91	19.96	91.60	35.93
Střední rychlost proudění	$u_m$	m/s	8.22	1.71	11.96	2.49	14.62	3.04
Střední Reynoldsovo číslo	$Re_m$		37360	29790	54340	43330	66420	52960
Střední Prandtlovo číslo	$Pr_m$		0.76	1.13	0.76	1.13	0.76	1.13
Součinitel přestupu tepla	$\alpha$	W/m <sup>2</sup> K	2400	3100	3170	4120	3690	4800
Přenášený tepelný tok	$\dot{Q}$	kW	7973.69		8308.22		8510.40	

Tabulka 17: Výsledky simulace pro varianty 1-3 rekuperačního výměníku

V tabulce 18 jsou uvedeny parametry vybrané varianty modelu rekuperačního výměníku, porovnané s hodnotami nabízeného řešení od výrobce. Jelikož nebyly výrobcem specifikovány konkrétní rozměry kanálků nebo jejich počet, nejsou v tabulce uvedeny. I přesto model z hlediska teplosměnné plochy a přestupu tepla víceméně odpovídá nabízenému řešení. Tlakové ztráty jsou v případě modelu nižší, jelikož v nich nejsou zahrnuty ztráty v rozdělovacích a sběrných kanálech.

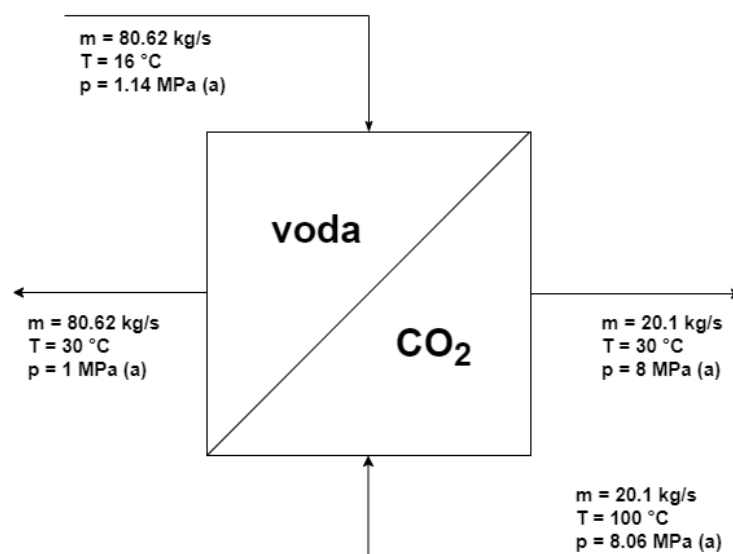
Parametr		Model		Datasheet	
		LP	HP	LP	HP
Vstupní teplota	°C	458	62	458	61
Výstupní teplota	°C	101.45	312.93	97.85	313
Pracovní tlak	MPa	8.4	25.4	8.06	25.6
Průtočné množství	kg/s	20	20	20	20
Tlaková ztráta	kPa	59.91	19.96	147	145
Počet kanálů na desce		201	201	?	?
Počet desek		66	66	?	?
Objem média	dm <sup>3</sup>	18.19	18.19	0.107	0.108
Součinitel přestupu tepla	W/m <sup>2</sup> K	3170	4120	1821	
Teplosměnná plocha	m <sup>2</sup>	55.93		63.2	
Teplotní spád	K			79	
Výkon výměníku	kW	8308.2		8360	

Tabulka 18: Porovnání modelu rekuperačního výměníku a datasheetu



## 6.4.2 Chladič CO<sub>2</sub> - voda

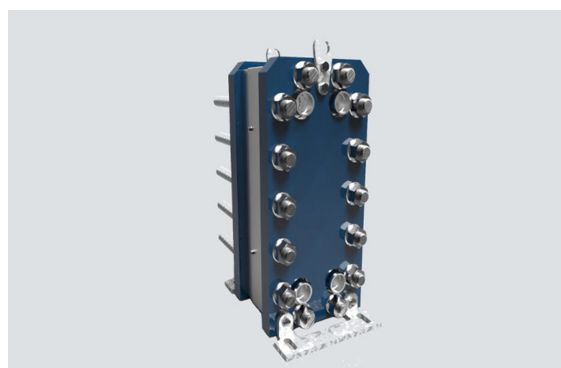
Podle bilance provedené v předchozí kapitole, konkrétně dle rovnice (30), je potřeba v dochlazení odvést z pracovního média cca 4785 kWt, aby bylo dosaženo požadované teploty 30 °C na sání kompresoru. Z hlediska investičních nákladů, ale i z provozních důvodů jako menší množství náplně v oběhu, případně rychlejší prohřívání oběhu, je žádoucí aby všechna zařízení včetně chladiče byla co nejmenší. Proto bylo zvoleno vodní chlazení, konkrétně v provedení pájeného deskového výměníku (BPHE). Tento typ výměníku má výhodný poměr velikosti vůči teplosměnné ploše, navíc nebezpečí tvorby faulingu u CO<sub>2</sub> není příliš vysoké. Okrajové podmínky na straně CO<sub>2</sub> jsou již známy z bilance oběhu. Na straně vody je dána vstupní teplota vody 16 °C a její maximální ohřátí na 30 °C. Na obrázku 51 jsou zobrazeny ukázky pájených deskových výměníků ve vysokotlakém provedení.



Obrázek 50: Bilanční schéma pájeného deskového výměníku



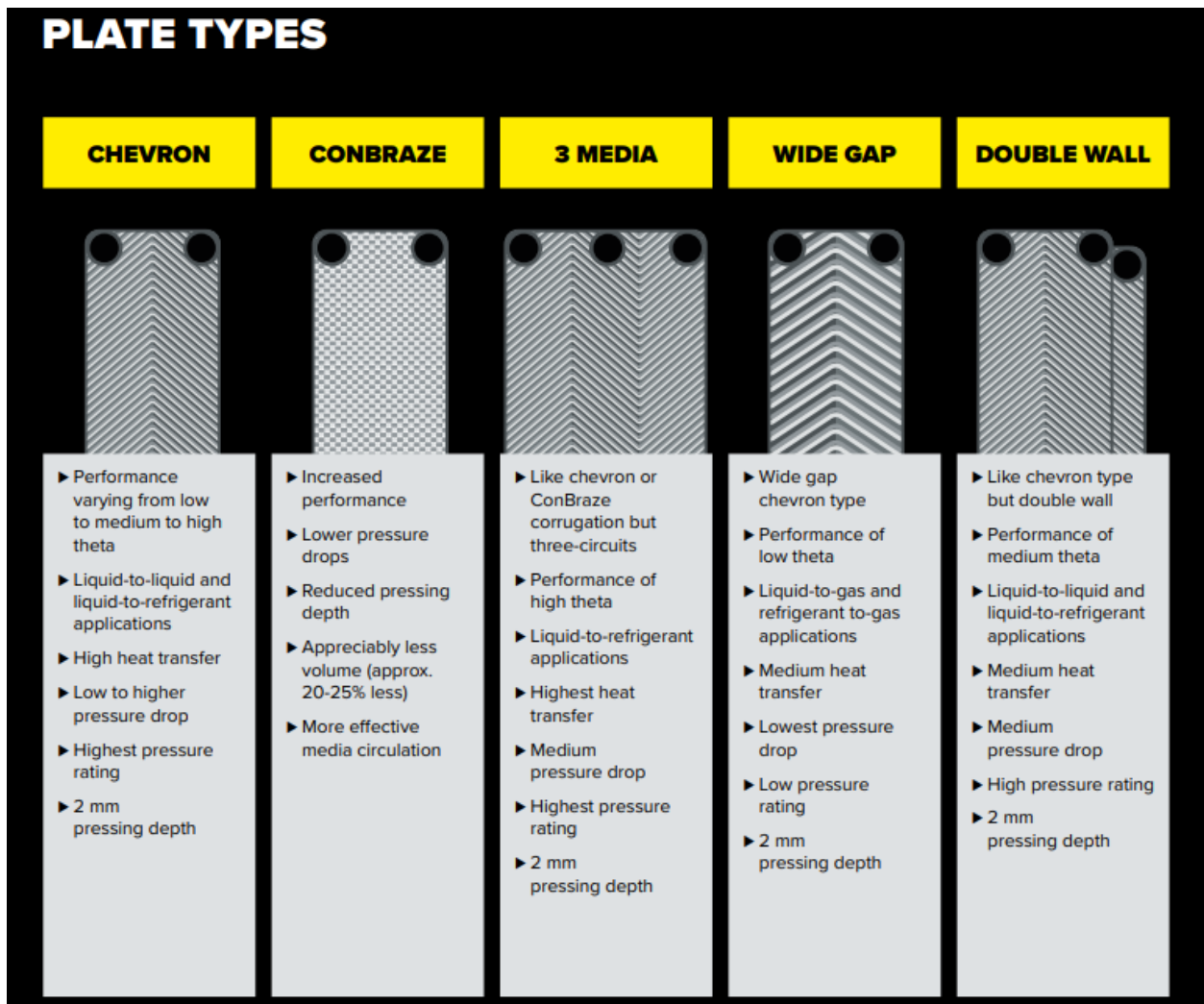
(a)



(b)

Obrázek 51: Ukázky provedení pájeného deskového výměníku (<https://www.kelvion.com/cz/produkty/produkt/rada-gbh-hp/>) 22.4.2022)

Desky samotné se vyrábějí v různých provedeních v závislosti na konkrétní aplikaci a okrajových podmínkách. Například na obrázku 52 je popsáno 5 typů desek.

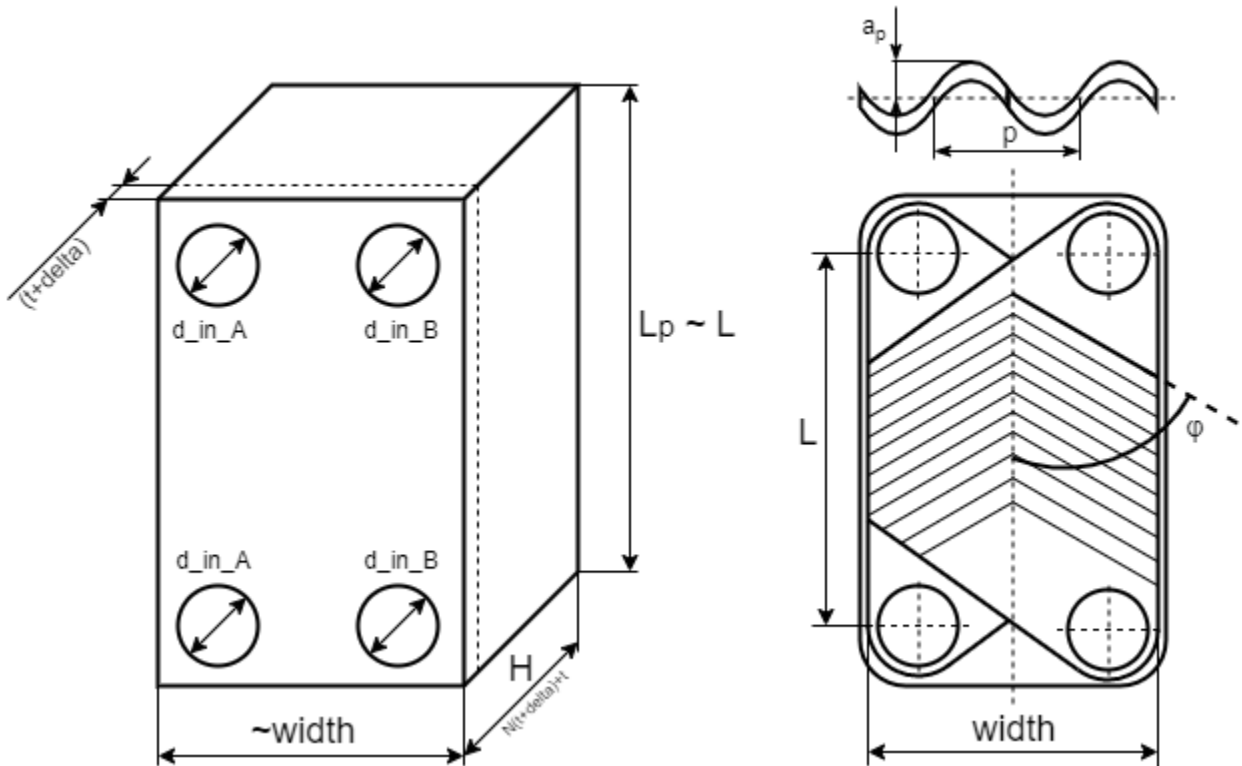


Obrázek 52: Typy desek používaných v BPHE výměnících od výrobce Kelvion ([https://www.kelvion.com/products/?type=98755469&tx\\_wdownloads\\_widget\%5Bhash\%5D=d849b2517d5e7a554bcbf37ebaa232a630014742&tx\\_wdownloads\\_widget\%5Baction\%5D=download&tx\\_wdownloads\\_widget\%5Bcontroller\%5D=Downloads](https://www.kelvion.com/products/?type=98755469&tx_wdownloads_widget\%5Bhash\%5D=d849b2517d5e7a554bcbf37ebaa232a630014742&tx_wdownloads_widget\%5Baction\%5D=download&tx_wdownloads_widget\%5Bcontroller\%5D=Downloads)) 22.4.2022)

Konkrétní rozměry výměníku dle obrázku 53 ani tvarování desek nebylo specifikováno a tak byla provedena rešerše běžně používaných pájených i nepájených deskových výměníků. Na základě této rešerše byly zvoleny geometrické parametry desek řešeného výměníku CO<sub>2</sub> - voda, které jsou potřeba pro výpočet přestupu tepla a tlakových ztrát dle VDI (2010). Tento výpočetní model byl následně implementován do celkového termo-hydraulického modelu oběhu.

Parametr			Hodnota
Počet desek	N		380
Šířka desky	width	m	0.386
Průtočná délka desky	L	m	0.875
tloušťka desky celková	t <sub>d</sub>	mm	2.31
tloušťka průtočného kanálu	delta	mm	2
výška vln (amplituda)	a <sub>p</sub>	mm	1.38
rozteč vln (vlnová délka)	p	mm	4 a <sub>p</sub>
úhel sklonu vln	φ	°	60

Tabulka 19: Parametry výměníku CO<sub>2</sub> – voda



Obrázek 53: Schéma deskového výměníku tepla s důležitými rozměry

Výpočetní metoda dle VDI (2010) spočívá v převedení průtočného kanálu mezi deskami výměníku na ekvivalentní trubku (hydraulický průměr), který je v tomto případě definován jako

$$d_h = \frac{a_p}{\Phi} , \quad (57)$$

kde  $\Phi$  je poměr povrchu vln vůči jeho rovinnému průmětu. Poměr závisí na amplitudě a vlnové délce a tato závislost se dá vyjádřit pomocí vlnového čísla

$$X = \frac{2\pi a_p}{p} \quad (58)$$

pokud použijeme aproximaci

$$\Phi(X) \approx \frac{1}{6} \left( 1 + \sqrt{1 + X^2} + 4\sqrt{1 + X^2/2} \right) . \quad (59)$$

Teplosměnná plocha k níž jsou vztaženy koeficienty přestupu tepla je pak dána rovnicí

$$A_p = \Phi \cdot A_0 , \quad (60)$$

kde

$$A_0 \approx L_p \cdot \text{width} , \quad (61)$$

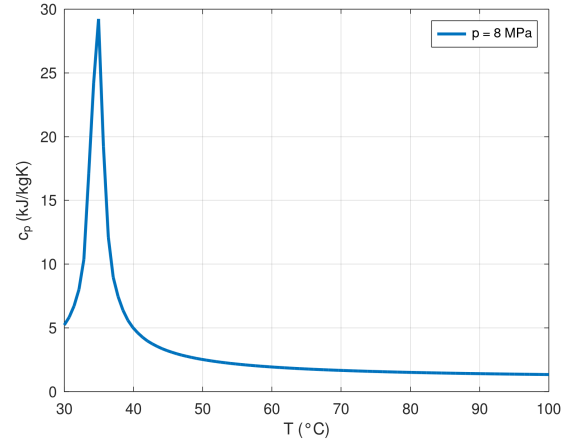
Rychlost proudění mezi deskami je vyjádřena jako objemový průtok průměrnou průtočnou plochou kanálu

$$w = \frac{\dot{V}_{\text{gap}}}{2a_p \cdot \text{width}} \quad (62)$$

Součinitel prostupu tepla je v tomto případě definován jako

$$\alpha = \frac{\dot{Q}}{2A_p \cdot \Delta T_m} \quad (63)$$

Při výpočtu je orientace proudění obou pracovních látek, v tomto případě CO<sub>2</sub> a vody, uvažována jako čistě protiproudé zapojení. V těchto případech se běžně vyjadřuje teplotní diference jako střední teplotní logaritmický spád, za předpokladu konstantních termofyzikálních vlastností v průběhu chlazení. Nicméně na straně CO<sub>2</sub> jsou teploty i tlaky v některých místech výměníku velmi blízké kritickému bodu. Termofyzikální vlastnosti média jako tepelná kapacita (obrázek 54), viskozita a hustota jsou silně závislé na teplotě a během ochlazování CO<sub>2</sub> se mění. Proto nelze logaritmický spád použít a teplotní diferenci je potřeba vyjádřit jiným způsobem. Autoři Zendehtboudi et al. (2021) využívají pro výpočet deskového výměníku také metodiku uvedenou ve VDI (2010) s tím, že pro získání teplotní diference rozdělí výměník na určitý počet segmentů s příslušným přeneseným teplem. V každém ze segmentů pak musí platit



Obrázek 54: Závislost tepelné kapacity CO<sub>2</sub> na teplotě (rozsah pracovních teplot chladiče) při tlaku 8 MPa

$$d\dot{Q} = k \cdot dA \cdot \Delta T_m \quad (64)$$

a z této rovnice můžeme vyjádřit součin  $kA$  jako

$$kA = \int_0^{A_{\text{tot}}} k \, dA = \int_0^{\dot{Q}_{\text{tot}}} \frac{d\dot{Q}}{\Delta T_m} \quad (65)$$

Pro numerický výpočet  $N$  segmentů můžeme psát

$$kA = \sum_{i=1}^N \frac{\delta_i \dot{Q}}{\Delta T_{mi}}, \quad (66)$$

kde  $\delta$  vyjadřuje podíl z celkového přeneseného tepla, který je přenesen v příslušném segmentu. Jedná se o iterační výpočet, kde jako počáteční podmínku zvolíme rovnoměrné rozložení přeneseného tepla ( $\delta = \text{konst}$ ).

