



Bakalářská práce

Návrh tepelného oběhu pro malý modulární reaktor chlazený héliem

Studijní program:

B0715A270008 Strojírenství

Autor práce:

Radek Klaus

Vedoucí práce:

doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.
Katedra energetických zařízení

Liberec 2024



Zadání bakalářské práce

Návrh tepelného oběhu pro malý modulární reaktor chlazený héliem

Jméno a příjmení: Radek Klaus
Osobní číslo: S19000049
Studijní program: B0715A270008 Strojírenství
Zadávající katedra: Katedra energetických zařízení
Akademický rok: 2023/2024

Zásady pro vypracování:

Cílem práce je provést koncepční návrh tepelného oběhu pro malý modulární reaktor chlazený héliem. Práce bude zahrnovat stanovení hlavních parametrů tepelného oběhu dle zadaných kritérií, tvorbu základního tepelného schématu, tvorbu výpočetního modelu oběhu v programovacím jazyce Python a stanovení technických parametrů hlavních komponent tepelného oběhu. Pro řešení práce nejsou nutné předchozí znalosti programovacího jazyka Python, vedoucí práce provede intenzivní zaškolení formou krátkého kurzu během semestru.

1. Zpracujte krátkou rešerši na téma vysokoteplotní malé modulární reaktory.
2. Definujte ideální zadávací (vstupní) parametry tepelného oběhu.
3. Sestavte topologii tepelného oběhu.
4. Pro tepelný oběh vytvořte výpočetní model v jazyce Python. Pro stanovení termofyzikálních parametrů chladiva použijte knihovnu Coolprop. Výstupem výpočetního modelu by měl být kompletní výpočet energetických a hmotových toků ve všech potrubních větvích oběhu.
5. Na základě výstupů z výpočetního modelu oběhu stanovte základní technické parametry hlavních komponent tepelného oběhu.
6. Zpracujte závěrečnou zprávu, kde budou přehledně v tabulkách uvedeny všechny stanovené parametry tepelného oběhu.

Rozsah grafických prací: 0
Rozsah pracovní zprávy: 48
Forma zpracování práce: tištěná/elektronická
Jazyk práce: Čeština

Seznam odborné literatury:

[1]Advances in small modular reactor technology developments 2018 edition : a supplement to:
IAEA advanced reactors information system (ARIS), IAEA Viena, 2020

[2]BEČVÁŘ, Josef. Jaderné elektrárny. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1981.

Vedoucí práce: doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.
Katedra energetických zařízení

Datum zadání práce: 1. listopadu 2022

Předpokládaný termín odevzdání: 30. dubna 2024

L.S.

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
děkan

doc. Ing. Petra Dančová, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 1. listopadu 2022

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

8. Ledna 2024

Radek Klaus

Anotace

Tato práce se zaměřuje na návrh a optimalizaci tepelného oběhu pro vysokoteplotní malý modulární reaktor (SMR), chlazený héliem. Práce nejprve poskytuje teoretický základ jaderných reaktorů a detailně zkoumá specifika malých modulárních reaktorů. Hlavní část práce je věnována návrhu tepelného oběhu s následnou optimalizací pomocí metod jako jsou tepelná regenerace, dělená komprese a expanze. Výpočty byly provedeny s využitím programovacího jazyka Python a doplňkových knihoven Coolprop, NumPy a Matplotlib. Výsledkem je návrh efektivního oběhu s popisem technických parametrů a posouzením jeho výkonu.

Klíčová slova

Modulární jaderný reaktor, vysokoteplotní reaktor, tepelný oběh, helium, SMR, HTGR, optimalizace

Annotation

This work is focused on the design and optimization of the heat cycle for a high-temperature small modular reactor (SMR) cooled by helium. The work first provides a theoretical background of nuclear reactors and examines in detail the specifics of small modular reactors. The main part of the work is devoted to the design of the thermal cycle with subsequent optimization using methods such as thermal regeneration, divided compression and expansion. The calculations were performed using the Python programming language and the complementary libraries Coolprop, NumPy and Matplotlib. The result is the design of an efficient cycle with a description of the technical parameters and an assessment of its performance.

Keywords

Modular nuclear reactor, high temperature reactor, heat cycle, helium, SMR, HTGR, optimization

Poděkování

Rád bych takto poděkoval všem akademickým pracovníkům Technické univerzity v Liberci, kteří mi byli během celého studia nápomocni a předávali nám své znalosti. Dále bych také rád poděkoval své rodině za podporu během studia.

Speciální poděkování bych rád věnoval vedoucí mé práce

doc. Ing. Petře Dančové, Ph.D. a mému odbornému konzultantovi Ing. Ondřeji Burianovi, za cenné rady v oblasti jaderné energetiky.

Radek Klaus

Obsah

Seznam ilustrací	7
Seznam tabulek	8
Seznam použitých zkratk z anglického jazyka	9
Jednotky	10
Úvod	11
1 Teoretická část	12
1.1 Jaderná elektrárna	12
1.2 Definice Jaderného reaktoru	13
1.3 Typy jaderných reaktorů	13
1.4 Stručný popis základních typů jaderných reaktorů	15
1.4.1 Tlakovodní reaktor, PWR	15
1.4.2 Varní reaktory, BWR	15
1.4.3 Těžkovodní reaktory, PHWR	15
1.4.4 Lehkovodní grafitem moderované reaktory, LWGR	16
1.4.5 Plynem chlazené reaktory, GCR	16
1.4.6 Rychlé množivé reaktory, FBR	16
1.5 Vysokoteplotní reaktory, HTGR	17
1.6 Malé modulární reaktory (Small modular reactors, SMR)	19
1.7 Tepelné oběhy	21
1.7.1 Carnotův oběh	22
1.7.2 Ericsson-Braytonův oběh	23
1.7.3 Reálný Ericsson-Braytonův oběh	27
2 Praktická část	28
2.1 Návrh základního oběhu	28
2.2 Základní oběh	31
2.3 Oběh s regenerací tepla	32
2.4 Oběh s regenerací tepla a dělenou kompresí	33
2.5 Oběh s regenerací tepla, dělenou kompresí a expanzí	37
2.6 Citlivostní analýza teplot	40
2.7 Technické parametry oběhu	42
3 Shrnutí výsledků	45
4 Závěr	47
5 Seznam použité literatury	49

Seznam ilustrací

Obr. 1 Sestava palivového bloku s TRISO palivem.....	17
Obr. 2 Pebble bed koule	17
Obr. 3 Palivový element TRISO	18
Obr. 4 Porovnání velikosti parní, heliové a CO ₂ turbín[5].....	19
Obr. 5 Přímý obecný oběh v T-s diagramu	21
Obr. 6 Přímý Carnotův oběh v T-s diagramu.....	22
Obr. 7 EB oběh v T-s diagramu.....	23
Obr. 8 Otevřený EB oběh	24
Obr. 9 Uzavřený EB oběh	24
Obr. 10 Dělené komprese v ideálním EB oběhu v T-s diagramu.....	25
Obr. 11 Dělená expanze v ideálním EB oběhu v T-s diagramu	26
Obr. 12 Tepelná regenerace v ideálním EB oběhu v T-s diagramu	26
Obr. 13 Porovnání ideálního a reálného EP oběhu.....	27
Obr. 14 Schéma základního oběhu.....	29
Obr. 15 Průběh základního oběhu v T-s diagramu.....	31
Obr. 16 Průběh Carnotova oběhu s parametry základního oběhu v T-s diagramu.....	32
Obr. 17 Schéma oběhu s regenerací	32
Obr. 18 Průběh oběhu s regenerací v T-s diagramu	33
Obr. 19 Graf závislosti účinnosti na počtu kompresních stupňů	34
Obr. 20 T-s diagram oběhu s 8stupňovou kompresí.....	35
Obr. 21 Schéma oběhu s 8stupňovou kompresí	35
Obr. 22 Graf závislosti účinnosti na počtu expanzních stupňů	37
Obr. 23 T-s diagram oběhu se 7stupňovou expanzí	38
Obr. 24 Schéma oběhu s dělenou expanzí.....	39
Obr. 25 Graf závislosti účinnosti na minimální teplotě.....	40
Obr. 26 Graf závislosti účinnosti na teplotní spádu ve výměnících	41
Obr. 27 Graf závislosti účinnosti na maximální teplotě	41
Obr. 28 Schéma finálního oběhu	45