Konečný teplotní spád následně získáme z rovnice

$$\Delta T_m = \frac{\dot{Q}_{\text{tot}}}{kA} \quad (67)$$

Výpočet tlakových ztrát je proveden aproximací mezi dvěma limitními případy geometrie průtočných kanálů.

První případ nastává v případě pokud je úhel sklonu vln, viz obrázek 53, roven nule ( $\varphi = 0^\circ$ ). V tomto případě se jedná o průtok kruhovými kanály a ztrátový součinitel lze získat pomocí běžně používaných vztahů pro laminární, případně turbulentní režim proudění.

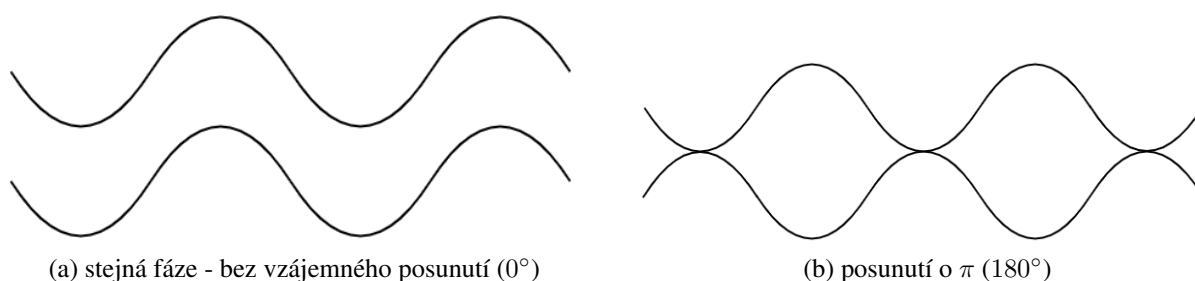
Pro  $Re < 2000$ ,

$$\xi_0 = \frac{64}{Re} . \quad (68)$$

Pro  $Re \geq 2000$ ,

$$\xi_0 = (1.8 \log(Re) - 1.5)^{-2} . \quad (69)$$

V druhém případě je  $\varphi = 90^\circ$  a nastává průtok sinusovým kanálem. V tomto případě je tlaková ztráta silně závislá na vzájemné poloze vln na dvou protilehlých deskách. Pokud nejsou vlny na deskách fázově posunuté (obrázek 55(a)), je ztrátový součinitel podstatně vyšší než v prvním případě a dá se stanovit na základě příslušných empirických vztahů.



Obrázek 55: Limitní případy průtoku mezi dvěma deskami výměníku

Pro  $Re < 2000$ ,

$$\xi_{1,0} = \frac{B_1}{Re} + C_1 . \quad (70)$$

Pro  $Re \geq 2000$ ,

$$\xi_{1,0} = \frac{K_1}{Re^n} . \quad (71)$$

Pokud jsou ale vlny vůči sobě posunuté o  $180^\circ$  (obrázek 55(b)), může dojít ke kontaktu desk a ztrátový součinitel pak nabývá hodnot  $\xi_{1,\pi} \rightarrow \infty$ .

Součinitel třecích ztrát pro obecný případ mezi popsánymi limity pak získáme aproximací pro  $Re \geq 2000$ ,

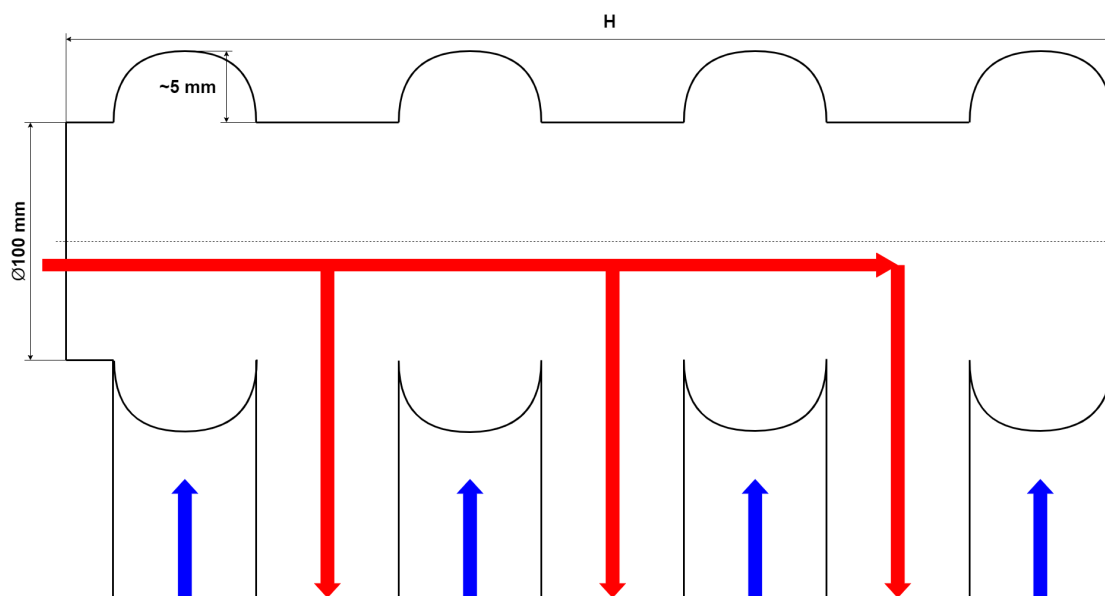
$$\xi_1(Re) = a \cdot \xi_{1,0}(Re) , \quad (72)$$

kde  $a \in (1; \infty)$ .

Celkový součinitel třecích ztrát v pracovní části výměníku ovlivňuje ještě obtékání vln, zpětné toky na hranách vlnitých desk, nátok a odtok z vlnitého kanálu z distributoru, respektive do kolektoru, atd. Tyto vlivy zahrnuje následující rovnice pro výpočet celkového součinitele tření, jako funkce  $\xi = f(\varphi, Re)$

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos(\varphi)}{\sqrt{b \cdot \tan(\varphi) + c \cdot \sin(\varphi) + \xi_0(Re)/\cos(\varphi)}} + \frac{1 - \cos(\varphi)}{\sqrt{\xi_1(Re)}} . \quad (73)$$

Tlakové ztráty v rozváděcích a sběrných kanálech se počítají separátně jako průtok kruhovými potrubím. Tyto kruhové kanály jsou tvořeny navzájem spájenými deskami. Proto jsou uvnitř kanálu poměrně velké výstupky. Geometrie je pro představu schematicky znázorněna na obrázku 56



Obrázek 56: Schéma geometrie rozváděcích a sběrných kanálů kruhového průřezu

		Rozváděcí kanály		Sběrné kanály	
		CO <sub>2</sub>	voda	CO <sub>2</sub>	voda
Teplota	°C	100	16	30	30
Tlak	MPa	8	1.1	8	1.1
Průtočné množství	kg/s	20	80.6	20	80.6
Rychlost proudění	m/s	18.03	10.27	3.63	10.31
Dynamická viskozita	Pas	$2.048 \cdot 10^{-5}$	0.0011	$5.606 \cdot 10^{-5}$	0.0008
Hustota	kg/m <sup>3</sup>	141.27	999.41	701.72	996.09
Reynoldsovo číslo		12433424	926774	4542472	1287610
Součinitel třecích ztrát		0.0716	0.0716	0.0716	0.0716
Tlaková ztráta	kPa	14.383	33.061	2.896	33.164

Tabulka 20: Parametry proudění v rozváděcích a sběrných kanálech včetně tlakových ztrát

Podobně jako v předchozí kapitole o tlakových ztrátách v potrubí i zde je při výpočtu použita rovnice (34), tedy aproximace Colebrook-Whiteovy rovnice podle Swamee a Jain (1976). Parametry proudění v těchto kanálech a vypočtené tlakové ztráty jsou uvedeny v tabulce 20. Celkové tlakové ztráty výměníku pro obě pracovní látky pak snadno získáme jako součet tlakových ztrát v rozváděcích, sběrných a sinusových kanálech mezi deskami.

Přenos tepla je stanoven pro proudění v jednom z kanálů a vychází z obecné Lévêquovi rovnice

$$Nu = 1.615 \left[ \left( \frac{\xi Re}{64} \right) Re Pr \frac{d_h}{L} \right]^{1/3} \quad (74)$$

Výsledky rovnice (74) byly porovnány s experimentálními daty, například od autorů Focke et al. (1985) a na základě tohoto srovnání byla rovnice modifikována do následující podoby s použitím Hagenova čísla (Hg).

$$\text{Nu} = c_q \text{Pr}^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/6} [2\text{Hg} \sin(2\varphi)]^{1/3}, \quad (75)$$

kde

$$2\text{Hg} = \xi \text{Re}^2 = \frac{\rho \Delta p d_h^3}{\mu^2 L_p} \quad (76)$$

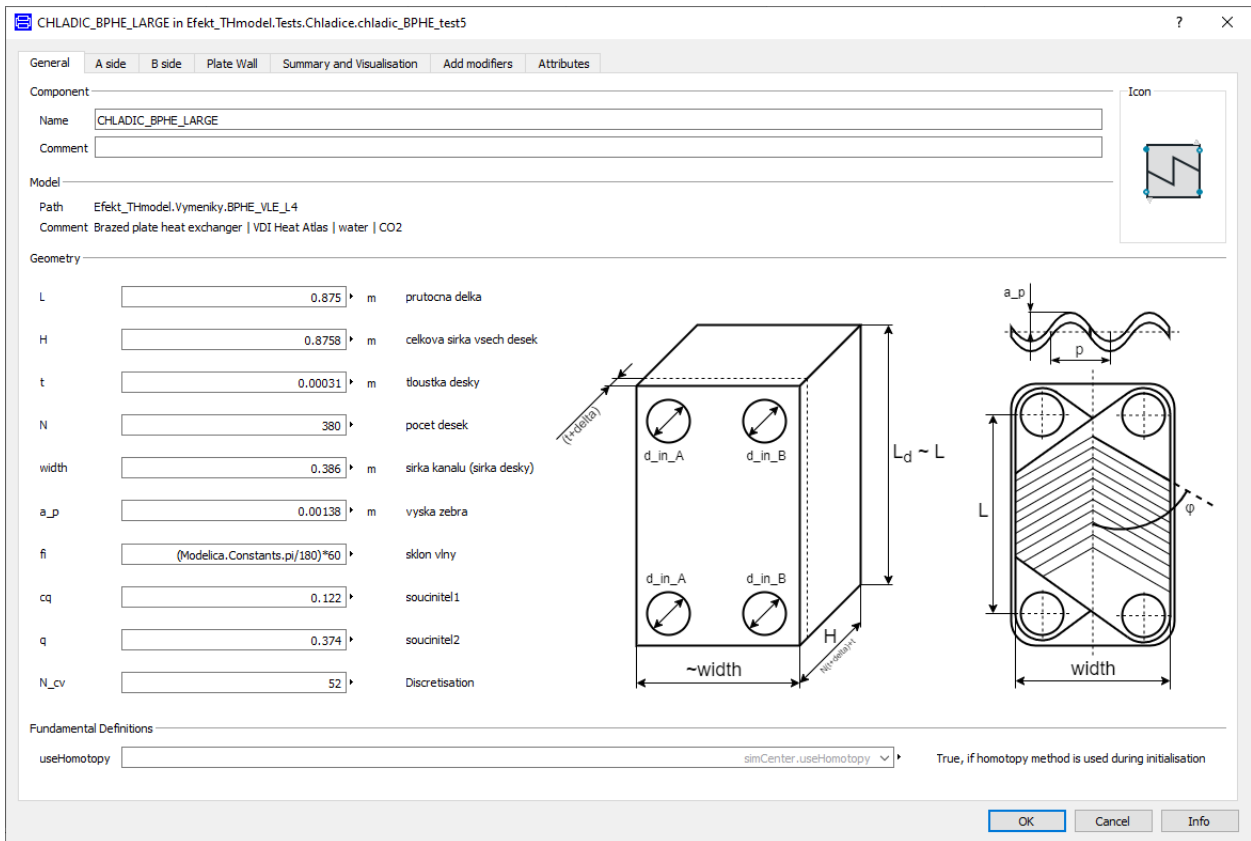
a člen  $\frac{\Delta p}{L_p}$  představuje tlakový spád vztažený na průtočnou délku.

### Návrh rozměrů chladiče a implementace do kódu Modelica

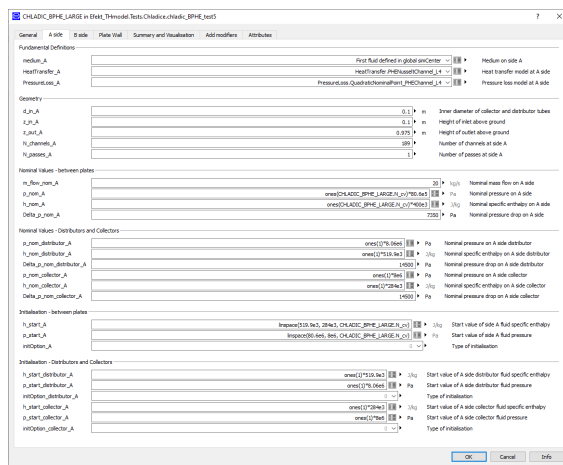
Na základě výše uvedeného postupu byl nejprve proveden návrhový výpočet výměníku tepla s cílem stanovit počet desek daných rozměrů (teplosměnnou plochu) pro dosažení požadovaných výstupních teplot a odvedeného množství tepla z CO<sub>2</sub>. Dále byl stanoven celkový součinitel přestupu tepla a teplotní spád podél teplosměnné plochy. Výpočet byl proveden v programu Octave a výsledný počet desek je N = 380. Tento navržený výměník, s parametry uvedenými v tabulce 21, byl následně implementován do modelu oběhu obdobným způsobem jako rekuperační výměník, tak aby bylo možné provádět výpočty i pro nenávrhové stavy. Opět bylo vytvořeno i uživatelské rozhraní, viz obrázky 57 a 58, kde je možné některé parametry výměníku měnit. V tabulce 21 jsou pro porovnání uvedeny i parametry nabízeného řešení výměníku od výrobce a z hodnot vyplývá že oba uvedené případy jsou velmi podobné.

Parametr		Model		Datasheet	
		CO <sub>2</sub>	VODA	CO <sub>2</sub>	VODA
Vstupní teplota	°C	100	16	100	16
Výstupní teplota	°C	30	30	30	30
Pracovní tlak	MPa	8	1.1	8	1.1
Průtočné množství	kg/s	20	80.6	20	80.6
Tlaková ztráta	kPa	24.503	101.925	43.842	218.032
Počet desek		380		360	
Počet kanálů		189	190	179	180
Objem média	m <sup>3</sup>	0.128		0.107	0.108
Celkový součinitel prostupu tepla	W/m <sup>2</sup> K	2564		2041	3989
Teplosměnná plocha	m <sup>2</sup>	94.55		107.4	
Teplotní spád	K	19.58		21.56	
Výkon výměníku	kW	4746.7		4724.9	

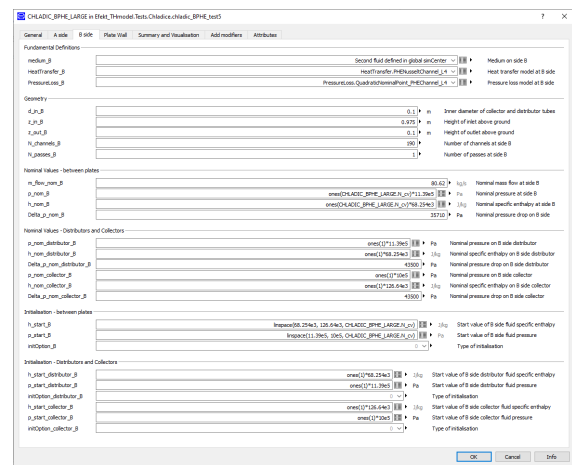
Tabulka 21: Návrhované parametry chladiče CO<sub>2</sub> – voda



Obrázek 57: Rozhraní pro hlavní parametry chladič



(a) Strana A - CO<sub>2</sub>

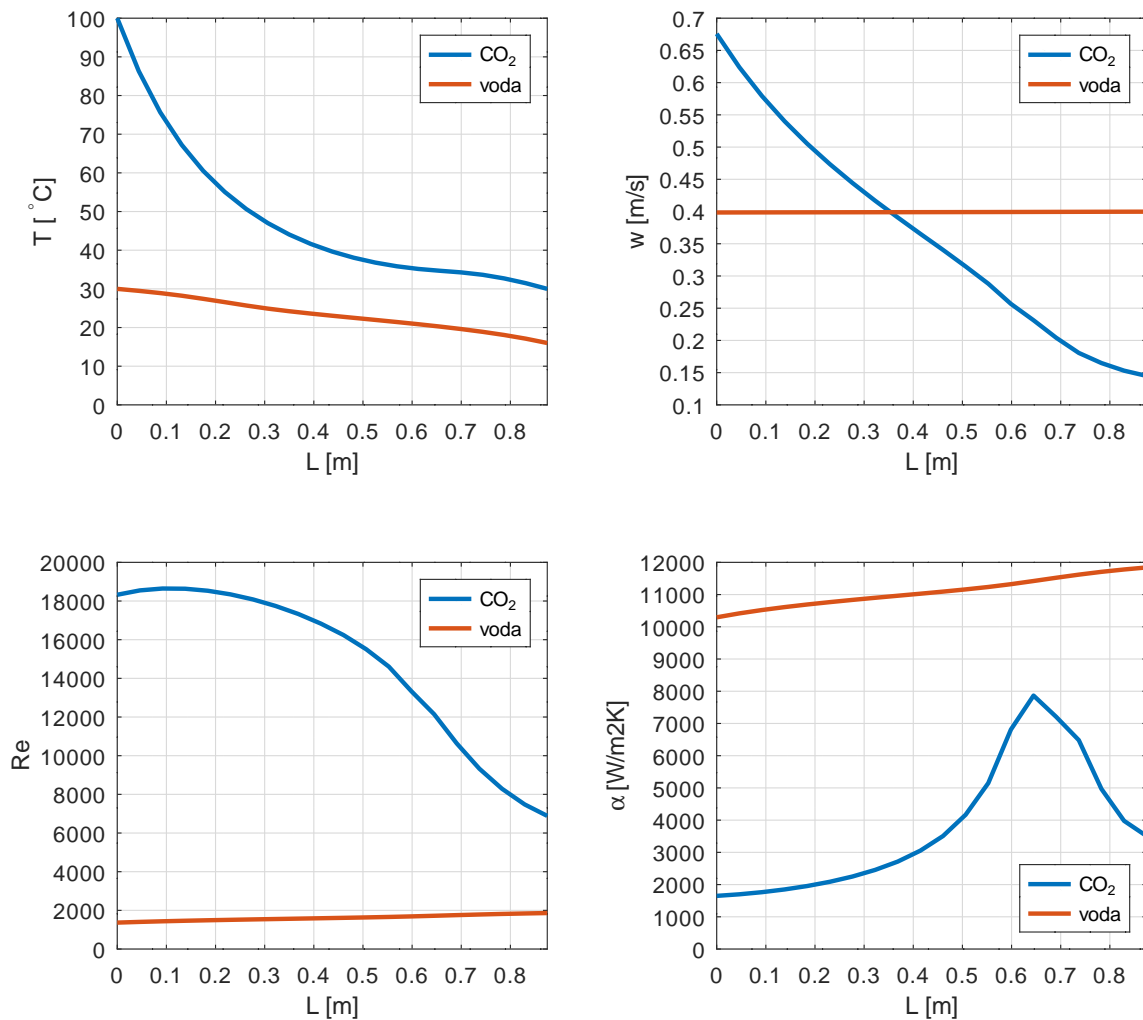


(b) Strana B - voda

Obrázek 58: Rozhraní pro parametry jednotlivých stran chladiče



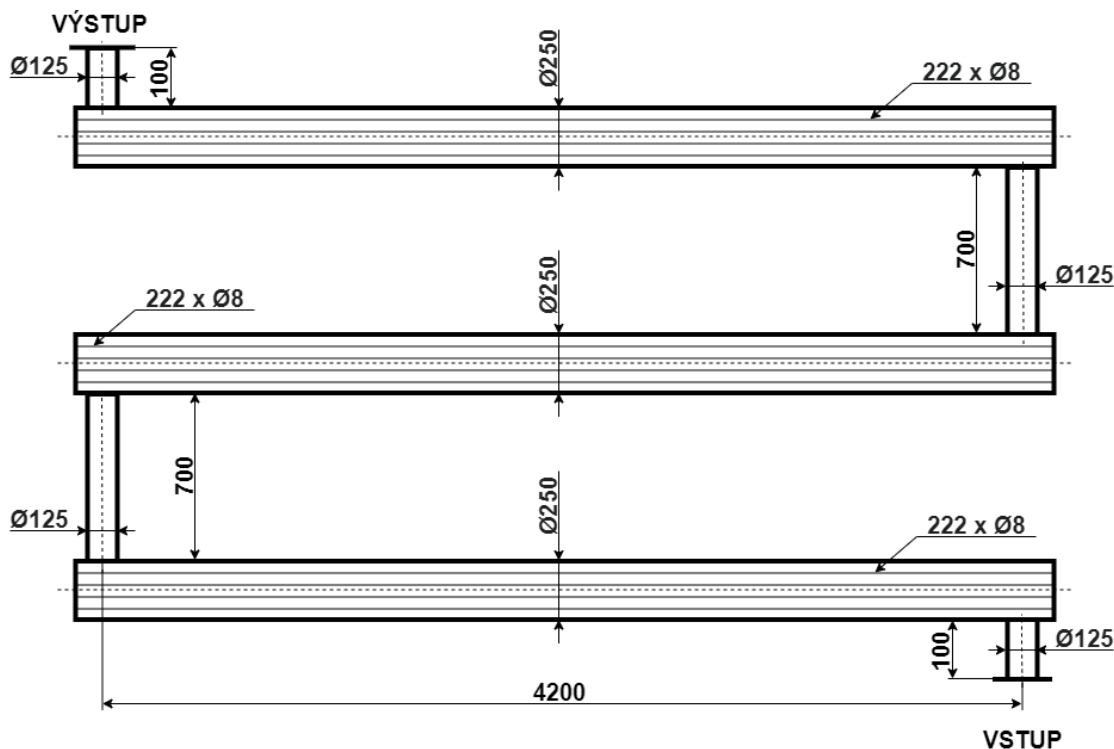
Průběhy vybraných parametrů podél teplosměnné plochy při nominálním provozu výměníku jsou zobrazeny v grafech na obrázku 59, kde je zejména na obrázcích 59(a) a 59(d) vidět významný vliv přechodu přes kritickou teplotu na fyzikální vlastnosti  $\text{CO}_2$ . Prudký nárůst tepelné kapacity způsobuje menší gradient teploty na straně  $\text{CO}_2$  a to má vliv na intenzitu přenosu tepla v druhé polovině teplosměnné plochy desek.



Obrázek 59: Průběh vybraných parametrů podél teplosměnné plochy

### 6.4.3 Elektro-ohřev

Pro ohřátí pracovního média z výstupní teploty vysokotlaké části rekuperačního výměníku na admisní teplotu turbín je podle bilance potřeba výkon kolem 6000 kW. V aktuálním návrhu oběhu je tento výkon do pracovního média dodáván v elektricky vytápěném ohříváku. Ten se, jak můžeme vidět na obrázku 60, skládá celkem ze tří těles. Každé těleso je tvořeno trubkou o vnitřním průměru 0.25 m a funkční délce 4 m. V tělese se nachází svazek 222 topných tyčí s vnějším průměrem 8 mm. Každá z nich poskytuje maximální výkon 10 kW. Celkový maximální výkon jednoho tělesa je tedy 2220 kW a celkový výkon elektro-ohřevu je 6660 kW. Tělesa jsou propojena spojovacím potrubím s vnitřním průměrem 0.125 m a délkou 0.7 m.



Obrázek 60: Schéma elektro-ohřevu se základními rozměry

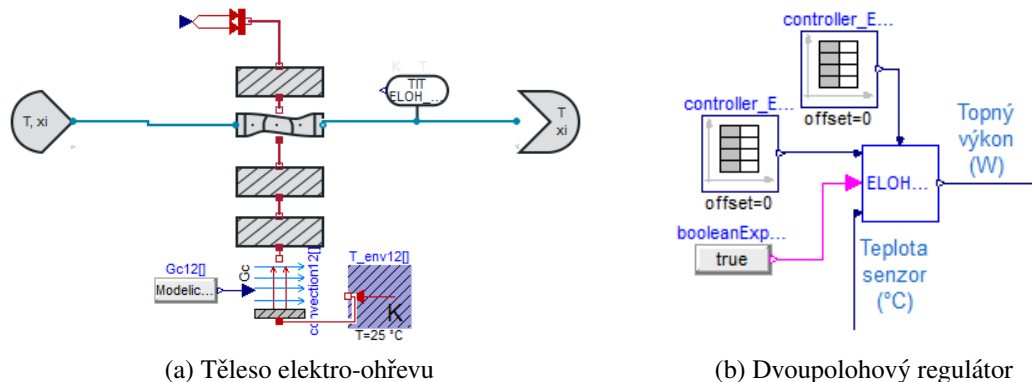
Okrajové podmínky elektro-ohřevu včetně rozměrů jsou uvedeny v následující tabulce 22.

Okrajové podmínky			
Vstupní teplota	$T_{in}$	°C	312
Výstupní teplota	$T_{out}$	°C	550
Výstupní tlak	$p_{out}$	MPa(a)	25
Průtočné množství	$\dot{m}$	kg/s	20
Maximální topný výkon	$\dot{Q}_{max}$	kW	6660
Rozměry tělesa			
Vnitřní průměr tělesa	$D_{in}$	m	0.25
Vnější průměr topné tyče	$d_{out}$	mm	8
Počet těles	$N_T$		3
Funkční délka topné tyče	$L$	m	4
Počet topných tyčí v tělese	$N_t$		222

Tabulka 22: Okrajové podmínky elektro-ohřevu a rozměry

## Geometrie a Hydraulika

Topné tyče jsou modelovány jako válcové stěny s vnitřním zdrojem tepla pomocí komponenty **CylindricalThinWall.L4**. Svazek topných tyčí je podélně obtékán pracovním médiem. Jednotlivé kontrolní objemy pro výpočet přestupu tepla a tlakových ztrát v modelu reprezentuje komponenta **ShellFlowVLE.L4**. Pro přesnější určení akumulace tepla a tepelných ztrát model zahrnuje válcové stěny jednotlivých těles včetně izolace, které jsou stejně jako topné tyče realizovány s komponentou **CylindricalThinWall.L4**. Takovýto model jednoho z těles je zobrazený na obrázku 61(a).



Obrázek 61: Grafické zobrazení komponent elektro-ohřevu v programu Dymola

## Regulace

Každé tři topné tyče tvoří buňku o výkonu 30 kW. To je celkem 74 buněk v jednom tělese. Koncept elektro-ohřevu zahrnuje několik svazků topných buněk, které jsou dále rozděleny do různě velkých souborů s různými typy regulace - spojitou a dvoupolohovou. V rozsahu této diplomové práce se budeme zabývat pouze dvoupolohovou regulací elektro-ohřevu, to znamená regulací spínáním topných buněk (30 kW).

Regulátor na základě porovnání požadované hodnoty regulované veličiny s hodnotou měřenou vykonává určité definované operace tak, aby odchylka měření od požadavku byla co nejmenší. Jelikož je při dvoupolohové regulaci výkonový skok vždy 30 kW po stanovených časových krocích, nemusí být požadované teploty dosaženo zcela přesně. Úkolem regulace je tedy držet výstupní teplotu z elektro-ohřevu v požadovaném rozmezí. V knihovně ClaRaPlus ani v základní knihovně Modelica není žádná vhodná komponenta s požadovanými funkcemi a bylo tedy potřeba přistoupit k definici vlastní komponenty, jejíž kód je uveden pod následujícím odstavcem.

Vstupními parametry regulace jsou maximální topný výkon, výkonový skok, doba zdržení na výkonu a pásmo necitlivosti regulované veličiny, které definuje spodní a horní limit rozsahu požadované teploty. Pro snadnější inicializaci oběhu je definován počáteční topný výkon. Dále je potřeba definovat vstupy a výstupy regulátoru. Vstupem budou porovnávané hodnoty požadované teploty a aktuální výstupní teploty z tělesa elektro-ohřevu. Výstupem pak bude topný výkon tělesa. Na obrázku 61(b) je ukázka grafické podoby komponenty dvoupolohového regulátoru s připojenými konektory. Pro podmíněné příkazy je nutné stanovit okrajové podmínky jako maximální a aktuální počet topných segmentů nebo meze pásma necitlivosti. Na základě hodnot těchto podmínek během provozu oběhu se v modelu regulátoru vykonávají příslušné příkazy tak, jak jsou definovány v kódu níže. Je nutné aby byly zahrnuty všechny kombinace podmínek a nedocházelo tak ke zbytečným oscilacím.

```

model TwoStepController "On/Off regulace teploty"
//_____//
// Centrum Vyzkumu Rez s.r.o. //
// Daniel Kriz //
// 2022-06-03 //
//_____//

//Parametry
parameter Modelica.Units.SI.Duration Duration = 5 "Doba zdrzeni na vykonu";
parameter Modelica.Units.SI.HeatFlowRate HeatStep = 30e3 "Vykonovy skok";
parameter Modelica.Units.SI.TemperatureDifference deadBand = 10 "Pasma necitlivosti";
parameter Modelica.Units.SI.HeatFlowRate Q_flow_max = 300e3 "Maximalni topny vykon segmentu";
parameter Modelica.Units.SI.HeatFlowRate Q_flow_start = 0 "Pocatecni topny vykon segmentu";

//Konektory
Modelica.Blocks.Interfaces.RealInput measured "vstup - merena velicina";
Modelica.Blocks.Interfaces.RealInput setpoint "vstup - pozadovana hodnota veliciny";
Modelica.Blocks.Interfaces.RealInput Q_flow_inactive "vstup - vykon pri vypnute regulaci";
Modelica.Blocks.Interfaces.BooleanInput turn_on "vstup - spusteni regulatoru";
Modelica.Blocks.Interfaces.RealOutput Q_flow_Real "vystup - akcni velicina";

//Promenne
Real max_numberOfSegments = Q_flow_max/HeatStep "Maximalni pocet topnych segmentu";
Real start_numberOfSegments = Q_flow_start/HeatStep "Pocet topnych segmentu pri inicializaci";
Real numberOfSegments "aktualni pocet topnych segmentu";
Integer pom "pomocna promenna";
Modelica.Units.SI.Temperature set_low "spodni mez regulovane veliciny";
Modelica.Units.SI.Temperature set_high "horni mez regulovane veliciny";

initial equation
  numberOfSegments = start_numberOfSegments;
  Q_flow_Real = Q_flow_start;

equation
  set_low = setpoint-(deadBand/2);
  set_high = setpoint+(deadBand/2);

  when integer((time)/Duration) > pre(pom) then
    pom = pre(pom) + 1;

    if turn_on then
      if measured > set_low and measured < set_high then
        numberOfSegments = pre(numberOfSegments);
        Q_flow_Real = numberOfSegments*HeatStep;

        elseif measured < set_low and pre(numberOfSegments) < max_numberOfSegments then
          numberOfSegments = pre(numberOfSegments)+1;
          Q_flow_Real = numberOfSegments*HeatStep;

        elseif measured > set_high and pre(numberOfSegments) > 0 or
          measured > set_low and pre(numberOfSegments) ≥ max_numberOfSegments then
          numberOfSegments = pre(numberOfSegments)-1;
          Q_flow_Real = numberOfSegments*HeatStep;

        elseif measured < set_low and pre(numberOfSegments) ≥ max_numberOfSegments then
          numberOfSegments = pre(numberOfSegments);
          Q_flow_Real = numberOfSegments*HeatStep;

        else
          numberOfSegments = 0;
          Q_flow_Real = numberOfSegments*HeatStep;

        end if;

      else
        Q_flow_Real = Q_flow_inactive;
        numberOfSegments = Q_flow_Real/HeatStep;
      end if;
    end when;

end TwoStepController;

```

Například pro lepší stabilitu regulace při plném výkonu ohřevu v blízkosti horní meze požadované teploty je použita podmínka

```
elseif measured > set_high and pre(numberOfSegments) > 0 or
    measured > set_low and pre(numberOfSegments) ≥ max_numberOfSegments then
    numberOfSegments = pre(numberOfSegments)-1;
    Q_flow_Real = numberOfSegments*HeatStep;
```

kteřá zajistí aby se měřená teplota skutečně pohybovala v mezích **set\_low** a **set\_high**.