Seznam tabulek

Tab. 1 Porovnání plochy potřebné k výrobě 1MWh (včetně plochy potřebné pro získávání paliva) [21].....	11
Tab. 2 Souhrn provozovaných typů jaderných reaktorů [22]	14
Tab. 3 Přehled konceptů SMR [4]	20
Tab. 4 Tabulka parametrů základního oběhu	30
Tab. 5 Přehled jednotlivých mezitlaků dělených kompresí	34
Tab. 6 Parametry jednotlivých kompresních stupňů	35
Tab. 7 Tabulka tepla nutného odvést mezi kompresemi	36
Tab. 8 Přehled jednotlivých mezitlaků dělených expanzí	37
Tab. 9 Tabulka parametru jednotlivých expanzních stupňů	38
Tab. 10 Tabulka potřebného dodávaného tepla.....	39
Tab. 11 Tabulka prací jednotlivých kompresních stupňů.....	42
Tab. 12 Tabulka prací jednotlivých expanzních stupňů	43
Tab. 13 Základní parametry finálního oběhu.....	45
Tab. 14 Technické parametry finálního oběhu	46
Tab. 15 Souhrn vlivů jednotlivých optimalizačních kroků.....	46
Tab. 16 Tabulka parametrů finálního oběhu	48

Seznam použitých zkratek z anglického jazyka

BWR	Boiling water reactor (Varný reaktor)
EB	Ericsson-Braytonův (oběh)
FBR	Fast Breeder Reactor (Rychlé množivé reaktory)
GCR	Gas cooled reactor (Plynem chlazený reaktor)
HTGR	High Temperature Gas Cooled Reactor (Vysokoteplotní reaktory)
HT SMT	High Temperature Small modular reactor (Vysokoteplotní malý modulární reaktor)
HWR	Molten salt cooled reactor (Reaktor chlazený tekutými solemi)
IAEA	International Atomic Energy Agency (Mezinárodní agentura pro atomovou energii)
JE	Jaderná elektrárna
LWGR	Light-Water Cooled, Graphite Moderated Reactor (Lehkovodní grafitem moderované reaktory)
PBR	Pebble-bed reactor
PO	Primární okruh
PHWR	Pressurized Heavy-Water Moderated and Cooled Reactor (Těžkovodní reaktory)
PWR	Pressurized water reactor (Tlakovodní reaktor)
SMR	Small modular reactor (Malý modulární reaktor)
SO	Sekundární okruh

Jednotky

Označení	Jednotka	Název veličiny
a	(m ²)	Plocha
h	(J·kg ⁻¹)	Měrná entalpie
i	(1)	kompresní/expanzní stupeň
l	(m)	Délka
m	(kg)	Hmotnost
ṁ	(kg·s ⁻¹)	Hmotnostní tok
n	(1)	počet kompresních/expanzních stupňů
p	(Pa)	Tlak
P	(W)	Výkon
P(e)	(W)	Elektrický výkon
P(t)	(W)	Tepelný výkon reaktoru
q _{dod}	(J·kg ⁻¹)	Dodané měrné teplo
q _{odv}	(J·kg ⁻¹)	Odvedené měrné teplo
q _{odv k}	(J·kg ⁻¹)	Teplo odvedené mezi komprese
Q _{odv}	(W)	Celkové odváděné teplo
s	(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	Měrná entropie
t	(°C)	Celsiova teplota
T	(K)	Termodynamická teplota
w	(J·kg ⁻¹)	Měrná práce
w _t	(J·kg ⁻¹)	Měrná práce turbíny
w _k	(J·kg ⁻¹)	Měrná práce kompresoru
η	(1)	Účinnost

Úvod

Elektrická energie se stala nedílnou součástí každodenního života moderní společnosti. Díky rostoucí spotřebě elektrické energie se stalo aktuálním tématem hledání efektivních a udržitelných způsobů její produkce. Podle statistik poskytnutých Mezinárodní agenturou pro atomovou energii (IAEA) dosáhla spotřeba elektrické energie v České republice svého maxima v roce 2018, a to téměř 70 TWh. Od té doby je trend spotřeby elektrické energie mírně klesající. [20]

V této práci jsou zkoumány možnosti tepelných oběhů využívajících jako zdroj tepelné energie vysokoteplotní malé modulární reaktory chlazených héliem. Tyto reaktory představují jeden z perspektivních zdrojů elektrické energie pro budoucí potřeby.

Přestože dochází k neustálému vývoji obnovitelných zdrojů energie, jejich výkon na jednotku zastavěné plochy stále nedosahuje úrovně srovnatelné s jadernými elektrárnami. Porovnání jednotlivých zdrojů je znázorněno v Tab.1.

V porovnání s jinými zdroji elektrické energie lze také vyzdvihnout, že jaderné reaktory jsou zdroje energie s nulovými emisemi skleníkových plynů. Na rozdíl od vodních nebo solárních elektráren nezávisí jejich provoz a výkon na povětrnostních podmínkách, nebo části dne. Tyto výhody je však třeba porovnat s výrazně vyššími náklady na výstavbu, jejichž přesný odhad je nezbytný pro důkladnou předprojektovou analýzu. Tato analýza není předmětem této práce.

Typ zdroje	Potřebná plocha na výrobu 1 MW(e) (m²)
Středně velké vodní elektrárny (Výkon 360 až 660 MW)	33
Velké vodní elektrárny (Výkon přesahuje 660 MW)	14
Uhelné elektrárny	21-15
Solární panely	19-1,2
Jaderné elektrárny	0,3

Tab. 1 Porovnání plochy potřebné k výrobě 1MWh (včetně plochy potřebné pro získávání paliva) [21]

1 Teoretická část

1.1 Jaderná elektrárna

Jaderná elektrárna (dále jen JE) představuje druh průmyslového zařízení, ve kterém je teplo získáváno jaderným štěpením. Z pohledu strojírenského je JE principiálně obdobná jako elektrárna spalující fosilní paliva. Zdrojem tepelné energie zde však není chemické spalování paliva, ale jeho štěpení. [1][2]

Mezi nejzásadnější rozdíly mezi spalováním a štěpením z praktického hlediska je fakt, že štěpení nepotřebuje ke svému průběhu kyslík. Z fyzikálního hlediska se jedná o naprosto odlišný proces. Díky své fyzikální podstatě jaderné štěpení neprodukuje žádné emise CO_2 nebo sloučenin, které produkují spalovací elektrárny. Dalším rozdílem je energetická hustota paliva. Energetická hustota jaderných paliv je zhruba o 5 řádů vyšší. Pro porovnání uhelná elektrárna produkující 1000 MW(e) za rok spotřebuje cca 3 miliony tun uhlí, kdežto JE pouze 30 tun jaderného paliva. Vysoká energetická hustota paliva sebou tak nese výrazně nižší nároky na zásobovací logistiku. Nevýhodou je ale vznik radioaktivních látek a nutnost ukládání radioaktivního odpadu. [1] [2]

Tepelná energie generována uvnitř tzv. aktivní zóny v centru jaderného reaktoru je dále chladičem distribuována do dalších částí elektrárny. Tepelná energie může být využita přímo například v průmyslu, nebo může být transformována na mechanickou práci turbíny. Tuto mechanickou práci lze využívat přímo k pohonu jednotlivých zařízení elektrárny např. kompresorů a čerpadel, nebo ji přetvářet za pomoci elektrického generátoru na elektrickou energii. [1] [2]

JE bývá tvořena jedním nebo dvěma hlavními okruhy a dalšími pomocnými okruhy, jejichž počet je individuální a závisí na konkrétním typu jaderné elektrárny. Mezi pomocné okruhy patří například okruh palivového hospodářství, okruh hospodaření napájecí vody, okruh chlazení kondenzátorů, okruh hospodářství chladiva a další. Pro zabezpečení dostatečné jaderné bezpečnosti jaderné elektrárny mohou být zkonstruovány také bezpečnostní okruhy, které například zajišťují dochlazení aktivní zóny v případě havárie. [2]

První tzv. primární okruh (dále jen PO) zahrnuje jaderný reaktor. Hlavním úkolem PO je odvod tepla z aktivní zóny reaktoru. Součástí primárního okruhu jsou také čerpadla nebo kompresory, díky kterým je chladivo uvedeno do požadovaného stavu a následně je nuceno cirkulovat celým oběhem. Teplo z aktivní zóny může být předáno do dalších okruhů pomocí tepelných výměníků, nebo může být přetvořeno na mechanickou práci na turbíně. Chladivo uvnitř PO bývá velmi silně radioaktivní. Pro dodržení jaderné bezpečnosti musí být zajištěna dokonalá těsnost a radiační odstínění systému. Díky tomuto se často uplatňuje rozdělení elektrárny do dvou separátních okruhů. [1] [2]

Druhým tzv. sekundárním okruhem (dále jen SO) slouží výhradně k přeměně tepla na elektrickou energii. SO proudí neaktivní pára nebo jiné plynné médium, jako například dusík, helium a jiné. Teplo z PO je do SO předáváno v tepelných výměnících, nebo v generátorech páry. Dalšími zařízeními SO je turbína, elektrický generátor a další potřebná zařízení jako jsou chladiče, kondenzátory, čerpadla atd. [1] [2]

1.2 Definice Jaderného reaktoru

Jaderný reaktor je zařízení umožňující přeměňovat jadernou energii paliva na tepelnou energii chladiva. Aby bylo možné jaderné palivo štěpit, musí být uspořádáno v aktivní zónu. Pro zajištění kontroly a bezpečného chodu musí docházet k odvodu tepla z aktivní zóny. U převážné většiny jaderných reaktorů je také nutné zajistit zpomalení rychlých neutronů tzv. moderaci. [1]

Z praktického hlediska je však jaderný reaktor představuje pro tepelný oběh jaderné elektrárny pouze zdroj tepelné energie.

1.3 Typy jaderných reaktorů

Nejčastějším rozdělovacím kritériem dělení jaderných reaktorů je použití reaktoru. Mezi konkrétní možnosti využití spadá například využití pro školní a výzkumné účely, pro pohon lodí a ponorek, pro výrobu nových štěpných materiálů (tyto reaktory jsou známé také jako Breeder reaktory), pro produkci elektrické energie a pro mnoho dalších jiných využití. Další možnosti rozdělení jsou dle konstrukce, typu využívaného paliva nebo chladícího média.

Nejpoužívanějším typem jaderného reaktoru je lehkovodní tlakový reaktor jinak zvaný také tlakovodní (Pressurized Light-Water Moderated and Cooled Reactor, PWR). PWR představuje téměř 75 % z celkového počtu 412 operujících jaderných reaktorů v roce 2023, viz. Tab. 2. Dalšími velmi populárními reaktory jsou varné reaktory (Boiling Light-Water Reactor, BWR) a tlakové těžkovodní reaktory (Pressurized Heavy-Water Moderated and Cooled Reactor, PHWR). Mezi další konstrukce pak patří plynem chlazené, grafitem moderované reaktory (Gas Cooled, Graphite Moderated Reactor, GCR), vysokoteplotní plynem chlazené reaktory (High Temperature Gas Cooled Reactor, HTGR), lehkovodní grafitem moderované reaktory (Light-Water Cooled, Graphite Moderated Reactor, LWGR) a rychle množivé reaktory (Fast Breeder Reactor, FBR). [22]

Souhrn provozovaných jaderných reaktorů

Název	Zkratka	Počet operujících reaktorů
Tlakovodní reaktor	PWR	303
Varný reaktor	BWR	41
Plynem chlazený reaktor	GCR	8
Vysokoteplotní plynem chlazený reaktor	HTGR	1
Lehkovodní grafitem moderovaný reaktor	LWGR	11
Tlakový těžkovodní reaktor	PHWR	46
Rychlý množivý reaktor	FBR	2

Tab. 2 Souhrn provozovaných typů jaderných reaktorů [22]

1.4 Stručný popis základních typů jaderných reaktorů

1.4.1 Tlakovodní reaktor, PWR

PWR je nejrozšířenější typ jaderného reaktoru. PWR vznikly jako stacionární varianta dříve používaných reaktorů pro pohon ponorek a lodí. Hlavním rysem PWR je, že voda v primárním okruhu je udržována pod vysokým tlakem až 16 MPa. Vysoký tlak zabraňuje varu přesto, že teplota vody dosahuje až 320 °C [2]. Voda ohřátá v jaderném reaktoru se v parogenerátorech používá k ohřevu vody v sekundárním okruhu, která se zde přemění na přehřátou páru. Pára následně proudí přes turbínu, ve které je její energie přeměněna na mechanickou práci. PWR se mají díky fyzikálním vlastnostem vody výborné samoregulační schopnosti. Zvyšováním teploty vody se snižuje její schopnost moderace a tím se štěpná reakce zpomaluje. Hlavní nevýhodou PWR je složitější konstrukce díky nutnosti dvou oddělených oběhů, což sebou nese vyšší počáteční a provozní náklady. [1] [2] [6]

1.4.2 Varný reaktory, BWR

Hlavní odlišností BWR od PWR je způsob generace páry. Pára je zde generována přímo v aktivní zóně reaktoru, ze které je vedena do turbíny. Díky absenci sekundárního okruhu, je tepelné schéma elektrárny využívající BWR výrazně jednodušší. V systému však musí být separátor páry, který zajistí suchost páry před vstupem do turbíny nižší než 0,1 %. Pro správné fungování celého systému je nutná velmi vysoká čistota vody. Nevýhody BWR jsou zejména bezpečnostní. Chladivo procházející aktivní zónou se stává silně radioaktivním. Navzdory těmto nevýhodám se stále jedná o jedny z nejrozšířenějších typů jaderných reaktorů ve světě. [1] [2] [7]

1.4.3 Těžkovodní reaktory, PHWR

Jak již název těchto reaktorů napovídá, jedná se o reaktory využívající těžkou vodu jako chladivo. Mezi nejznámější těžkovodní reaktory patří kanadské reaktory s obchodním označením CANDU (Canada Deuterium Uranium). Díky unikátním fyzikálním vlastnostem těžké vody, je možné v PHWR štěpit přírodní uran bez nutnosti dalšího obohacení. Schéma elektrárny využívající PHWR je pak velmi podobné jako u PWR. Vysoká efektivita a schopnost těchto reaktorů využívat nízké obohacení paliva přispívá k rostoucí popularitě tohoto reaktoru v globálním měřítku. Hlavní nevýhodou této konstrukce je velmi vysoká cena těžké vody. [1] [2] [8]

1.4.4 Lehkovodní grafitem moderované reaktory, LWGR

Kombinace grafitového moderátoru a lehké vody se vyvíjela zejména v bývalém Sovětském Svazu. Jednalo se o koncept vycházející z víceúčelových reaktorů, jejichž sekundárním produktem bylo plutonium. Průmyslově pak bylo nasazené varné provedení reaktoru pojmenované RBMK (z ruského Reaktor Bolšoj Mošnosti Kanalnyj). RBMK zahrnují pouze primární okruh, pára vzniklá v tlakových kanálech tak musí proudit do separátoru páry obdobně jako v BWR. Reaktory RBMK můžeme nechvalně znát díky jaderné havárii z roku 1986 v Černobylské elektrárně. V současné době, již nedochází k výstavbě nových LWGR reaktorů. [2] [3]

1.4.5 Plynem chlazené reaktory, GCR

GCR představují skupinu reaktorů, jejichž chladivem je v současnosti nejčastěji helium, oxid uhličitý, nebo dusík. V prvních koncepcích plynem chlazených reaktorů byl plynným médiem kyslíčník uhličitý, nebo také vzduch. Výstavba nových GCR byla začátkem 70. let minulého století zastavena zejména pro neschopnost ekonomické konkurence s jinými typy reaktorů. Díky špatné bilanci neutronů, musela aktivní zóna dosahovat velkých rozměrů (průměru okolo 14 m a výšky 8 m). Koncept plynného chladícího média však nebyl zcela zatracen a našel uplatnění ve vysokoteplotních reaktorech, které jsou podrobněji popsány v kapitole 1.5. [2] [3]