Pokud je naopak měřená teplota pod spodní mezí i přes maximální výkon topení (např. při zvýšeném průtočném množství CO<sub>2</sub>), je pro zamezení kmitání regulace použita podmínka

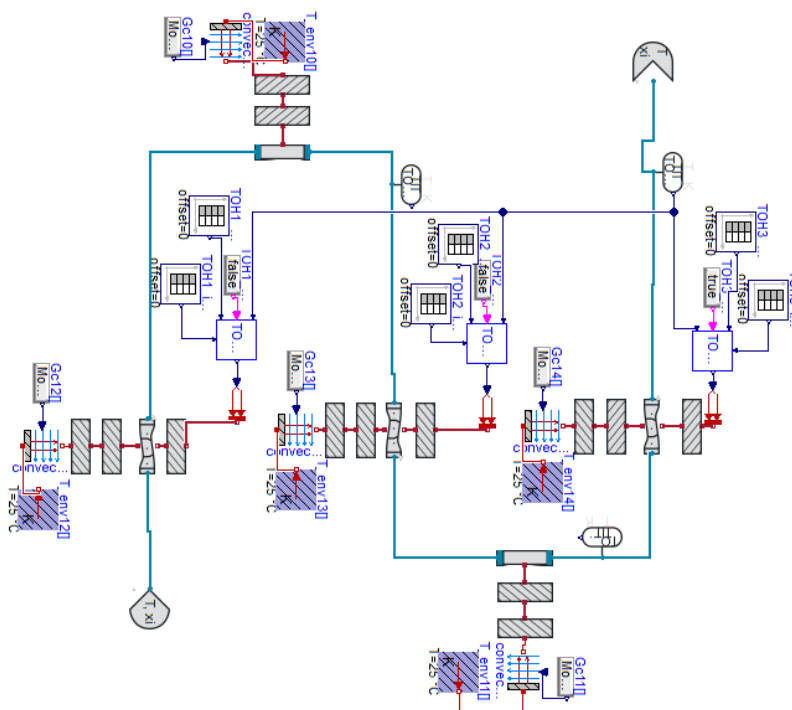
```
elseif measured < set_low and pre(numberOfSegments) ≥ max_numberOfSegments then
    numberOfSegments = pre(numberOfSegments);
    Q_flow_Real = numberOfSegments*HeatStep;
```

tak, aby byl v tomto případě výkon topení konstatní.

Lze si všimnout, že je při porovnávání aktuálního a maximálního počtu topných segmentů použito znaménko  $\geq$  namísto prosté rovnosti. Je fyzikálně nemožné aby bylo aktivních segmentů více než je jejich maximální počet. Nicméně z hlediska numeriky by takový případ mohl nastat, jelikož proměnné **numberOfSegments** i **max\_numberOfSegments** jsou datového typu Real.

## Stacionární výpočty

Pro propojovací potrubí mezi jednotlivými tělesy byl zvolen zjednodušený model kruhového potrubí **PipeFlowVLE\_L2\_Simple** s jedním kontrolním objemem. V těchto krátkých úsecích nebude sledován žádný důležitý parametr a proto není nutné zde zbytečně navyšovat počet elementů a tím i výpočetní čas. Model kompletního elektro-ohřevu na obrázku 62 je složený ze tří ekvivalentních skupin komponent podle obrázku 61(a) a (b) a dvou skupin pro propojovací potrubí.

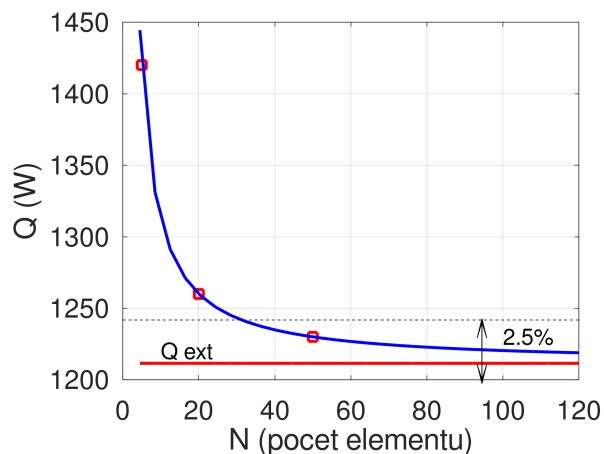


Obrázek 62: Model kompletního elektro-ohřevu v programu Dymola

		Těleso 1 (TOH1)	Těleso 2 (TOH2)	Těleso 3 (TOH3)
Výstupní teplota	°C	387.23	463.29	548.45
Vstupní tlak	MPa	25.101	25.067	25.033
Tlaková ztráta	kPa	33.333	33.333	33.333
Tepelný výkon	kW	1950	1950	2130
Max. teplota topných tyčí (vnitřní)	°C	451.02	526.03	617.13

Tabulka 23: Výsledky simulace s okrajovými podmínkami nominálního stavu

S okrajovými podmínkami z tabulky 22 byla provedena simulace ustáleného stavu. Citlivostní analýzou (obrázek 63) závislosti tepelných ztrát tělesa bylo zjištěno, že optimální počet elementů pro jednotlivá tělesa je 50. Během výpočtu byl v tělesech 1 a 2 přiváděn do pracovního média konstantní výkon 1950 kW a regulován byl pouze výkon v tělese 3 tak, aby se výstupní teplota z tělesa 3 pohybovala kolem 550 °C v rozmezí  $\pm 2.5$  °C. V případně reálného elektro-ohřevu je proudění pracovního média poněkud složitější než modelovaný případ, protože jsou v tělesech navíc přepážky pro stabilizaci dlouhých topných tyčí a další funkční prvky. Tyto prvky nejsou v modelu zahrnuty a proto nelze tlakové ztráty počítat přímo. Z těchto důvodů je pro výpočet tlakových ztrát v tělesech použitý model **QuadraticNominalPoint.L4** z knihovny ClaraPlus, který na základě známé nominální tlakové ztráty a režimu proudění při nominálních podmínkách spočítá ztrátového součinitele. Tento součinitel se následně používá pro výpočet tlakových ztrát při jiných režimech a stavech. Ve spojovacím potrubí kruhového průřezu lze použít model tlakových ztrát pro jednofázové proudění **ReynoldsTube.L4**, který vychází z původního modelu z knihovny ClaraPlus pro dvoufázové proudění. Z výsledků v tabulce 23, je také vidět, že přehřátí topných tyčí vůči pracovnímu médiu se pohybuje v rozmezí 60 – 70 °C. Tyto teploty je potřeba kontrolovat. Při provozu oběhu by nemělo docházet k příliš velkému přehřátí topných tyčí, protože by mohlo vést k jejich poškození nebo i k jejich destrukci.



Obrázek 63: Citlivostní analýza závislosti tepelných ztrát tělesa na počtu elementů

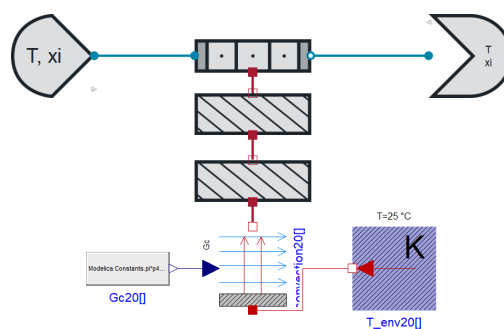
## 6.5 Termo-hydraulický model oběhu Sofia

V úvodu kapitoly 6.1 bylo popsáno základní schéma oběhu zobrazené na obrázku 33, kde byla definována hlavní zařízení. Dále byly popsány modely těchto zařízení oběhu, které budou v následujících kapitolách doplněny o modely propojovacího potrubí, regulačních a uzavíracích armatur, případně některých měřících aparatur. Všechny tyto prvky budou propojeny v celkovém modelu oběhu. Pro další výpočty pak bude nutné definovat počáteční a okrajové podmínky pro správnou inicializaci. Nejprve bude proveden výpočet ustáleného nominálního stavu oběhu. Následně dojde k simulaci přechodového stavu při připojování výkonové turbíny a rozběhu na nominální parametry.

### 6.5.1 Model potrubních tras

V rámci potrubních tras je nutné v modelu zahrnout polohu, světlost a drsnost potrubí, tloušťky stěn a izolací, kolena, rozšíření, zúžení tak aby bylo možné sledovat přestup tepla mezi okolním prostředím a pracovním médiem a také aby pro určení tlakových ztrát v potrubních trasách během provozu.

V rámci knihovny ClaRaPlus lze model sestavit z komponent pro dynamické kontrolní objemy reprezentující pracovní médium, komponent pro stěny zahrnující přestup tepla vedením a akumulaci a z okrajových podmínek konvekce a teploty, tak jak je zobrazeno na obrázku 64. V knihovně jsou k dispozici i modely pro jednotlivé místní ztráty, ale vzhledem k tomu, že stále dochází ke změnám a zpřesňování dispozičního řešení, nejsou zatím v modelu jednotlivé místní ztráty uvažovány. Pro jisté zjednodušení úprav dispozice v rámci modelu byl vytvořen výpočtový sešit v programu Microsoft Excel©, kde jsou aktuální místní ztráty zahrnuty a kde jsou spočítány celkové tlakové ztráty potrubních tras pro nominální stav oběhu. Výsledné hodnoty, které jsou uvedeny v tabulce 13 (kapitola 6.3.2), jsou v rámci modelu oběhu použity jako vstupní parametry modelu tlakových ztrát **QuadraticNominalPoint\_L4**, ve kterém je pro tyto hodnoty spočítán celkový součinitel třecích ztrát a ten je využíván pro výpočty jiných stavů. Díky tomuto zjednodušení stačí při změně dispozice přepočítat tlakové ztráty v nominálním stavu a změnit v modelu tyto hodnoty spolu s celkovými délkami potrubních tras.



Obrázek 64: Model obecné potrubní trasy

### 6.5.2 Armatury a regulace

Regulovaných veličin je v modelovaném sCO<sub>2</sub> oběhu hned několik. Regulace admisní teploty turbín již byla popsána v kapitole 6.4.3 o elektro-ohřevu. Dále je z hlediska správné funkce nutné udržovat v nízkotlaké i vysokotlaké části stanovený tlak a zároveň jej udržovat pod výpočtovými hodnotami jednotlivých zařízení (pod hodnotami pro otevření pojistných ventilů). K tomuto účelu za běžného provozu slouží na vysokotlaké části oběhu armatura **4LKB30AA101C** pro regulaci tlaku na vstupu do turbíny komandéru. Tato turbína je mechanicky spojena s kompresorem komandéru a ovlivňuje tak jeho výkon. Pokud je vstupní tlak turbíny komandéru seškracen, dojde ke snížení jejích otáček a tím i ke snížení otáček kompresoru komandéru. To má za následek snížení tlaku ve vysokotlaké části a změnu celkového průtočného množství pracovního média podle příslušných charakteristik těchto točivých strojů.

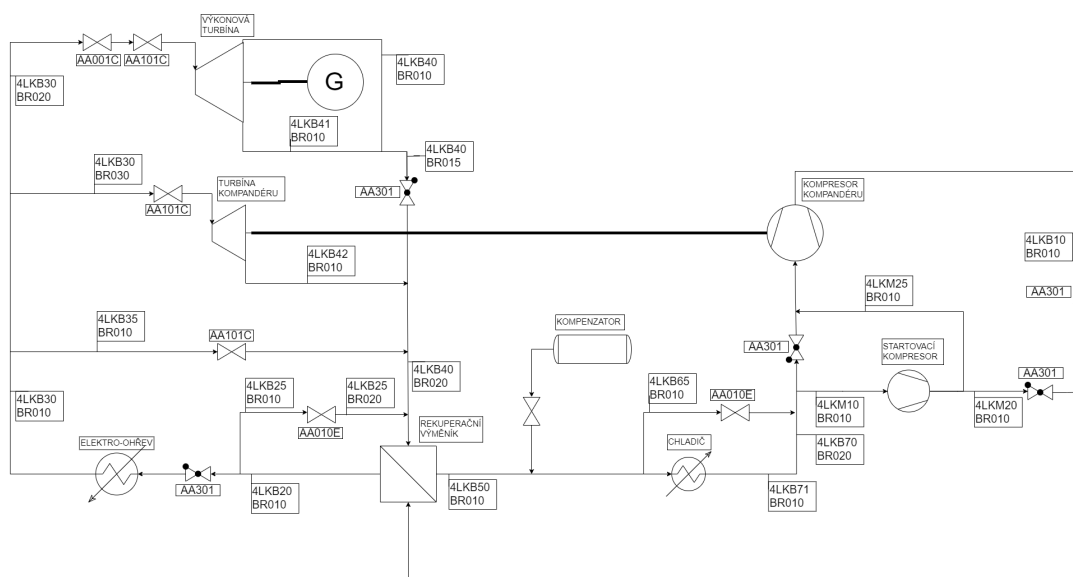
V některých případech, například při odstavování výkonové turbíny, bude možné pro regulaci

tlaku ve vysokotlaké části využít i armaturu **4LKB35AA101C** na obtoku výkonové turbíny, kde v případě potřeby expanduje přebytečné průtočné množství pracovní látky. Pokud je oběh provozován i s výkonovou turbínou, je její výkon regulován ventilem **4LKB30AA101C**, který je v sériovém zapojení s rychlouzavíracím ventilem **4LKB30AA001C** pro havarijní odtavení výkonové turbíny.

Komandér je navržen tak, aby v určitých pracovních bodech jeho kompresorová část generovala větší průtočné množství pracovní látky než je v turbínové části potřeba na její pohon. Při některých provozních režimech (experimenty, měření charakteristik, apod.) nebude toto přebytečné množství využito výkonovou turbínou a z energetického hlediska je tak zbytečné jej ohřívat. K tomuto účelu slouží obtok elektro-ohřevu, kde se nachází další armatura **4LKB25AA010E** pro regulaci tlaku, případně průtočného množství. Elektro-ohřevem tak při vybraných provozních režimech může proudit pouze CO<sub>2</sub> pro vlastní pohon komandéru.

Na nízkotlaké části je při provozu udržována konstantní teplota a tlak pracovního média na sání kompresoru komandéru, případně startovacího kompresoru. Teplota je udržována kolem 30 °C průtokem chladicí vody v chladiči. Tlak je udržován na nadkritické hodnotě 8 MPa kompenzátorem objemu (tlaku) pracovního média, reprezentovaného komponentou **VolumeVLE.L3.TwoZones**. Pokud tlak klesne pod požadovanou hodnotu, v temperovaném zásobníku CO<sub>2</sub> (kompenzátoru) je vsádka ohřívána, přičemž dochází ke snížení její hustoty respektive zvýšení měrného objemu. Tlak v zásobníku se zvyšuje, pracovní médium je vypuzováno do oběhu a i tam proto dojde ke zvýšení tlaku až na požadovanou hodnotu. Pokud je naopak tlak v oběhu vyšší než požadovaný, v kompenzátoru je vsádka chlazená, její hustota se zvyšuje, respektive měrný objem se snižuje a v zásobníku vzniká podtlak vůči tlaku v oběhu. Díky tomuto rozdílu tlaků proudí pracovní médium z oběhu do kompenzátoru až do vyrovnání tlaků na požadované hodnotě.

Kromě regulačních a uzavíracích ventilů jsou v oběhu umístěny zpětné klapky z důvodu ochrany točivých strojů proti zpětným tokům, případně jako samoregulační prvek při rozběhu oběhu. Tomuto účelu slouží zejména zpětné klapky **4LKB70AA301**, **4LKB10AA301** a **4LKM20AA301** umístěné na sání a výtlačku startovacího kompresoru, respektive kompresoru komandéru. Dále jsou umístěny zpětné klapky před elektro-ohřevem (**4LKB20AA301**) a na výstupu z výkonové turbíny (**4LKB40AA301**), právě pro zamezení zpětného toku. Seznam všech armatur zahrnutých v termo-hydraulickém modelu byl uveden v tabulce 12 v kapitole 6.3.1.