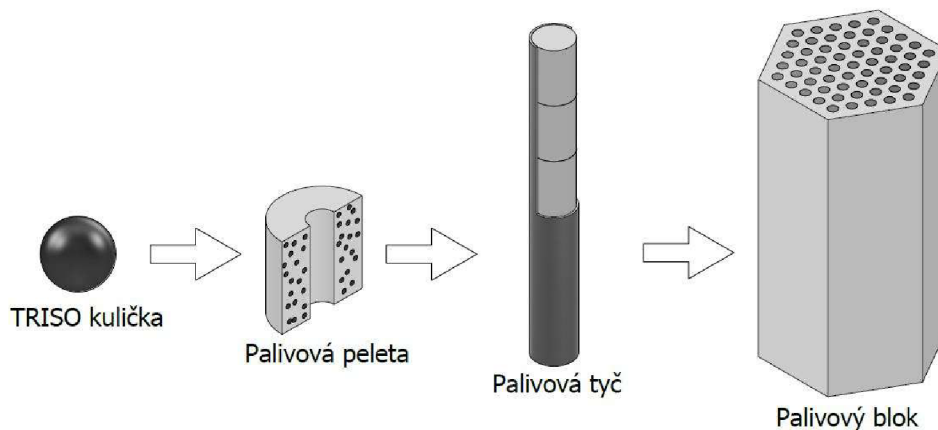
1.4.6 Rychlé množivé reaktory, FBR

Jedná se o typ reaktoru, ve kterém dochází primárně ke štěpení za pomoci rychlých neutronů. Díky tomu, tento typ reaktoru nevyžaduje přítomnost moderátoru. FBR se využívají zejména jako množivé reaktory. Tyto reaktory jako palivo využívají směs vysoce obohaceného uranu a plutonia. Množství produkovaného štěpného materiálu může být větší než množství materiálu štěpeného. Tento proces se nazývá rozšířenou produkcí paliva, což je hlavní přednost FBR. [2] [3]

1.5 Vysokoteplotní reaktory, HTGR

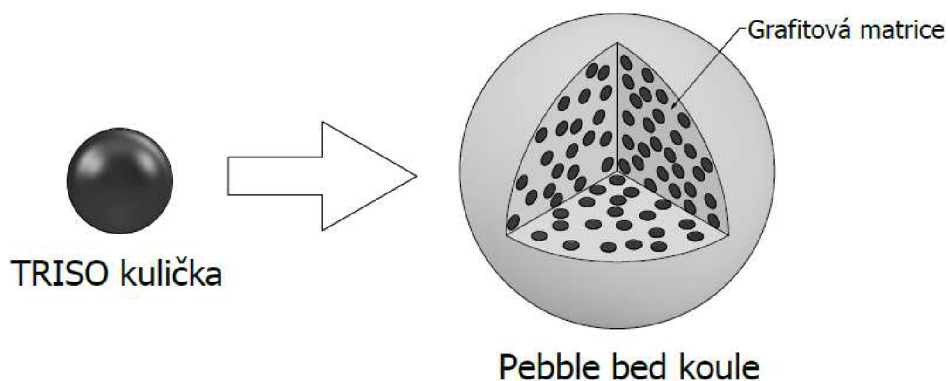
Koncept vysokoteplotních reaktorů HTGR se vyvinul z GCR. Jak již jejich název napovídá, HTGR se vyznačují výrazně vyššími provozními teplotami. Díky teplotám dosahujícím 950 °C, bylo nutné původní chladivo kyslíčnick uhličitý nahradit jiným chladivem. První koncepty využívali jako chladivo vzduch, postupným vývojem se ukázalo jako vhodné chladivo tepelně stabilní, chemicky inertní helium. [2] [3]

Vysoké teploty sebou přinesly také mnoho konstrukčních výzev. Jednou z největších byla nutná změna konstrukce paliva. Palivové články tak byly postupně upravovány až do dvou v současné době používaných konstrukcí. Jednou z konstrukcí jsou hexagonální palivové bloky viz. Obr. 1, které jsou následně uspořádány v aktivní zónu. [2] [3]



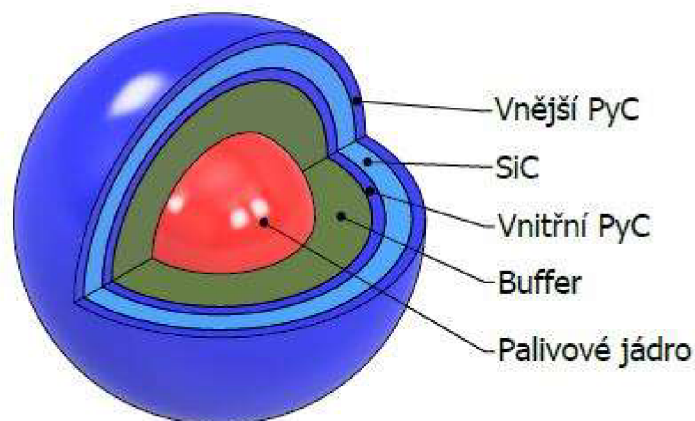
Obr. 1 Sestava palivového bloku s TRISO palivem

Druhou konstrukcí jsou tzv. Pebble bed koule. Tyto koule jsou také tvořeny TRISO palivovými elementy, tentokrát však umístěnými uvnitř grafitové matrice viz. Obr. 2. Reaktory využívající Pebble bed palivo jsou pak unikátní tím, že palivo uvnitř nich není uspořádáno v typickou aktivní zónu. Palivové koule kontinuálně prochází skrze reaktor, mohou tak být vyměňovány za provozu, bez nutnosti odstávky reaktoru. [2] [3]



Obr. 2 Pebble bed koule

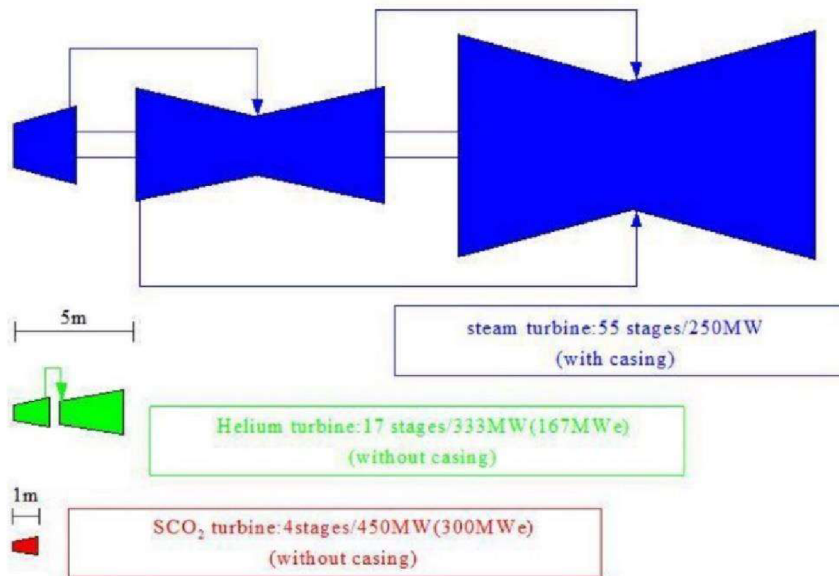
Jak je vidět na Obr. 1 a 2, oba druhy paliva jsou tvořeny velkým množstvím malých TRISO palivových elementů. Díky tomu obě palivové konstrukce vynikají svojí tepelnou odolností. TRISO palivový element viz. Obr.3, je tvořen palivovým jádrem ze štěpného materiálu, bufferem a dalšími obalovými vrstvami tvořenými z pyrolytického grafitu (PyC) a karbidu křemíku (SiC). Buffer uvnitř TRISO elementu slouží k pohlcování produktů štěpné reakce a jako ochrana dalších vrstev před radiačním poškozením. [2] [3]



HTGR se vyznačují možností extrémní vyhoření paliva. Díky vysokým neutronovým tokům, mohou HTGR také využívat jako palivo přírodní uran. HTGR také představuje typ reaktoru, který je vhodný pro použití thoria, jakožto štěpného materiálu. [2]

HTGR dosahují celkové účinnosti tepelného oběhu přes 40 %, což je významné zlepšení oproti tradičním reaktorům, které dosahují zhruba 30 %. Kromě vyšší účinnosti se HTGR vyznačují také větší flexibilitou v aplikacích. Mimo produkci tepla pro výrobu elektrické energie, je možné HTGR využít jako zdroj tepelné energie v průmyslových závodech. Konkrétními odvětvími s potenciálem využívat tuto energii jsou například závody na zpracování hliníku a oceli. Další oblastí možného využití jsou chemické závody na zpracování uhlí a ropy, nebo na výrobu vodíku a syntetických paliv. [2]

Okruh jaderné elektrárny využívající HTGR, pracuje na principu Ericsson-Braytonova oběhu. Plyné pracovní médium může procházet přes plynovou turbínu, která může být součástí primárního okruhu, to však není pravidlem. Některé elektrárny si stále udržují sekundární okruh s vodou a vodní párou, nebo plynými médii jako je oxid uhličitý, dusík nebo helium. Výhodou plyných médií i v sekundárním okruhu je fakt, že plynové turbíny jsou v porovnání s parní turbínou výrazně menší viz. Obr. 4 [2] [4]



Obr. 4 Porovnání velikosti parní, heliové a CO₂ turbín[5]

S heliem jako chladivem jsou ale spjaté také určité nevýhody. Mezi ty největší patří konstrukční náročnost. Díky velikosti molekuly helia je obtížné zajistit dokonalou těsnost systému. Další nevýhodou je pak jeho vysoká pořizovací cena.