Obrázek 65: Schéma modelu oběhu



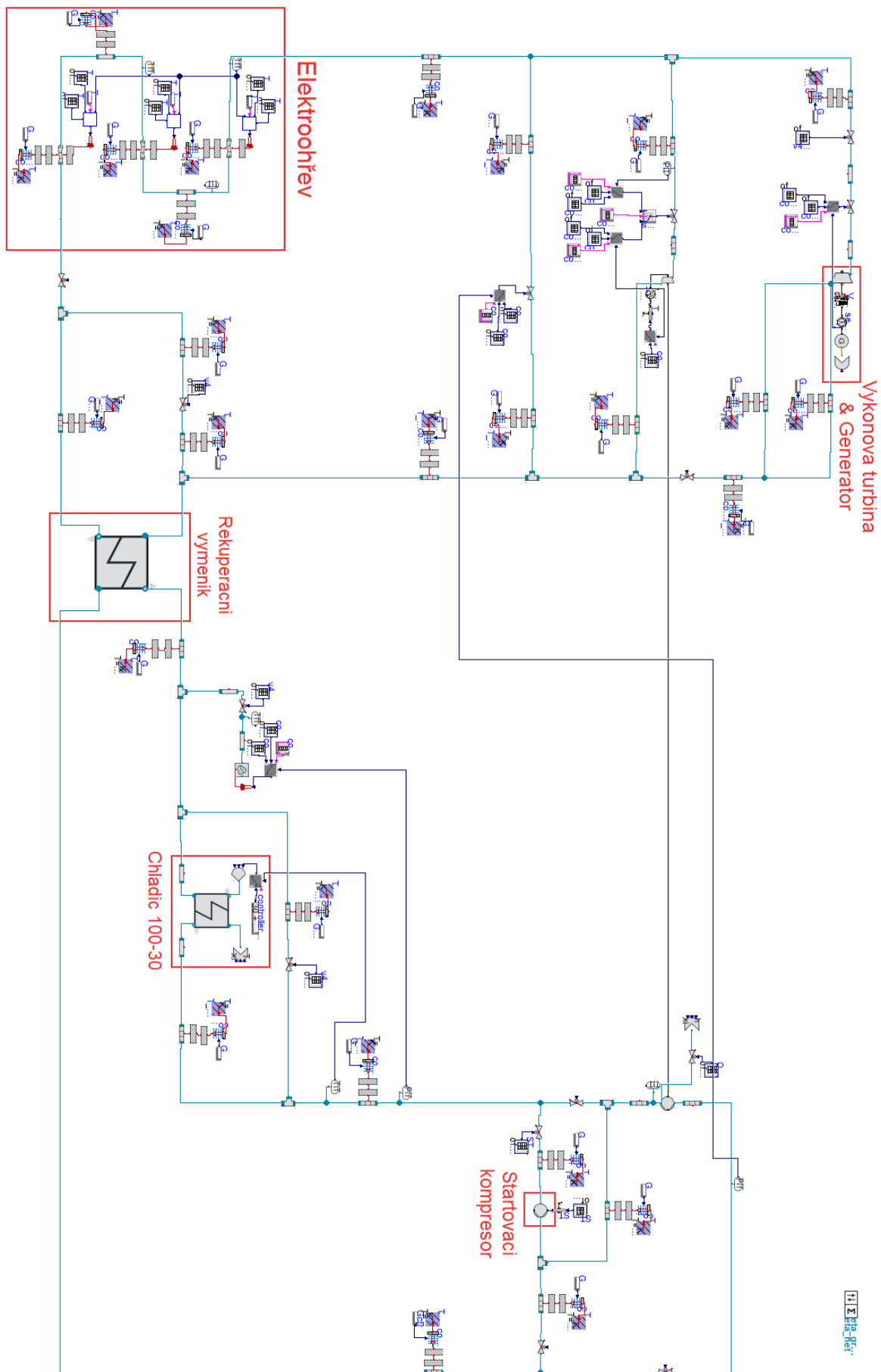
### 6.5.3 Sestavení modelu a nastavení počátečních podmínek

V grafickém rozhraní programu Dymola lze všechny potřebné komponenty jednoduše rozmístit podle schématu na obrázku 65 a následně propojit jednotlivými proudy. Tyto proudy jsou sami o sobě bezrozměrné ve smyslu geometrie a slouží pouze ke sdílení některých fyzikálních veličin pracovní látky mezi jednotlivými komponentami. Konkrétní rozměry potrubí a fyzikální jevy v něm tak reprezentují právě komponenty představené v kapitolách 5.1 a 6.5.1. Kompletní podoba termo-hydraulického modelu je zobrazena na obrázku 66.

Pro správnou inicializaci a rychlejší konvergenci řešení celého systému je potřeba v jednotlivých komponentách nastavit vhodné počáteční podmínky, zejména pro proudění pracovního média (entalpie a tlak) a pro točivé stroje (otáčky, případně průtočné množství). Při jejich definici je potřeba dbát i na jejich spojitost mezi všemi navazujícími komponentami. V případě simulace nominálního stavu vycházejí počáteční podmínky z návrhových výpočtů a bilancí provedených v kapitole 6.2. U většiny komponent je dostačující nastavení konstantní hodnoty pro všechny elementy. V případě výraznějších změn termofyzikálních vlastností podél geometrie komponenty je potřeba definovat určitý gradient. Týká se to hlavně okrajových podmínek entalpie, tlaku, případně teploty podél teplosměnných ploch výměníku tepla a některých potrubních tras. Na základě předchozích zkušeností pro tyto případy stačí definovat lineární průběh podle předpokládaných vstupních a výstupních hodnot fyzikální veličiny. Přehledně počátečních podmínek oběhu je uveden v tabulce 24.

Komponenta	Tlak na vstupu MPa	Tlak na výstupu MPa	Entalpie na vstupu kJ/kg	Entalpie na výstupu kJ/kg	T. stěny na vstupu °C	T. stěny na výstupu °C	T. izolace (vnější) °C
4LKB10 BR010	25.500	25.470	318.732	318.773	62	62	27
REKUPERATOR HP	25.470	25.320	318.773	733.190	62	312	-
4LKB20 BR010	25.320	25.256	733.190	733.294	312	312	28
4LKB25 BR010	25.256	8.327	733.294	765.686	312	312	26
4LKB25 BR020	8.327	8.302	938.254	938.285	461	461	25
TOH1	25.256	25.223	733.294	833.294	312	391	28
TOH2	25.223	25.190	833.294	933.294	391	471	31
TOH3	25.190	25.157	933.294	1031.710	471	550	31
4LKB30 BR010	25.157	25.133	1031.710	1031.720	550	550	31
4LKB30 BR020	25.133	25.073	1031.720	1031.757	550	550	30
4LKB30 BR030	25.133	25.060	1031.720	1031.766	550	550	30
4LKB35 BR010	25.133	8.267	1031.720	938.328	550	461	30
4LKB40 BR010	8.500	8.471	946.312	946.346	468	468	29
4LKB40 BR015	8.471	8.409	946.346	946.420	468	468	30
4LKB40 BR020	8.409	8.407	938.154	938.157	461	461	30
4LKB41 BR010	8.500	8.483	946.312	946.332	468	468	29
4LKB42 BR010	8.500	8.479	922.726	922.753	448	448	29
REKUPERATOR LP	8.407	8.257	938.157	517.930	461	100	-
4LKB50 BR010	8.257	8.228	517.930	518.153	100	100	30
4LKB65 BR010	8.228	8.108	518.153	519.073	100	100	29
CHLADIC	8.228	8.193	518.153	282.103	100	30	-
4LKB70 BR020	8.187	8.126	282.159	282.738	30	30	25
4LKB71 BR010	8.193	8.187	282.103	282.159	30	30	25
4LKM10 BR010	8.126	8.126	282.738	282.738	30	30	25
4LKM20 BR010	8.126	8.126	282.738	282.738	30	30	25
4LKM25 BR010	8.126	8.126	282.738	282.738	30	30	25

Tabulka 24: Počáteční podmínky pro model oběhu Sofia



Obrázek 66: Termohydraulický model oběhu Sofia - Dymola 2022x, ClaRaPlus 1.5.0

## 6.6 Výpočet ustáleného nominálního stavu

Pro ověření funkčnosti modelu oběhu, viz obrázek 66, jeho regulace a stability z hlediska numerického výpočtu nejprve provedeme simulaci ustáleného nominálního stavu. Počáteční podmínky uvedené v tabulce 24 odpovídají právě tomuto stavu a výpočet by tak měl rychle konvergovat ke konečnému řešení. Za ustálený lze považovat takový stav, ve kterém se sledované parametry nemění, případně jsou absolutní hodnoty jejich gradientů velmi malé. Například počáteční podmínky teploty na stěnách nemusí přesně odpovídat výsledným teplotám. Lze předpokládat že vlivem akumulace tepla v těchto stěnách a ne příliš intenzivnímu přestupu tepla na straně okolí bude ustalování těchto parametrů poměrně pomalé. Proto budou zejména vnější teploty izolace důležitým kritériem pro určení ustáleného stavu. Dále budou sledovány otáčky a výkony točivých strojů, parametry pracovního média jako průtočné množství ve vybraných částech oběhu, admisní teplota a tlak turbín nebo teplota a tlak na sání kompresoru.

Během výpočtu byla aktivní regulace tlaku a teploty na sání kompresoru, tlaku před ventilem turbíny komandéru a admisní teploty turbín. Tyto regulace se však spouštěly až v průběhu simulace. Aktivní regulace jsou uvedeny v tabulce 25. Během inicializace a v začátcích simulace byly akční veličiny (otevření ventilů, průtok chladicí vody a tepelný výkon kompenzátoru objemu) nastavené na konstantní hodnotu. Pro lepší stabilitu výpočtu byly regulace spouštěny postupně. Regulace výkonu silové turbíny byla pro tuto chvíli deaktivována.

Kvůli jednodušší inicializaci byla také na sání kompresoru komandéru doplněna okrajová podmínka tlaku a teploty tak, aby v počáteční fázi výpočtu došlo k naplnění oběhu pracovním médiem v množství, odpovídajícím podmínkám v oběhu. Po doplnění média dojde k uzavření přívodního ventilu z okrajové podmínky a udržování stálého tlaku na sání kompresoru komandéru, tedy i správného množství náplně CO<sub>2</sub>, přebírá kompenzátor objemu.

Regulovaná veličina	Požadovaná hodnota	Akční člen	Akční veličina	Čas spuštění
Výstupní teplota elektro-ohřevu	550 °C	TOH3_svazek12	Výkon topného svazku	0 s
Vstupní teplota KOMKO	30 °C	boundary_CHL_water_source	Průtok chl. vody	60 s
Vstupní tlak KOMKO	8 MPa	KOMPENZATOR	Výkon topného/ chl. svazku	100 s
Tlak před ventilem TURKO	25.06 MPa	v4LKB30_AA101C_TURKO	Otevření ventilu	290 s

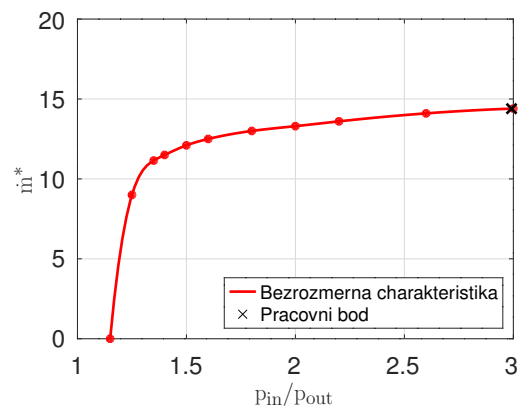
Tabulka 25: Regulace oběhu a jejich spuštění

Celkový simulovaný čas provozu byl nastaven na 4 h (14400 s). Jelikož se jedná o poměrně komplexní model, byl pro simulaci z dostupných řešičů v rámci programu Dymola zvolen **Sdirk34hw**. Výpočet neprobíhá v reálném čase, tzn. čas provozu oběhu není roven výpočtovému času. V závislosti na kvalitě modelu, jeho komplexnosti a použitém hardware se výpočetní čas pohybuje v řádech jednotek až desítek minut. Prostředí Dymola však nabízí i možnost výpočtu v reálném čase, kdy je výpočtový čas roven provoznímu a s využitím knihovny **UserInteraction** jsou dokonce možné zásahy do nastavení vybraných prvků oběhu (např. otevření ventilů apod.) během výpočtu. Lze tak do jisté míry napodobit skutečný provoz oběhu včetně jeho ovládání budoucími operátory. Této možnosti bude částečně využito v následující kapitole o výpočtech přechodových stavů.

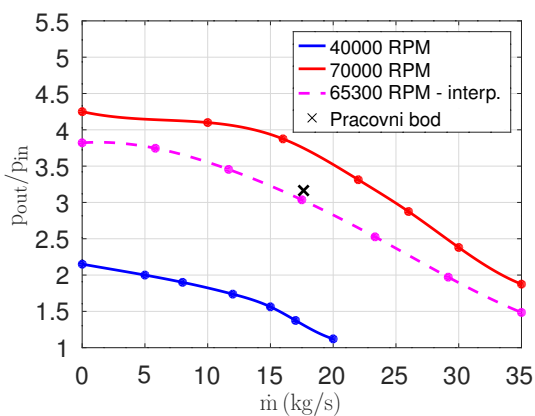
	Návrhový výpočet					Model				
	Vstup			Výstup		Vstup			Výstup	
	T °C	p MPa	m kg/s	T °C	p MPa	T °C	p MPa	m kg/s	T °C	p MPa
KOMKO	30.0	8.00	20.0	62.0	25.50	30.8	8.01	17.64	62.2	25.34
REKUPERATOR HP	62.0	25.47	20.0	312.0	25.32	62.2	25.30	17.64	312.0	25.26
ELOH	312.0	25.26	20.0	550.0	25.16	311.9	25.19	17.64	547.7	25.08
TURKO	550.0	25.06	6.5	448.0	8.50	545.0	20.32	5.09	446.4	8.26
VT	550.0	25.07	13.5	468.0	8.50	547.5	24.98	12.55	458.1	8.35
REKUPERATOR LP	461.0	8.41	20.0	100.0	8.26	454.6	8.24	17.64	98.5	8.14
CHLADIC	100.0	8.23	20.0	30.0	8.19	98.3	8.12	17.64	31.0	8.08

Tabulka 26: Porovnání návrhových parametrů s výsledky simulace

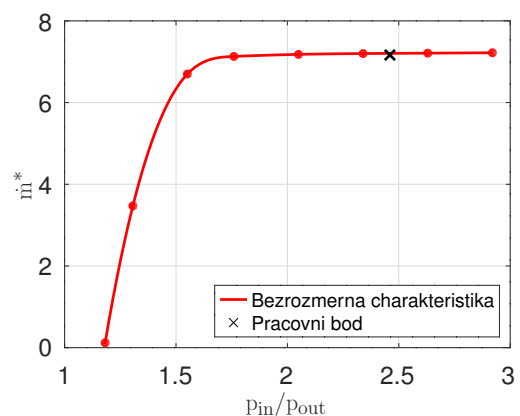
Z porovnání výsledků uvedeném v tabulce 26 je patrné, že při simulaci nebylo dosaženo plného návrhového průtoku a admisní tlak je cca o 20 % nižší. V obou případech je odchylka způsobena mírným předimenzováním turbíny kompendru a výkonové turbíny. Turbína kompendru, jejíž pracovní bod ležící na příslušné bezrozměrné charakteristice můžeme vidět na obrázku 68(b), je škrcena a produkuje potřebný výkon pro pohon kompresoru při nižším tlakovém spádu a s nižším protékajícím množstvím. Stejně tak u výkonové turbíny je pro dosažení požadovaného výkonu potřeba menší protékající množství a díky tomu je i celkové potřebné protékající množství produkované kompresorem nižší. Pracovní bod kompresoru leží na interpolované, tentokrátě rozměrové charakteristice příslušející aktuálním otáčkám a je zobrazen na obrázku 68(a). Pro výkonovou turbínu je bezrozměrná charakteristika včetně pracovního bodu zobrazena na obrázku 67.



Obrázek 67: Charakteristika výkonové turbíny



(a) Kompresor kompendru



(b) Turbína kompendru

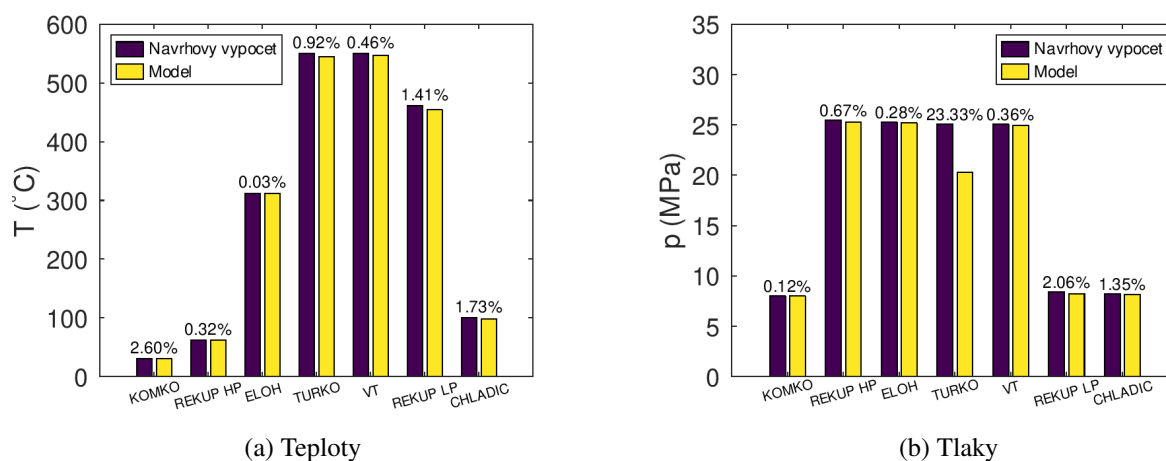
Obrázek 68: Charakteristiky kompendru

Při pohledu na relativně vysoké výkony točivých strojů uvedené v tabulce 27 si musíme navíc uvědomit skutečnost, že průměry rotorů těchto strojů pro sCO<sub>2</sub> jako pracovní médium se v tomto případě pohybují řádově v jednotkách centimetrů (70 – 180 mm). Malé rozměry jsou navíc doprovázeny vysokými otáčkami a proto je vývoj, konstrukce a zejména výroba těchto strojů opravdovou výzvou.