1.6 Malé modulární reaktory (Small modular reactors, SMR)

Malé modulární reaktory, jsou IAEA definovány jako reaktory o výkonu do 300MW(e). Z historického hlediska začal koncept malých modulárních jaderných reaktorů vznikat už v době prvních jaderných reaktorů, s prvními historickými zmínkami z padesátých let 20. století. Již v této době našly modulární reaktory uplatnění v armádním využití u válečných ponorek, lodí a ledoborců. Ke konci padesátých let se americká armáda pokoušela o vývoj reaktoru, který bude možné převést na potřebné místo za pomoci lodí, nebo vlaku a jednoduše ho připojit do elektrické sítě. [4]

SMR konstrukčně vychází z velkých jaderných reaktorů. Jedná se o stejná konstrukční provedení, která byla upravena tak, aby mohla být prefabrikována. Cílem je pak na místo určení dovést jeden, nebo více bloků (modulů), které se pouze ustanoví na místo určení a zapojí se do elektrické sítě. V budoucnosti se od tohoto konceptu očekává také snížení nákladů na výstavbu. [4]

Díky nižším tepelným výkonům, zde lze jednodušeji realizovat prvky pasivní bezpečnosti, které minimalizují nebezpečí jaderné havárie. Další výhodou SMR je také možnost jejich umístění pod zem, díky čemuž jsou chráněny před útoky, nebo před povětrnostními podmínkami. Jedná se tzv. ochranu polohou. [3]

Možné oblasti využití SMR jsou například v odlehlých místech, na kterých by bylo vystavení velkých jaderných bloků obtížné. Vysokopotenciální teplo z SMR lze také využívat v průmyslu, nebo také jako zdroj tepelné energie pro teplárství jako je tomu například v Českém projektu Teplátor.

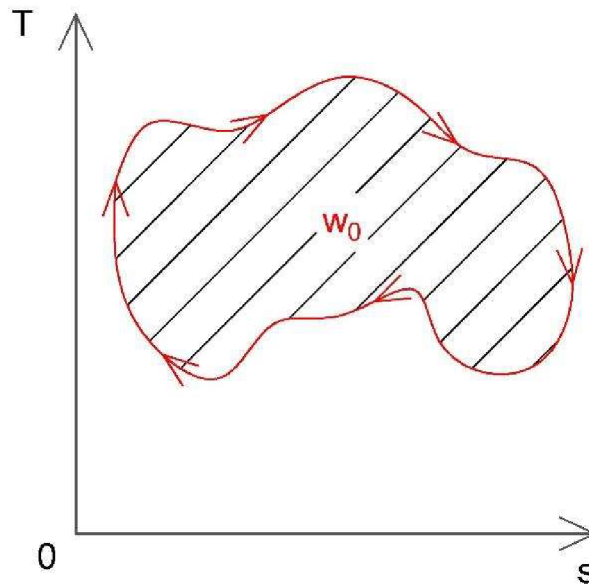
V současné době existuje více než 40 SMR koncepcí. Různé koncepce se od sebe liší konstrukcí, tedy provedením reaktoru, nebo místem použití. Na rozdíl od velkých jaderných bloků je SMR možné provozovat také na vodě. Zeměmi, které zkoumají SMR alespoň jako výzkumné, nebo koncepční reaktory jsou: Čína, Kanada, USA, Francie, Japonsko, Rusko nebo také Česká republika. Vybrané koncepce viz. Tab. 3

Typ	Název koncepce	Výkon (MW(e))	Země	Stav projektu
BWR	BWRX-300	270-290	USA a Japonsko	Detailní design
	KARAT-100	100	Ruská federace	Koncepční design
	VK-300	250	Ruská federace	Detailní design
PWR	RUTA-70	70	Ruská federace	Koncepční design
	CAP200	200	Čína	Koncepční design
	RITM-200	2 x 53	Ruská federace	Ve vývoji
PHWR	CANDU SMR	300	Kanada	Koncepční design
HWR	TEPLATOR	150	Česká republika	Koncepční design
HTGR	HTR-PM	210	Čína	V provozu
	GTHT300	100-300	Japonsko	Basic design
	JIMMY	10-20	Francie	Detailní design

Tab. 3 Přehled konceptů SMR [4]

1.7 Tepelné oběhy

Tepelný oběh představuje uspořádaný soubor několika po sobě jdoucích dějů tak, že se po jejich průběhu pracovní látka vrátí jinou cestou do svého původního stavu viz. Obr. 5. Z praktického hlediska nám tepelné oběhy popisují přeměnu tepelné energie na mechanickou práci. Tepelné oběhy se rozdělují na přímé a obrácené. [9]



Obr. 5 Přímý obecný oběh v T-s diagramu

Přímé tepelné oběhy probíhají v T-s diagramu po směru hodinových ručiček a práce w_0 je v nich získávána. Vykonaná práce je menší nebo rovna rozdílu mezi množstvím tepla dodaného q_{dod} a tepla odvedeného q_{odv} z oběhu (1). Účinnost oběhu η se pak obecně vypočítá jako podíl vykonané práce w_0 a dodaného tepla q_{dod} (2). Účinnost se pohybuje v intervalu $\langle 0,1 \rangle$. [9][10]

$$w_0 \leq \oint dw \leq q_{dod} - |q_{odv}| \quad (1)$$

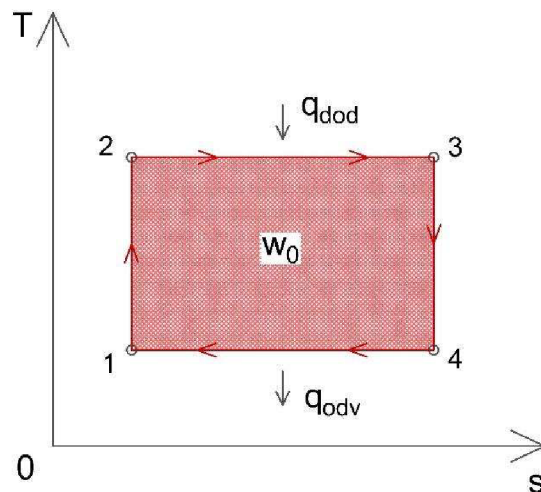
$$\eta = \frac{w_0}{q_{dod}} = \frac{q_{dod} - |q_{odv}|}{q_{dod}} < 1 \quad (2)$$

Obrácené tepelné oběhy probíhají v T-s diagramu proti směru hodinových ručiček. Využívají se k popisu tepelných pracovních zařízení, které práci spotřebovávají. Jedná se například o kompresorová chladicí zařízení, nebo tepelná čerpadla. [9]

Existuje několik základních ideálních tepelných oběhů. Každý z těchto ideálních oběhů je vhodný pro jinou aplikaci. Nejjednodušším oběhem je Carnotův oběh, který slouží jako oběh porovnávací. Carnotův oběh je popsán v kapitole 1.7.1. Dále existuje například Ottův oběh, který je vhodný pro popis zážehového motoru. Dieselův oběh vhodný pro popis vznětového motoru. Rankine-Clausiov oběh, který se využívá k popisu parních oběhů s úplnou kondenzací média. Ericsson-Braytonův oběh, který se využívá k popisu plyných oběhů. Pro tuto práci je zvláště významný Ericsson-Braytonův oběh, proto bude podrobněji popsán v kapitole 1.7.2. [9]

1.7.1 Carnotův oběh

Carnotův oběh je teoretický oběh, sloužící zejména jako porovnávací oběh. Jedná se o oběh s nejvyšší možnou účinností, které lze při daných teplotách dosáhnout. [9]



Obr. 6 Přímý Carnotův oběh v T-s diagramu

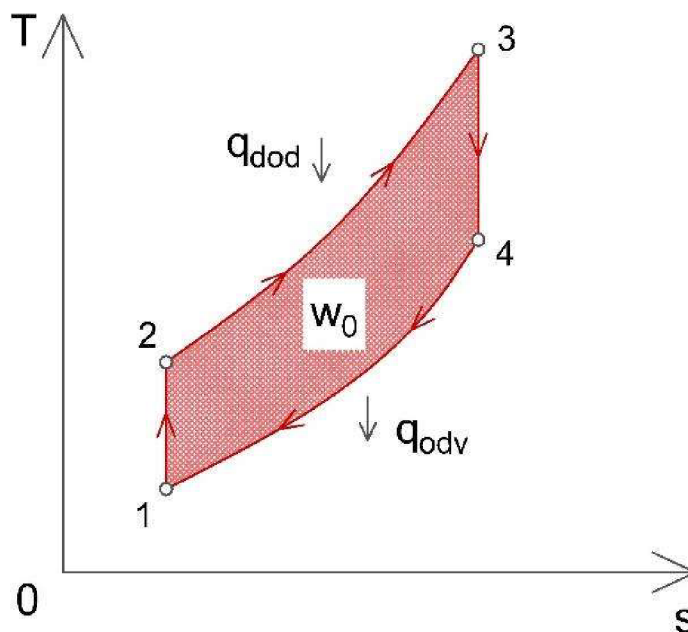
Carnotův oběh viz. Obr. 6 se skládá ze dvou izoterm a dvou izoentrop. V Oblasti mezi body 1 a 2 probíhá izoentropická vratná komprese, během které je nutné do oběhu práci dodávat. Následuje izotermická expanze mezi body 2 a 3, během které je pracovnímu mediu dodáváno teplo z externího zdroje. Mezi body 3 a 4 probíhá izoentropická expanze, během které je v oběhu získávána mechanická práce. Oběh je pak uzavřen izotermickou kompresí mezi body 4 a 1. [9]

Účinnost Carnotova oběhu η se vypočítá jako podíl vykonané měrné práce w_o a dodaného měrného tepla q_{dod} (3). [9]

$$\eta = \frac{w_o}{q_{dod}} = \frac{q_{dod} - |q_{odv}|}{q_{dod}} = \frac{T_3(s_4 - s_3) - T_1(s_1 - s_2)}{T_3(s_4 - s_3)} = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} < 1 \quad (3)$$

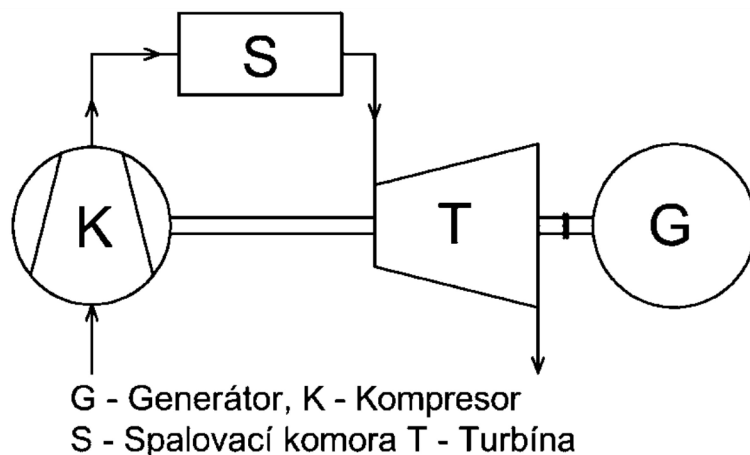
1.7.2 Ericsson-Braytonův oběh

Ericsson-Braytonův dále jen EB oběh je v ideální, teoretické podobě úplně izolovaný a bezztrátový oběh. V reálném oběhu, který bude dále popsán v kapitole 1.7.3, však dochází k tepelným a tlakovým ztrátám. EB oběh jako pracovní médium využívá plyn a k přeměně tepelné energie na mechanickou práci využívá plynovou turbínu. Oběh se skládá ze dvou izobarických a dvou adiabatických změn stavu, viz. Obr. 7. EB oběh pak může být realizován jako otevřený nebo uzavřený. [9][11]



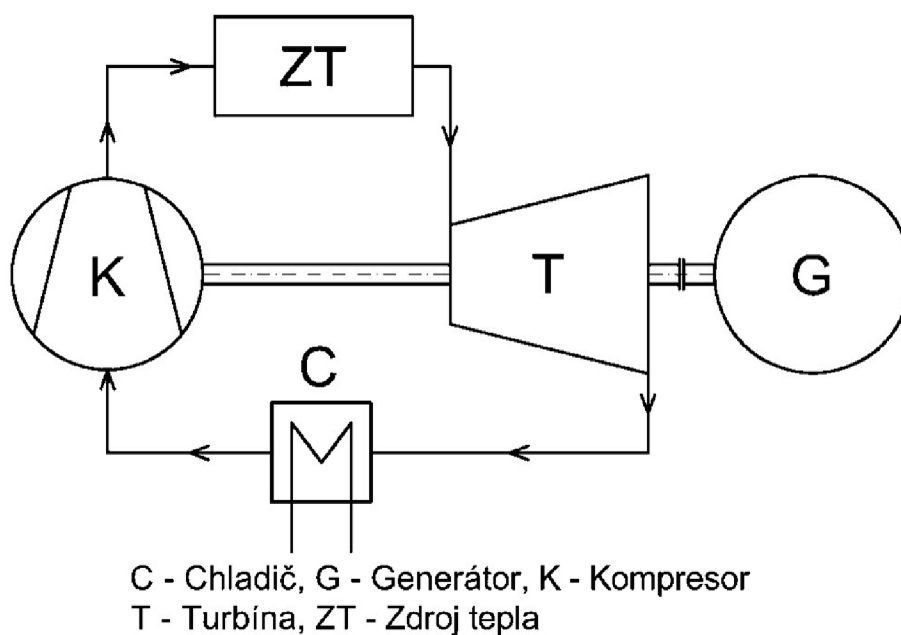
Obr. 7 EB oběh v T-s diagramu

Otevřený EB oběh, viz. Obr. 8 využívá jako pracovní médium výhradně vzduch. Kompresorem nasávaný vzduch z atmosféry mezi body 1 a 2 je adiabaticky stlačen na požadovaný tlak. Během komprese je nutné systému dodávat mechanickou práci. Stlačený vzduch pokračuje do spalovací komory, kde dochází ke spalování hořlavé směsi a generování tepelné energie. Mezi body 2 a 3 tak izobaricky narůstá teplota. Spaliny produkované ve spalovací komoře pokračují přes turbínu, ve které adiabaticky expandují. Během expanze mezi body 3 a 4 dochází k získávání mechanické práce. Mechanická práce generovaná turbínou se často používá mimo pohonu generátoru, také přímo k pohonu kompresoru. Spaliny z turbíny jsou vypouštěny zpět do okolního prostředí. [9][11]



Obr. 8 Otevřený EB oběh

Uzavřený EB oběh, viz. Obr. 9 pracuje s plyným pracovním médiem, kterým bývá oxid uhličitý, helium, dusík, nebo vzduch. Průběh oběhu je obdobný jako v případě otevřeného EB oběhu. Mezi body 1 a 2 se díky dodávané práci adiabaticky stlačuje pracovní médium na požadovaný tlak. Mezi body 2 a 3 však médium neprochází spalovací komorou, ale přes zdroj tepla, kde se médium izobaricky ohřívá. Zdrojem tepla může být tepelný výměník, do kterého je teplo přivedeno z jiného zdroje, nebo například jaderný reaktor. Po ohřátí médium adiabaticky expanduje v turbíně mezi body 3 a 4. Po výstupu z turbíny však není médium uvolněno do atmosféry, ale prochází přes chladicí výměník mezi body 4 a 1. Při průchodu přes chladicí výměník je médium uvedeno do původního stavu, kterého dosahovalo v bodě 1. [9] [11]