	Otáčky 1/min	Příkon/Výkon kW	Hydraulická účinnost %
Kompresor komandéru	65311	547	74.5
Turbína komandéru	65311	547	82.1
Silová turbína	100	1177	59.6

Tabulka 27: Výkonové parametry točivých strojů při nominálním stavu

Na obrázku 69(a) jsou graficky znázorněny odchylky teplot v modelu vůči návrhovému výpočtu. Na obrázku 69(b) jsou odchylky tlaku, kde je u turbíny komandéru patrná větší odchylka způsobená výše zmíněným škrcením.



Obrázek 69: Porovnání teplot a tlaků ve vybraných částech oběhu

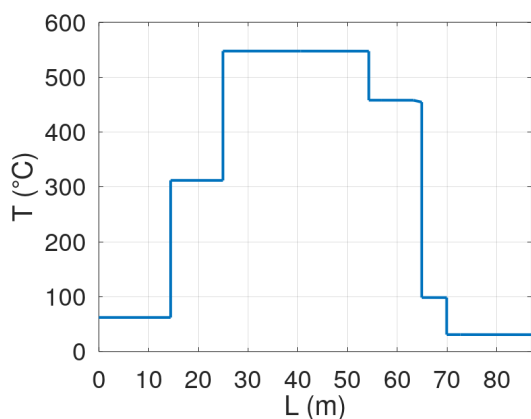
V tabulce 28 jsou uvedeny některé sumární parametry oběhu. Můžeme si všimnout, že celkové obíhající množství CO<sub>2</sub> je při nominálním stavu přibližně 400 kg. Pokud se v oběhu snažíme udržovat požadované podmínky (teplotu a tlak), je na nich toto množství pochopitelně závislé a v každém provozním stavu se proto může lišit. Pokud bychom množství pracovní látky v oběhu udržovali na konstantní hodnotě, mohlo by v některých případech docházet nedostatečnému natlakování oběhu nebo v horším případě překročení dovoleného maximálního tlaku a k následné havárii. Z tohoto důvodu je v oběhu zařazen kompenzátor objemu, který v nízkotlaké části udržuje konstantní tlak doplňováním, případně odebíráním pracovního média z oběhu. Proto se při výpočtech přechodových stavů na toto zařízení zaměříme detailněji.

Výsledné tlakové ztráty oběhu jsou podle tabulky 28 v obou částech nižší než předpokládaných 5 bar. Tyto výsledky je ale potřeba brát s rezervou, jelikož v tlakových ztrátách nejsou zahrnuty rozváděcí a sběrné kanály v rekuperačním výměníku. Také celkové protékající množství CO<sub>2</sub> je nižší než návrhová hodnota 20 kg/s, čemuž odpovídá i nižší tlaková ztráta. S uvažovanou izolací, jejíž tloušťka byla v tomto případě předdimenzována a maximální teplota na povrchu potrubí je zhruba 31 °C, dosahují celkové tepelné ztráty hodnoty 6.55 kW. Je to asi 0.125 %, vztáhneme-li tyto ztráty k celkovému přiváděnému tepelnému výkonu v elektro-ohřevu.

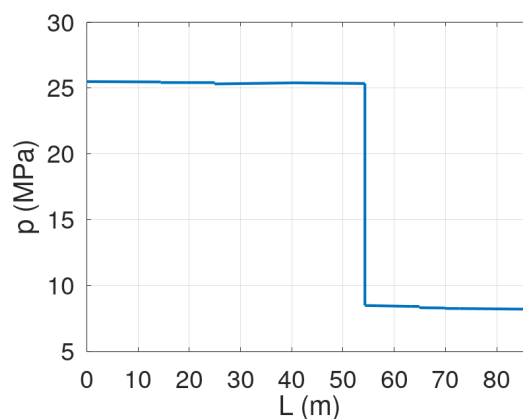
		Vysokotlaká část	Nízkotlaká část
Celková délka potrubí	m	54.28	47.19
Objem	dm <sup>3</sup>	1014.62	584.44
Náplň CO <sub>2</sub>	kg	243.41	157.81
Tlaková ztráta	bar	2.94	2.78
Tepelné ztráty	kW	4.75	1.80
Celkový přiváděný výkon	kW	5220	
Regenerovaný tepelný tok	kW	7305	
Odváděný výkon v chladiči	kW	4032	
Hydraulický výkon sil. turbíny	kW	1177	
Termodynamická účinnost cyklu	%	22.76	

Tabulka 28: Celkové parametry oběhu při nominálním stavu

Pro lepší představu o teplotních a tlakových polích podél hlavního potrubí jsou teploty a tlaky vyneseny v závislosti na délce potrubí na obrázku 70(a) a 70(b). Jedná se hlavní oběh přes silovou turbínu a bez veškerých obtoků. Paralelní trasy na výtlaku silové turbíny, turbíny komandéru a startovacího kompresoru jsou zanedbány.



(a) Teplotní pole



(b) Tlakové pole

Obrázek 70: Teplotní a tlakové pole v hlavních větvích oběhu

## 6.7 Výpočet přechodového stavu

Simulace přechodových a nenávrhových stavů je hlavním důvodem sestavení tohoto termo-hydraulického modelu. Oběhů s sCO<sub>2</sub> takovýchto výkonů není ve světě mnoho a tedy ani zkušeností s provozováním a řízením těchto oběhů není příliš. Sestavený model umožní ověření důležitých procedur, různých způsobů regulace a s jeho pomocí lze určit kritické parametry, které bude potřeba při provozování oběhu hlídat. S použitím knihovny **UserInteraction** lze pak do jisté míry simulovat provoz skutečného zařízení řízeného v reálném čase. Jelikož se jedná o experimentální zařízení, bude v počátcích zajisté docházet k odstávkám a změnám provozních stavů z nejrůznějších důvodů. Mezi nejpravděpodobnější přechodové stavy, které během provozu oběhu budou nastávat můžeme zařadit například:

- Rozběh oběhu ze stavu po naplnění pracovním médiem
- Dosažení udržovacího „standby“ režimu
- Připojení výkonové turbíny a dosažení nominálního stavu
- Standardní odstavení výkonové turbíny
- Havarijní odstavení výkonové turbíny
- Odstavení oběhu
- Měření charakteristik kompendru

Výsledky simulací těchto stavů zajisté nemohou sloužit jako návod pro provozování tohoto oběhu s přesně danými polohami armatur a výkony elektro-ohřevu. Nicméně, na základě provedených výpočtů lze říci, které parametry jsou pro řízení a provoz nejdůležitější, jak fungují vazby mezi jednotlivými zařízeními, případně jak rychle lze zmíněných stavů bezpečně dosáhnout. Tato práce svým rozsahem určitě nedokáže popsat plný potenciál tohoto dynamického modelu, ale na příkladu přechodového stavu **Připojení výkonové turbíny a dosažení nominálního stavu** budou alespoň popsány základní funkce knihovny **UserInteraction** a průběh výpočtu provedeném částečně v reálném čase.

### 6.7.1 Příprava výpočtu a řízení oběhu

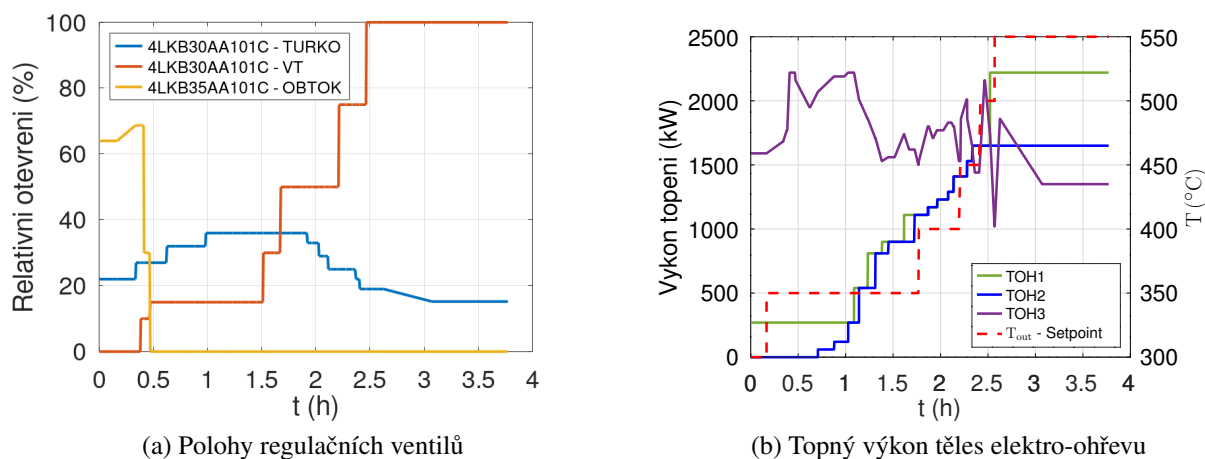
	Vstup			Výstup	
	T °C	p MPa	m kg/s	T °C	p MPa
KOMKO	28	8.02	10.85	39.65	14.51
REKUPERATOR HP	39.65	14.49	10.85	161.43	14.48
ELOH	161.30	14.45	10.85	298.54	14.38
TURKO	295.93	13.02	3.76	257.16	8.11
VT	-	-	-	-	-
OBTOK VT	298.42	14.36	7.09	286.27	81.10
REKUPERATOR LP	276.11	8.10	10.85	54.57	8.07
CHLADIC	54.47	8.06	10.85	28.05	8.05

Tabulka 29: Parametry udržovacího stavu oběhu

Pro inicializaci výpočtu byly tentokrát využity poslední ustálené hodnoty ze simulací jiných přechodových stavů, konkrétně odstavení výkonové turbíny do udržovacího režimu, který je pro náš výpočet výchozím stavem. Tento případ může nastat například při nestandardním chování silové turbíny nebo po zjištění nevhodných podmínek pro její provoz. Pokud z jakéhokoliv důvodu

není nutné odstavovat kompletní oběh, přejde do udržovacího, tzv. „standby“ režimu, kdy je udržována admisní teplota 300 °C, tlak kolem 14.5 MPa, ale silová turbína nepracuje. Výkon turbíny komandéru a příkon kompresoru komandéru jsou v rovnováze a přebytečné průtočné množství produkované kompresorem, je odváděno přes obtok silové turbíny do nízkotlaké části rekuperačního výměníku. Parametry v oběhu jsou detailněji uvedeny v tabulce 29.

S využitím komponent knihovny **UserInteraction** bylo v modelu implementováno ruční ovládání elektro-ohřevu (výkon těles 1,2 a setpoint výstupní teploty tělesa 3). Elektro-ohřev je tedy řekněme v poloautomatickém režimu s ručním ovládáním výkonu těles 1, 2. Těleso 3 pak automaticky udržuje nastavenou teplotu, kterou je možné v průběhu měnit. Dále je v modelu přítomno ruční ovládání ventilu **4LKB35\_AA101C** (obtok silové turbíny), ventilu **4LKB30\_AA101C** (regulace turbíny komandéru), ventilu **4LKB30\_AA101C** (regulace výkonu silové turbíny). Simulace přechodového stavu probíhala v reálném čase, tzn. čas výpočtu odpovídá simulovanému (skutečnému) času přechodu. Během simulace probíhaly úpravy parametrů výše zmíněných zařízení tak, aby byla bezpečně připojena silová turbína a následně bylo dosaženo nominálního stavu, který byl představen v předchozích kapitolách. Průběh tohoto přechodového stavu z hlediska armatur je zobrazen na obrázku 71(a), z hlediska elektro-ohřevu na obrázku 71(b). Tělesa TOH1 a TOH2 jsou během připojování silové turbíny ovládány manuálně a v násobcích 30 kW je zvyšován jejich výkon tak, aby bylo respektováno navýšení výkonu ekvivalentní sepnutí určitého počtu topných buněk. Těleso TOH3 je regulováno automaticky spínáním (opět po 30 kW), udržuje požadovanou teplotu a reaguje na změny parametrů v oběhu. To se na obrázku 71(b) projevuje výrazně nemonotónním průběhem. Během přechodového stavu je také aktivní automatická regulace teploty a tlaku CO<sub>2</sub> na sání kompresoru. Po dosažení nominální admisní teploty a přibližného nominálního admisního tlaku je spuštěna automatická regulace tohoto tlaku a oběh sám přejde do ustáleného nominálního stavu.

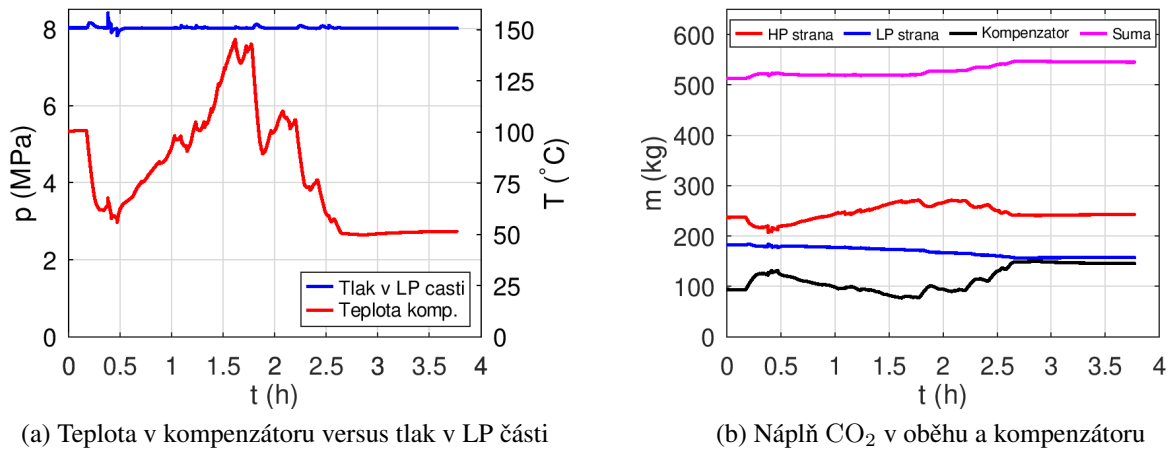


Obrázek 71: Parametry akčních členů během přechodového stavu

Tlak v nízkotlaké části oběhu je udržován kompenzátorem objemu. Jedná se o vytápěný, respektive chlazený zásobník CO<sub>2</sub>, ze kterého je v průběhu provozu při nízkém tlaku do oběhu doplňováno pracovní médium, respektive je z něj v případě vyššího než požadovaného tlaku odváděno. Na obrázku 72(a) můžeme vidět průběh teploty v kompenzátoru v kontextu s tlakem v nízkotlaké části oběhu. Teplota v kompenzátoru by za žádných okolností neměla přesáhnout výpočtovou teplotu 150 °C, což se během tohoto přechodového stavu nestane. Nicméně ve svém maximu se teplota této hodnotě velmi blíží. Z toho vyplývá, že výchozí teplota v kompenzátoru 100 °C je příliš vysoká a mělo by dojít k její snížení. Tuto teplotu lze ovlivnit množstvím CO<sub>2</sub> v kompenzátoru v okamžiku rozběhu oběhu. Toto množství je v tuto chvíli pouze odhadováno, jelikož zatím nebyla provedena simulace rozběhu oběhu z naplněného stavu. Na obrázku 72(b) je zobrazeno množství



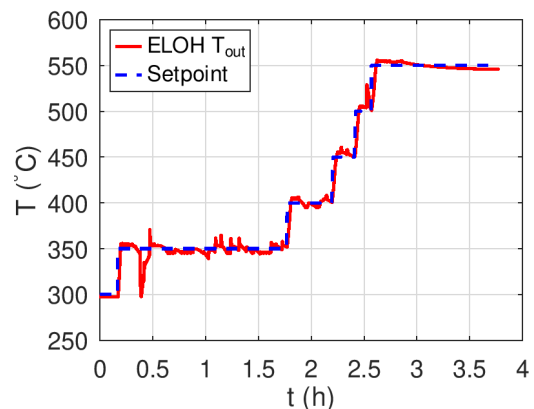
CO<sub>2</sub> v jednotlivých částech oběhu včetně kompenzátoru. Jelikož se jedná o uzavřený systém tří objemů (vysokotlaká část, nízkotlaká část, kompenzátor objemu), neměl by se součet těchto množství v průběhu výpočtu měnit. Podle fialové křivky na obrázku 72 je největší odchylka od původního množství asi 6.2 %, což je v rámci přesnosti numerického výpočtu přijatelná hodnota.