Obr. 9 Uzavřený EB oběh

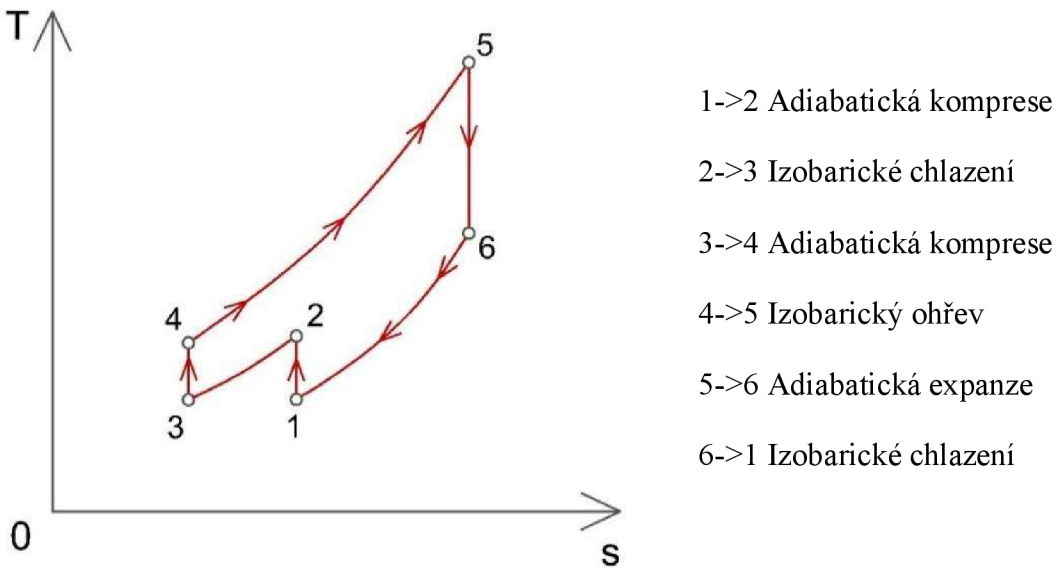
Účinnost ideálního EB oběhu závisí na tepelném rozdílu mezi body 3 a 4. Účinnost EB oběhu η (5) lze vypočítat jako podíl vykonané měrné práce w_o (4) a dodaného měrného tepla q_{dod} . [12]

$$w_o = q_{dod} - |q_{odv}| = c_p(T_3 - T_2) - c_p(T_4 - T_1) \quad (4)$$

$$\eta = \frac{w_o}{q_{dod}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} \quad (5)$$

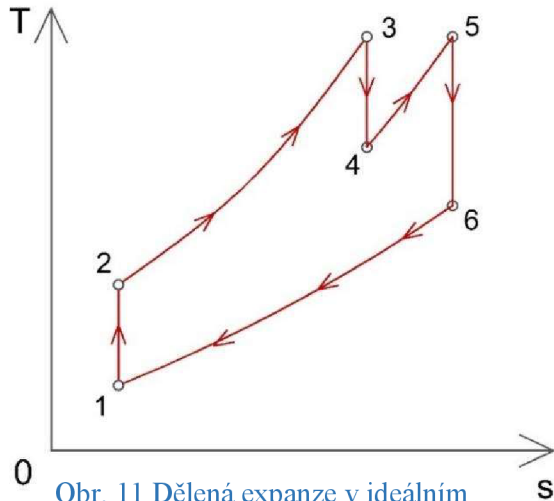
Účinnost v Braytonově oběhu lze zvýšit nejen zvýšením teplotního rozdílu, ale také přidáním dělené expanze, dělené komprese s mezichlazením nebo regenerací tepla. V praxi se pak často využívá kombinace těchto procesů. [11]

Dělená komprese s mezichlazením je proces, při kterém nedochází k dosažení požadovaného tlaku v jednom kompresním ději. Rozložením komprese do dvou nebo více kompresí s aplikací mezichlazení je možné ušetřit energii potřebnou pro kompresi media. Oběh s dělenou kompresí se poté skládá z minimálně šesti kroků, viz. Obr. 10. Pozitivní vliv dělené komprese lze však pozorovat až u velkých teplotních rozdílů mezi minimální a maximální teplotou v oběhu. [11]



Obr. 10 Dělené komprese v ideálním EB oběhu v T-s diagramu

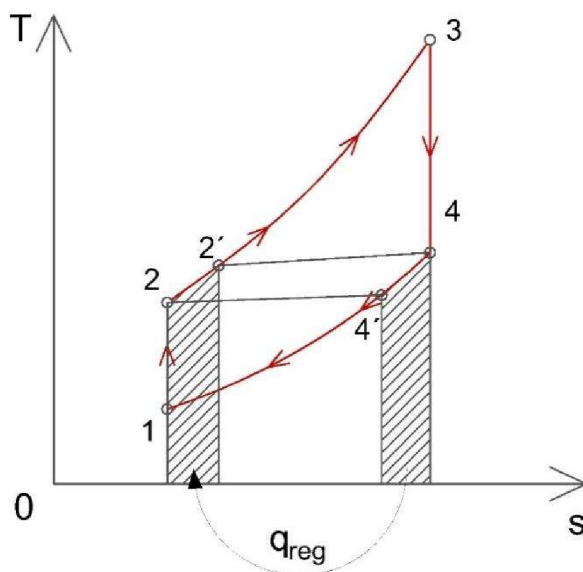
Dělená expanze je proces, při němž je plyn po průchodu prvním stupněm plynové turbíny znovu ohříván v tepelném výměníku. Snahou je ohřát medium na teplotu blízkou teplotě na vstupu do prvního stupně turbíny. U vysokoteplotních reaktorů je tento proces technicky náročný a bez rekuperace tepla nepřináší výrazné zvýšení účinnosti. [11]



- 1->2 Adiabatická komprese
- 2->3 Izobarický ohřev
- 3->4 Adiabatická expanze
- 4->5 Izobarický ohřev
- 5->6 Adiabatická expanze
- 6->1 Izobarické chlazení

Obr. 11 Dělená expanze v ideálním EB oběhu v T-s diagramu

Regenerace tepla je proces, který umožňuje využít část tepla, které zbylo v médiu po expanzi na turbíně. Zbytkové teplo se v rekuperačním výměníku předá mediu na výstupu z kompresoru. Díky tomu se sníží množství potřebného tepla q_{dod} dodávaného z externího zdroje. Aby bylo možné regeneraci fyzikálně realizovat, je nutné zajistit tepelný spád. Teplota T_4 musí být vyšší než T_2 , a teplota T_4' musí být vyšší než T_2 . Díky tepelnému spádu nelze předat veškeré zbytkové teplo. Množství regenerovaného tepla q_{reg} viz. Obr. 12. [12]

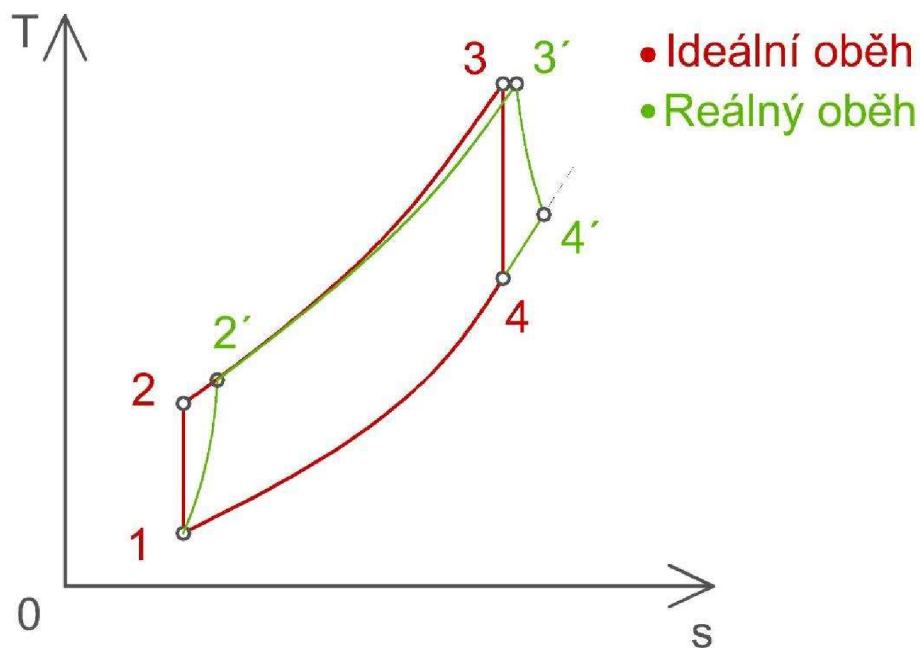


- 1->2 Adiabatická komprese
- 2->2'->3 Izobarický ohřev
- 3->4 Adiabatická expanze
- 4->4'->1 Izobarické chlazení

Obr. 12 Tepelná regenerace v ideálním EB oběhu v T-s diagramu

1.7.3 Reálný Ericsson-Braytonův oběh

Pro výpočet reálného EB oběhu je nutné do výpočtu zahrnout také ztráty. Zjištění reálných ztrát je v praxi možné pouze experimentálně a jedná se o samostatnou vědní disciplínu. Je ale možné určit předpokládané ztráty, které se dají sloučit do celkových ztrát, ze kterých lze následně určit tzv. celkovou účinnost. Ztráty se pak projevují zejména na získané a dodávané práci. Vliv ztrát lze jednoduše ukázat také v T-s diagramu, viz. Obr. 13. V T-s diagramu můžeme pozorovat nárůst teploty na výstupu z kompresoru a tím posun bodu 2. Vlivem tlakových ztrát můžeme pozorovat posun bodu 3. Díky ztrátám na turbíně můžeme pozorovat nedokonalou transformaci tepelné energie na mechanickou práci, díky čemuž je teplota na výstupu z turbíny v bodě 4 vyšší.