Obrázek 72: Regulace tlaku v nízkotlaké části - průběh parametrů

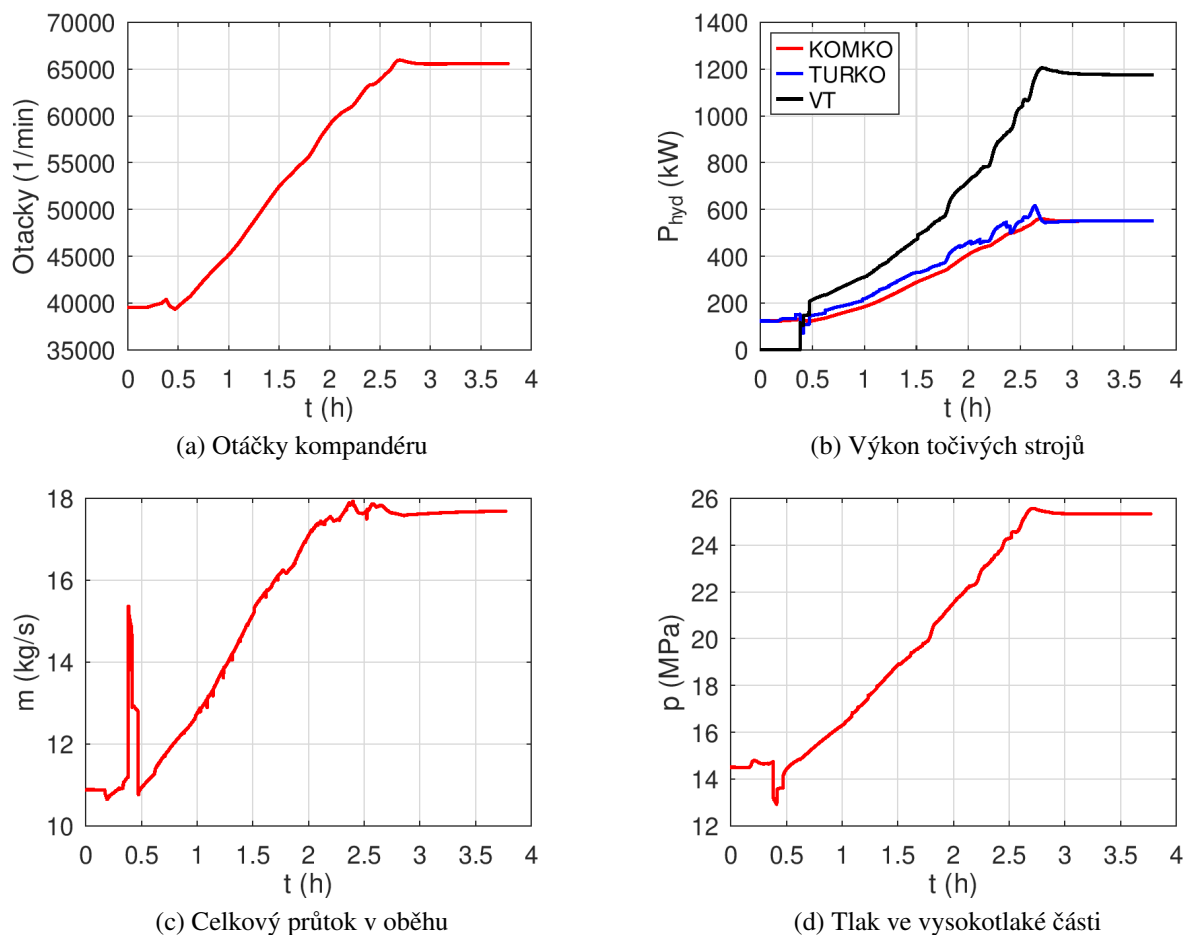
### 6.7.2 Vyhodnocení výsledků

Zvýšením výkonu elektro-ohřevu, jehož průběh je na obrázku 71(b), se adekvátně zvýší výstupní teplota, viz obrázek 73. Jelikož se jedná o uzavřený systém, vede zvýšení teploty k nárůstu tlaku a tlakového spádu pro provoz turbín. Zpočátku je v provozu pouze turbína komandéru. Díky vyššímu tlakovému spádu dojde ke zvýšení otáček, jak můžeme vidět na obrázku 74(a) a díky tomu je produkován vyšší výkon pro pohon kompresoru, což je vidět na obrázku 74(b). Nárůst výkonu kompresoru umožní zvýšení průtoku pracovního média, viz obrázek 74(c) a kompresor dosahuje vyšší hodnoty stlačení - dochází k dalšímu zvýšení tlaku ve vysokotlaké části, jak lze vidět na obrázku 74(d). Ovládání ventilu turbíny komandéru je potřeba vykonávat obezřetně s malými kroky otevření, protože rychlé otevření by mohlo vést naopak ke ztrátě tlaku ve vysokotlaké části oběhu ještě před dosažením vyšších otáček soustrojí. Dále je postupně uzavírán ventil obtoku silové turbíny a současně je otevírán ventil silové turbíny, což vede k nárůstu jejího výkonu.



Obrázek 73: Průběh výstupní teploty Elektro-ohřevu versus požadovaná teplota

Z počátku připojování silové turbíny je na obrázku 74(c) vidět prudký nárůst průtoku CO<sub>2</sub>, korepondující s uzavíráním ventilu obtoku silové turbíny (žlutá čára na obrázku 71(a)). V průbězích na obrázcích 72(a) a 74(d) je v tomto čase patrné kolísání tlaků v obou částech oběhu. Toto kolísání ukazuje na skutečnost, že byl ventil obtoku silové turbíny otevírán příliš rychle, což vedlo hlavně k poklesu tlaku ve vysokotlaké části. Tím se snížil tlakový spád kompresoru při téměř konstantních otáčkách, což se projevilo právě odpovídajícím zvýšením průtoku.



Obrázek 74: Průběhy vybraných parametrů

K dalším velkým výkyvům parametrů během přechodového stavu již nedocházelo a po zhruba třech hodinách se podařilo relativně plynule dosáhnout nominálního stavu s hydraulickým výkonem silové turbíny zhruba 1200 kW, viz černá křivka na obrázku 74(b). Všechny uvedené parametry se po ustálení také víceméně shodují se stacionárním výpočtem provedeným v předchozí kapitole.

Z provedené simulace vyvstalo několik otázek pro další řešení. Jelikož se odhadované množství  $\text{CO}_2$  v kompenzátoru objemu při rozběhu oběhu ukázalo jako příliš nízké (maximální teplota se blíží výpočtové), bude potřeba se zaměřit na přesnější určení tohoto množství (provedení simulace rozběhu oběhu) a více analyzovat jeho chování. Dále je potřeba optimalizovat průběh připojení silové turbíny tak, aby nedocházelo k prudkým výkyvům parametrů nebo k úplnému zastavení točivých strojů, přehřátí topných segmentů elektro-ohřevu apod. Z hlediska funkčního a numerického se však model na tyto výzvy zdá být připraven, jak bylo dokázáno na popisovaných výpočtech, které proběhly stabilně a bez komplikací.

## 7 Závěr

Tato diplomová práce vznikla s cílem představit problematiku oběhů pracujících v nadkritické oblasti s jejich výhodami, nevýhodami a potencionálním využitím. Text je zaměřen zejména na aplikaci  $\text{CO}_2$  v nadkritickém stavu jako pracovního média, ale zmiňuje i další možné pracovní látky. Byla provedena rešerše výzkumných, experimentálních a demonstračních oběhů, které jsou po celém světě provozovány za účelem výzkumu a vývoje jednotlivých zařízení, případně slouží jako malé pilotní provozy pro komerční využití. Z tohoto přehledu vyplývá, že uplatnění nadkritických  $\text{CO}_2$  je opravdu široké - od záložních systémů pro jadernou energetiku, po malá zařízení pro lokální produkci elektřiny a tepla v kombinaci s akumulací energie a obnovitelnými zdroji.

Druhá část textu se zabývá bilančním návrhem a tvorbou termo-hydraulického modelu konkrétního  $\text{sCO}_2$  oběhu v rámci projektu Efekt. Tento 1 MWe oběh s rekuperací tepla bude po své realizaci sloužit zejména k ověření funkce točivých strojů - kompresoru a turbíny na společné hřídeli, tzv. komandéru, silové turbíny a startovacího kompresoru. Dále budou na oběhu ověřovány způsoby jeho regulace a jeho dynamické chování například během rozběhu a odstavení.

Jednorozměrný termo-hydraulický model, který je vytvořen v prostředí Dymola 2022x s využitím komerční knihovny ClaRaPlus založené na jazyku Modelica, slouží ke stacionárním i dynamickým výpočtům. Díky využití knihovny UserInteraction, také založené na jazyku Modelica, je navíc možné provádět simulace v reálném čase se zásahy do ovládacích prvků oběhu, jako armatury nebo výkon topení, během výpočtu. Lze tedy simulovat předpokládané přechodové stavy, včetně plánovaného způsobu regulace a získat tak informace o stabilitě a omezeních celého systému ještě před jeho realizací. V této diplomové práci byla provedena bilance kompletního oběhu Sofia, využívající jako pracovní látku  $\text{CO}_2$  v nadkritickém stavu. Pro provádění výpočtů přechodových stavů bylo nezbytné vytvořit poměrně detailní model mikrokanálového rekuperačního výměníku tepla a pájeného deskového výměníku pro dochlazování  $\text{sCO}_2$ . Tyto modely byly vytvořeny parametricky, tak aby je bylo možné využít i rámci jiných projektů a studií. Zároveň byly provedeny citlivostní analýzy těchto modelů a jejich porovnání s CFD výpočty. Z pohledu regulace oběhu bylo také nutné připravit model kompenzátoru objemu (tlaku), který je nezbytný jednak pro udržování stabilního tlaku v nízkotlaké části, ale také slouží jako zásobník pracovní látky. Tato hlavní zařízení a další dílčí modely jako armatury nebo potrubí byly následně použity pro sestavení celého oběhu.

Nejprve byl proveden stacionární výpočet nominálního provozního stavu oběhu, pomocí něhož byla ověřena funkčnost modelu a numerická stabilita. Následně byly některé ovládací prvky doplněny o komponenty z knihovny UserInteraction a byla provedena simulace přechodového stavu v reálném čase, s manuálním ovládáním vybraných regulačních prvků. Výsledky těchto výpočtů byly popsány a prodiskutovány. Model se během výpočtu choval stabilně a poměrně dobře reagoval na zásahy do parametrů všech dílčích modelů během simulace.

Z provedených analýz a výpočtů vyplývá, že vytvořený termo-hydraulický model je připraven pro řešení nejrůznějších přechodových stavů během provozu oběhu a lze tak získat lepší představu o jejich průbězích. I když k porovnání výsledků tohoto modelu oběhu s experimentálními daty zatím nedošlo, komponenty z knihovny ClaRaPlus jsou již pro aplikaci nejen  $\text{sCO}_2$  validovány. Proto je možné již teď do jisté míry chování reálného oběhu pomocí tohoto modelu predikovat. Model vznikl v CVŘ s podporou Technologické agentury ČR v rámci vývoje unikátního zařízení pro akumulaci elektrické energie ve formě tepla a její zpětnou konverzi na elektřinu a stále prochází vývojem a vylepšováním. Model je reálně využíván při řešení výzkumu a vývoje projektu Efekt. Dalším významným vylepšením bude vytvoření detailního modelu elektro-ohřevu, díky kterému bude možné specifické spouštění jednotlivých topných segmentů tak, aby docházelo k rovnoměrnému prohřívání zatěžování topných tyčí. Dále budou implementovány zpoždění do regulačních obvodů tak, aby více odpovídaly reálnému zapojení.

## Seznam použitých symbolů

$a$	koeficient pro výpočet ztrátového součinitele, 1
$A_c$	celkový průtočný průřez, $m^2$
$A_h$	celková teplosměnná plocha, $m^2$
$A_i$	teplosměnná plocha elementu, $m^2$
$A_0$	teplosměnná ploché rovné desky deskového výměníku, $m^2$
$a_p$	výška vln (amplituda), mm
$A_p$	výpočtová teplosměnná plocha, $m^2$
$A_w$	teplosměnná plocha rovinné desky mikrokanálového výměníku, $m^2$
$\alpha$	součinitel konvektivního přestupu tepla, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_{amb}$	součinitel konvektivního přestupu tepla na straně okolí, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_{HP}$	součinitel konvektivního přestupu tepla na vysokotlaké straně, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_i$	lokální součinitel konvektivního přestupu tepla, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$\alpha_{LP}$	součinitel konvektivního přestupu tepla na nízkotlaké straně, $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
$B_1$	koeficient pro výpočet ztrátového součinitele, 1
$C_1$	koeficient pro výpočet ztrátového součinitele, 1
$c_A$	poměr teplosměnné plochy kanálku a plochy desky, 1
$c_p$	měrná tepelná kapacita, $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$c_{p_i}$	lokální měrná tepelná kapacita, $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$c_q$	koeficient pro výpočet Nusseltova čísla, 1
$D$	průměr potrubí, m
$D_1$	průměr 1 kónické části, m
$D_2$	průměr 2 kónické části, m
delta	tloušťka průtočného kanálu, mm
$d_h$	hydraulický průměr, m
$d_{hie}$	rozdíl entalpií isoentropického děje, $kJ \cdot kg^{-1}$
$D_{ch}$	průměr kanálku mikrokanálového výměníku, mm
$d_{in}$	vnitřní průměr, m
$DN$	světlost potrubí, 1
$d_{out}$	výstupní průměr, m
$\delta$	úhel sklonu, $^\circ$
$\delta_i$	poměr přeneseného tepla v segmentu vůči celkovému, 1
$\Delta p$	tlaková ztráta, kPa
$\Delta p_{celk}$	celková tlaková ztráta, kPa
$\Delta p_{fric}$	tlaková ztráta způsobená třením, kPa
$\Delta p_{pm}$	místní tlaková ztráta, kPa
$\Delta p_{tr}$	tlaková ztráta způsobená třením, kPa
$\Delta T_m$	teplotní spád, K
$\Delta z$	rozdíl výšek, m
$\varepsilon$	drsnot potrubí, m
$\eta$	účinnost, 1
$\eta_{hyd}$	hydraulická účinnost, 1
$\eta_{mech}$	mechanická účinnost, 1
$\eta_{td}$	termodynamická účinnost, 1
$\phi$	bezrozměrné kritérium, 1
$\varphi$	úhel sklonu vlny, $^\circ$
$g$	gravitační konstanta, $m \cdot s^{-2}$
$h$	entalpie, $kJ \cdot kg^{-1}$
height	výška výměníku, m

Hg	Hagenovo číslo, 1
$h_i$	entalpie segmentu diskretizace, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{ie,out}$	výstupní entalpie při isoentropickém ději, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{in}$	vstupní entalpie, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{in,iso}$	vstupní entalpie při isoentropickém ději, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{K,in}$	entalpie na sání kompresoru, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{K,out}$	entalpie na výtlaku kompresoru, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{out}$	výstupní entalpie, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{out,iso}$	výstupní entalpie při isoentropickém ději, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$H_p$	výška desky mikrokanálového výměníku, mm
$h_{RVHP,out}$	entalpie na výstupu z vysokotlaké části rekuperačního výměníku, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{RVLP,out}$	entalpie na výstupu z nízkotlaké části rekuperačního výměníku, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$H_s$	výška segmentu mikrokanálového výměníku, mm
$h_{TK,out}$	admisní entalpie turbíny komandéru, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{TK,out}$	emisní entalpie turbíny komandéru, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{T,out}$	entalpie za směšovacím bodem výstupních proudů turbín, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{VT,out}$	admisní entalpie silové turbíny, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$h_{VT,out}$	emisní entalpie silové turbíny, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$\chi$	bezrozměrné kritérium, 1
k	celkový součinitel prostupu tepla, $\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$
$K_1$	koeficient pro výpočet ztrátového součinitele, 1
kA	součin teplosměnné plochy a celkového součinitele prostupu tepla, $\text{W} \cdot \text{K}^{-1}$
L	průměrná délka, m
length	délka výměníku, m
$L_i$	délka elementu diskretizace, m
$L_p$	délka segmentu mikrokanálového výměníku, m
$\lambda$	tepelná vodivost, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$\lambda_1$	tepelná vodivost, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$\lambda_2$	tepelná vodivost, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$\lambda_i$	lokální tepelná vodivost, $\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
M	molární hmotnost, $\text{kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$
m	náplň CO <sub>2</sub> , kg
$\dot{m}$	hmotnostní tok, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{\text{CO}_2}$	hmotnostní tok CO <sub>2</sub> , $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$
$\dot{m}_{\text{cond}}$	hmotnostní tok kondenzátu, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{\text{evap}}$	hmotnostní tok par, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{\text{H}_2\text{O}}$	hmotnostní tok vody, $\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$
$\dot{m}_{in,liq}$	hmotnostní tok přitékající kapaliny, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{in,vap}$	hmotnostní tok přitékající páry, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_K$	hmotnostní tok kompresorem, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{nom}$	nominální hmotnostní tok, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{od}$	odchylka hmotnostního toku, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{out,liq}$	hmotnostní tok odtékající kapaliny, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{out,vap}$	hmotnostní tok odtékajících par, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{sum}$	celkový hmotnostní tok, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{TK}$	hmotnostní tok turbínou komandéru, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\dot{m}_{VT}$	hmotnostní tok silovou turbínou, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$\mu$	dynamická viskozita, Pa · s
$\mu_w$	dynamická viskozita v blízkosti stěny, Pa · s
N	počet desek deskového výměníku, 1

$n$	koeficient pro výpočet ztrátového součinitele, 1
$n$	otáčky, $\text{min}^{-1}$
$n_d$	počet desek mikrokanálového výměníku, 1
$n_{dch}$	počet kanálků na desce mikrokanálového výměníku, 1
$Nu$	Nusseltovo číslo, 1
$N_t$	počet topných tyčí v tělese elektro-ohřevu, 1
$N_T$	počet těles elektro-ohřevu, 1
$p$	rozteč vln (vlnová délka), mm
$P$	výkon, kW
$P_{el}$	výkon elektrický, kW
$P_{ELOH}$	výkon elektro-ohřevu, kW
$P_{hyd}$	výkon hydraulický, kW
$P_{CHL}$	výkon chladiče, kW
$P_{in}$	vstupní tlak sCO <sub>2</sub> , bar
$p_k$	kritický tlak, MPa
$P_k$	výkon kompresoru, kW
$P_{mech}$	výkon mechanický, kW
$P_{out}$	tlak na výstupu, MPa
$Pr_m$	střední Prandtlovo číslo, 1
$P_{TK}$	výkon tubíny komandéru, kW
$P_{VV T_n}$	návrhový výkon rekuperačního výměníku, kW
$P_{VV T_t}$	teoretický výkon rekuperačního výměníku, kW
$\dot{Q}$	tepelný tok, kW
$\dot{Q}_{evap}$	odváděný tepelný tok, W
$\dot{Q}_i$	lokální tepelný tok, kW
$\dot{Q}_{in}$	tepelný tok vnitřní plochou stěny, kW
$\dot{Q}_{max}$	maximální topný výkon elektro-ohřevu, kW
$q_{od}$	teplo odvedené ze systému,
$\dot{Q}_{out}$	tepelný tok vnější plochou stěny, kW
$q_p$	teplo přivedené do systému, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$\dot{Q}_{tot}$	celkový přenesený výkon deskovým výměníkem, W
$r$	poloměr kolene, m
$Re$	Reynoldsovo číslo, 1
$Re_m$	střední Reynoldsovo číslo, 1
$\text{rpm}$	otáčky, $\text{min}^{-1}$
$\rho$	hustota média, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$\rho_i$	lokální hustota média, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$\rho_{liq}$	hustota kapaliny, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$\rho_{vap}$	hustota par, $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
$s$	tloušťka izolace, mm
$s_{in}$	entropie na vstupu, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$s_{out}$	entropie na výstupu, $\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$\Sigma$	bezrozměrné kritérium, 1
$T$	teplota, °C
$T_{amb}$	teplota okolí, °C
$T_{CO_2,out}$	teplota CO <sub>2</sub> na výstupu z výměníku, °C
$t_d$	tloušťka desky celková, mm
$T_i$	lokální teplota, °C
$T_{in}$	vstupní teplota sCO <sub>2</sub> , °C
$T_k$	kritická teplota, °C

$T_{out}$	výstupní teplota, °C
$T_t$	teplota tání, °C
$T_v$	teplota varu, °C
$T_w$	střední tloušťka stěny desky mikrokanálového výměníku, mm
$u$	rychlost proudění, $m \cdot s^{-1}$
$U_i$	vnitřní energie, $J \cdot kg^{-1}$
$u_{in}$	rychlost proudění na vstupu, $m \cdot s^{-1}$
$u_m$	střední rychlost proudění, $m \cdot s^{-1}$
$V$	celkový objem média, $m^3$
$\dot{V}_{gap}$	objemový tok mezi deskami, $m^3 \cdot s^{-1}$
$V_i$	objem elementu diskretizace, $m^3$
$V_{liq}$	objem prostoru pro kapalinu, $m^3$
$V_{vap}$	objem parního prostoru, $m^3$
$w$	rychlost proudění mezi deskami deskového výměníku, $m \cdot s^{-1}$
width	šířka výměníku, šířka desky, m
$W_s$	šířka segmentu mikrokanálového výměníku, mm
$X$	vlnové číslo, 1
$\xi$	součinitel třecích ztrát, 1
$\xi_0$	součinitel třecích ztrát pro limitní případ kruhového kanálu, 1
$\xi_{1,0}$	součinitel třecích ztrát pro obecný vlnitý kanál, 1
$\zeta$	součinitel místních tlakových ztrát, 1

## Seznam použitých zkratk

amb	Ambient, prostředí
BWR	Boiling water reactor
CAESS	Compressed Air Energy Storage Systems
celk, tot, sum	celková hodnota
CESS	Chemical Energy Storage Systems
CFD	Computational Fluid Dynamics
cond	Condensate, kondenzát
CSP	Concentrated Solar Power
CVŘ	Centrum výzkumu Řež
DOE	Department of Energy
ECESS	Electro-chemical Energy Storage Systems
EDF	Électricité de France
EESS	Electric Energy Storage Systems
EHR	Exhaust Heat Recovery
el	elektrický
ELOH	Elektro-ohřev
FESS	Flywheel Energy Storage Systems
gap	kanálek
GE	General Electric
GESS	Gravity Energy Storage Systems
GfS	Gesellschaft mbH for Simulator training
HFCESS	Hydrogen-based Fuel Cell Energy Storage Systems
HP	Higher Pressure
HTR	Higher Temperature Range
HT-TESS	High Temperature Thermal Energy Systems
HX	Heat Exchanger
hyd	hydraulický
CHL	chladič, dochlazovač
CHX	Compact Heat Exchanger
in	Inlet, vstup
iso, ie	isoentropický
K, KOMKO	Kompresor komandéru
KAERI	Korea Atomic Energy Research Institute
KAIST	Korea Advanced Institute of Science and Technology
KKS	Kraftwerk Kennzeichen System
LAES	Liquid Air Energy storage systems
Li-Ion	Lithium - Ion baterie
liq	Liquid, kapalina
LP	Lower Pressure
LTR	Lower Temperature Range
LT-TESS	Low Temperature Thermal Energy Systems
LUHS	Lost of Ultimate Heat Sink
mech	mechanický
MESS	Mechanic Energy Storage Systems
MHEX	Main Heat Exchanger
MWe	elektrický výkon
MWt	tepelný výkon
NaS	sodík – síra



NiCd	nikl – kadmium
nom	nominální
od	odchylka, odvedeno
out	outlet
p	přivedeno
P2H2P	Power to Heat to Power
PbA	olovo - kyselina
PCM	Phase Change Material
PFD	Process Flow Diagram
PCHE	Printed Circuit Heat Exchanger
PP	Power Plant
PWR	Pressurized Water Reactor
RVHP	vysokotlaká strana rekuperačního výměníku
RVLP	nízkotlaká strana rekuperačního výměníku
SBO	Station Blackout
SCARLETT	Supercritical Carbon Dioxide Loop at IKE Stuttgart
SCESS	Super-Condensator Energy Storage Systems
sCO2	oxid uhličitý v nadkritickém stavu
SFR	Sodium Fast Reactor
SMESS	Superconducting Magnet Energy Storage Systems
SNL	Sandia National Laboratories
STAKO	startovací kompresor
SUSEN	Sustainable Energy
SWRI	Southwest Research Institute
T, TK, TURKO	turbína komandéru
TAC	Turbine - Alternator - Compressor
TAČR	Technologická agentura ČR
td	termodynamický
TES	Thermal Energy Storage
TESS	Thermal Energy Storage Systems
TOH	těleso ohříváku
TU	Technical University
UHS	Ultimate Heat Sink
vap, evap	vapour, pára
VT	výkonová (silová) turbína
VVT	vnitřní výměna tepla
WHR	Waste Heat Recovery

## Seznam použité literatury

- Ahn, Y., Bae, S. J., Kim, M., Cho, S. K., Baik, S., Lee, J. I., Cha, J. E. Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development. *Nuclear Engineering and Technology*, 2015, roč. 47, Č. 6, s. 647–661. ISSN 1738-5733.
- Allam, R., Martin, S., Forrest, B., Fetvedt, J., Lu, X., Freed, D., Brown, G. W., Sasaki, T., Itoh, M., Manning, J. Demonstration of the Allam Cycle: An Update on the Development Status of a High Efficiency Supercritical Carbon Dioxide Power Process Employing Full Carbon Capture. *Energy Procedia*, 2017, roč. 114, s. 5948–5966. ISSN 1876-6102. 13th International Conference on Greenhouse Gas Control Technologies, GHGT-13, 14-18 November 2016, Lausanne, Switzerland.
- Anselmi, E., Bunce, I., Pachidis, V. An overview of the Rolls-Royce sCO<sub>2</sub>-test rig project at Cranfield University. *Proceedings of the 6th International sCO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium: 27 - 29th March 2018, Pittsburgh, PA, USA*, 2018, .
- ASME. *Performance Test Code on Compressors and Exhausters: An American National Standard*. Three Park Avenue, New York, NY 10016-5990: The American Society of Mechanical Engineers, 1998. ISBN 978-0-791-82450-4
- Chaa, J. E., Ahnb, Y., Leeb, J. K., Leeb, J. I., Choia, H. L. Installation of the Supercritical CO<sub>2</sub> Compressor Performance Test Loop as a First Phase of the SCIEL facility. 2014, .
- Chen, H., Cong, T. N., Yang, W., Tan, C., Li, Y., Ding, Y. Progress in electrical energy storage system: A critical review. *Progress in Natural Science*, 2009, roč. 19, Č. 3, s. 291–312. ISSN 1002-0071.
- Dassault Systemes. Dymola. [software], 2022. [30.6.2022]. <https://www.3ds.com/products-services/catia/products/dymola/>.
- Dostál, V. *A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors*. Doktorská práce, Massachusetts Institute of Technology, 2004.
- Flaig, W., Mertz, R., Starflinger, J. Design, control procedure and start-up of the sCO<sub>2</sub> test facility SCARLETT. *2nd European sCO<sub>2</sub> Conference 2018: 30-31 August 2018, Essen, Germany*, 2018, , s. 32–41.
- Focke, W., Zachariades, J., Olivier, I. The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1985, roč. 28, Č. 8, s. 1469–1479. ISSN 0017-9310.
- Frýbort, O., Dočkal, K., Vlček, P., Hájek, P., Melichar, T., Kapic, M., Živný, A., Pátý, M., Macálka, A., Hanzal, V., Hájek, P. Sofia - sCO<sub>2</sub> facility for Supercritical Brayton Cycle Research. In *Proceedings of the 4th European sCO<sub>2</sub> Conference for Energy Systems*. 2021, .
- Gampe, U., Henoch, J., Gerbeth, G., Hannemann, F., Rath, S., Hampel, U., Glos, S. Concept and preliminary design of a 600 °C+ sCO<sub>2</sub> test facility. *2nd European sCO<sub>2</sub> Conference*, 2018, , s. 86–92.
- Held, T. J. The 4th International Symposium - Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles September 9-10, 2014, Pittsburgh, Pennsylvania INITIAL TEST RESULTS OF A MEGAWATT-CLASS SUPERCritical CO<sub>2</sub> HEAT ENGINE. 2014, .
- Hájek, P., Frýbort, O. Experimental loop s-CO<sub>2</sub> SUSEN. *The 4th International Symposium - Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles*, 2014, .

- Invernizzi, C. *Closed Power Cycles. Thermodynamic Fundamentals and Applications*, roč. 11. 2013. ISBN 978-1-4471-5139-5
- iPotrubi. Místní tlakové ztráty. [online], 2015. [17.5.2022]. Dostupné z: <https://www.ipotrubi.cz/clanky/6.-hydrodynamicke-a-termodynamicke-vypocty/2.-vypocet-tlakovych-ztrat/3.-mistni-tlakove-ztraty.html>.
- Kim, I. H., No, H. C., Lee, J. I., Jeon, B. G. Thermal hydraulic performance analysis of the printed circuit heat exchanger using a helium test facility and CFD simulations. *Nuclear Engineering and Design*, 2009, roč. 239, Č. 11, s. 2399–2408. ISSN 0029-5493.
- Kwon, J. S., Son, S., Heo, J. Y., Lee, J. I. Compact heat exchangers for supercritical CO<sub>2</sub> power cycle application. *Energy Conversion and Management*, 2020, roč. 209, s. 112666. ISSN 0196-8904.
- Melichar, T., Dočkal, K., Frýbort, O., Hájek, P., Filip, R. Thermal design of latent heat thermal energy storage facility with supercritical CO<sub>2</sub>. *4th European sCO<sub>2</sub> Conference for Energy Systems: March 23-24, 2021, Online Conference*, 2021, , s. 88–97.
- Menezes, M. V. P., Vilasboas, I. F., da Silva, J. A. M. Liquid Air Energy Storage System (LAES) Assisted by Cryogenic Air Rankine Cycle (ARC). *Energies*, 2022, roč. 15, Č. 8. ISSN 1996-1073.
- Meshram, A., Jaiswal, A. K., Khivsara, S. D., Ortega, J. D., Ho, C., Bapat, R., Dutta, P. Modeling and analysis of a printed circuit heat exchanger for supercritical CO<sub>2</sub> power cycle applications. *Applied Thermal Engineering*, 2016, roč. 109, s. 861–870. ISSN 1359-4311. Special Issue: Solar Energy Research Institute for India and the United States (SERIIUS) – Concentrated Solar Power.
- Nikitin, K., Kato, Y., Ngo, L. Printed circuit heat exchanger thermal–hydraulic performance in supercritical CO<sub>2</sub> experimental loop. *International Journal of Refrigeration*, 2006, roč. 29, Č. 5, s. 807–814. ISSN 0140-7007.
- Nožička, J. *Základy termomechaniky*. Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN ISBN 80-01-02409-1
- Starflinger, J., Strätz, M., Hacks, A. J., Brillert, D., Vojacek, A., Hájek, P. *The Supercritical CO<sub>2</sub> Heat Removal System - Status and Outlook*. 2019
- Swamee, P., Jain, A. Explicit equations for pipe-flow problems. *ASCE J Hydraul Div*, 1976, roč. 102, s. 657–664.
- TAČR. Efekt - Vývoj inovativních systémů pro efektivní akumulaci energie. [online], 2019. [12.7.2022]. Dostupné z: <https://starfos.tacr.cz/cs/project/TK02030059#project-main>.
- VDI. *VDI Heat Atlas*. Berlin, Germany: Springer, 2 ed., 2010. ISBN 978-3-540-77876-9
- Vecchi, A., Li, Y., Ding, Y., Mancarella, P., Sciacovelli, A. Liquid air energy storage (LAES): A review on technology state-of-the-art, integration pathways and future perspectives. *Advances in Applied Energy*, 2021, roč. 3, s. 100047. ISSN 2666-7924.
- Vojáček, A., Dostál, V., Melichar, T., Rohde, M., Gottelt, F. Performance Test of the Air-Cooled Finned-Tube Supercritical CO<sub>2</sub> Sink Heat Exchanger. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2018a, roč. 11.
- Vojáček, A., Hacks, J., Melichar, T., Frýbort, O., Hájek, P. Challenges in supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and first operational experience at CVR. *2nd European sCO<sub>2</sub> Conference*, 2018b, , s. 8–22.

- Vojáček, A., Melichar, T., Hájek, P., Doubek, F., Hoppe, T. Experimental investigations and simulations of the control system in supercritical CO<sub>2</sub> loop. *3rd European Conference on Supercritical CO<sub>2</sub> (sCO<sub>2</sub>) Power Systems 2019: 19th-20th September 2019*, 2019, , s. 89–104.
- Wright, S. A., Conboy, T. M., Parma, E. J., Lewis, T. G., Suo-Anttila, A. J. Summary of the Sandia Supercritical CO<sub>2</sub> Development Program. 2011a, .
- Wright, S. A., Conboy, T. M., Rochau, G. E. Break-even Power Transients for two Simple Recuperated S-CO<sub>2</sub> Brayton Cycle Test Configurations. 2011b, .
- XRG Simulation GmbH. ClaRaPlus. [software], 2022. [30.6.2022]. <https://www.claralib.com/>.
- Xu, H., Duan, C., Ding, H., Li, W., Zhang, Y., Hong, G., Gong, H. The optimization for the straight-channel PCHE size for supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle. *Nuclear Engineering and Technology*, 2021, roč. 53, Č. 6, s. 1786–1795. ISSN 1738-5733.
- Zendehboudi, A., Ye, Z., Hafner, A., Andresen, T., Skaugen, G. Heat transfer and pressure drop of supercritical CO<sub>2</sub> in brazed plate heat exchangers of the tri-partite gas cooler. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2021, roč. 178, s. 121641. ISSN 0017-9310.

## Prohlášení

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

Daniel Kříž, v. r., 5. srpna 2022

*Kuba, J.: Metodický pokyn č. 1/2009 O dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací, ČVUT v Praze, 1. července 2009, <https://www.cvut.cz/sites/default/files/content/d1dc93cd-5894-4521-b799-c7e715d3c59e/cs/20210308-metodicky-pokyn-c-12009-o-dodrzovani-eticky-principu-pri-priprave-vysokoskolskych.pdf> [20. června 2022]*