Obr. 13 Porovnání ideálního a reálného EP oběhu

Teplota za kompresorem T_2 , se vypočítá ze známých teoretických hodnot teploty T_1 a T_2 a známé celkové účinnosti kompresoru η_k dle vztahu (6). [13]

$$T_{2'} = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\eta_k} \quad (6)$$

Teplota na výstupu z turbíny T_4 , se vypočítá ze známých teoretických hodnot teploty T_3 a T_4 a známé celkové účinnosti turbíny η_t dle vztahu (7). [13]

$$T_{4'} = T_3 - \eta_t(T_3 - T_4) \quad (7)$$

2 Praktická část

Cílem této práce je koncepční návrh tepelného oběhu pro malý modulární reaktor chlazený heliem. Během výpočtu bude učiněno několik zjednodušení. V průběhu celého oběhu jsou uvažovány nulové tlakové ztráty. Dalším předpokladem je dokonalá tepelná izolace systému a nulové ztráty v tepelných výměnících. Pro návrh tepelného oběhu, který bude dále optimalizován, je nutné stanovit parametry výchozího oběhu. Výchozí parametry oběhu budou voleny na základě analýzy současných řešení. Volenými parametry budou maximální a minimální teploty, maximální a minimální tlaky, elektrický výkon a účinnost kompresoru a turbíny.

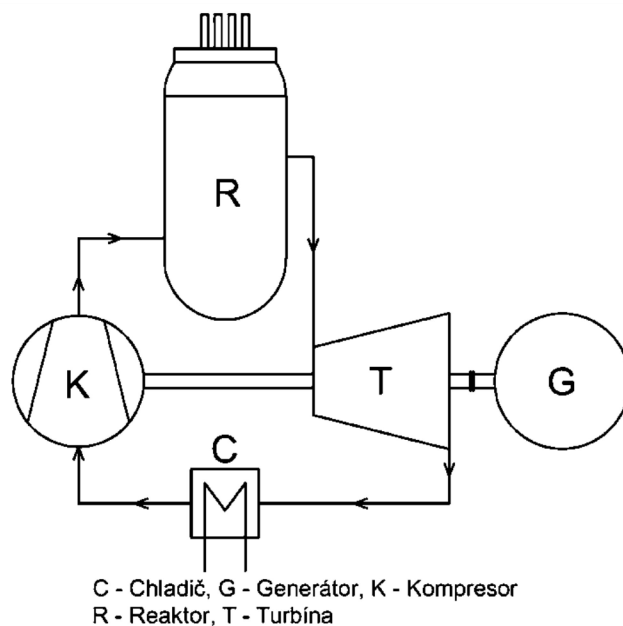
Předpokladem pro místo provozu bude dostatečný přísun chladicí vody. Tepelný oběh pak bude navrhován výhradně pro výrobu elektrické energie.

Výpočty budou prováděny v programovacím jazyce Python s využitím prostředí Spyder. K výpočtu budou využívány knihovny Coolprop [23] pro získávání informací o pracovním médiu, NumPy [24] pro práci s maticemi a Matplotlib [25] pro práci s grafickými výstupy.

2.1 Návrh základního oběhu

Ve výročním SMR bookletu IAEA z roku 2022 [4] jsem dohledal informace, že k roku 2022 bylo představeno 17 konceptů HT SMR. Z představených konceptů pak 3 spadají do kategorie mikro reaktorů, neboť jejich elektrický výkon nepřesahuje 10 MW(e). Analýza konstrukcí oběhů jednotlivých HT SMR ukázala, že 8 ze 17 reaktorů využívá jednookruhové zapojení. Plynová turbína je tedy součástí primárního oběhu.

Ačkoli jednookruhové zapojení využívá necelá polovina oběhů, mnou volené uspořádání bude také jednookruhové, viz Obr. 14 zejména kvůli jeho výrazně jednoduššímu a kompaktnějšímu designu. Jednookruhové uspořádání také eliminuje další možnosti ztrát v tepelných výměnících, ke kterým by v reálném případě docházelo.



Obr. 14 Schéma základního oběhu

Maximální teplota na rozdíl od jiných konstrukcí reaktorů, v případě HTGR není t_{\max} limitována chladivem. Helium se vyznačuje vysokou stabilitou molekul i za vysokých teplot. Limitním faktorem jsou zde použité konstrukční materiály. Analýzou jednookruhových reaktorů jsem zjistil, že teploty na výstupu z reaktorů se pohybují v rozpětí 700 až 950 °C. Výjimku pak tvoří reaktor AHTR-100, který by dle dostupných informací měl dosahovat teploty 1200 °C [16]. Ačkoli je účinnost oběhu přímo spjatá s rozdílem maximální a minimální teploty, tak z konstrukčního hlediska by konstrukce byla velmi náročná. Takto vysokoteplotně odolné materiály přináší výrazné navýšení ceny. Vzhledem k tomu, že jedním z klíčových faktorů při návrhu vhodného tepelného oběhu je také cena, maximální teplotu v oběhu volím 850 °C. Vhodnost této teploty pak také podporuje fakt, že 4 z 8 [4] jednookruhových reaktorů dosahují maximálních teplot v rozmezí 800 až 900 °C.

Minimální teplota v oběhu je limitovaná primárně způsobem chlazení. V této práci předpokládám, že okruh bude chlazen za pomoci okolního prostředí, ať už vzduchem, nebo vodou. Při svých výpočtech budu uvažovat teplotu dostupné vody 20 °C a teplotu vzduchu 35 °C, což je teplota, které dosahuje vzduch v letních měsících i zde, ve střední Evropě. V chladicích výměnících je nutno dodržet tepelný spád, v mém případě budu dodržovat 20 °C. Za minimální dosažitelnou teplotu tak volím 60 °C. Pro porovnání jsem z veřejně dostupných informací dohledal minimální teplotu dvou oběhů. Nalezené teploty jsou pro reaktor GTHTR300 26 °C [14] a pro reaktor GT-MHR 28 °C [15]. Teploty jsou však velmi nízké a dle mého spíše teoretické nebo je k jejich dosažení využito jiných způsobů odvodu tepla.

Maximální tlak je volen obdobně jako nejvyšší teplota. Z hlediska účinnosti je snaha mít tlak co nejvyšší. Analýza současných řešení ukázala, že 9 ze 17 reaktorů pracuje s pracovním tlakem 6 až 7 MPa. Objevují se reaktory, které pracují se 4 MPa, 9 MPa nebo dokonce 13,3 MPa kterého ale dosahuje koncepční reaktor EM². Studováním dalších zdrojů [3] docházím k závěru, že tlak 7 Mpa bude vhodný i pro můj oběh. 7 MPa představuje ideální tlak z hlediska účinnosti, bezpečnosti, konstrukční náročnosti a ceny.

Minimální tlak je nutno volit s ohledem na konstrukční možnosti. Za předpokladu, že můj oběh bude využívat stejnou plynovou turbínu jako oběh reaktoru GTHTR300 bude doporučený kompresní poměr výrobcem 2 [14]. Minimální tlak tedy bude 3,5MPa. Tuto plynovou turbínu jsem zvolil zejména kvůli dostupnosti jejích technických parametrů.

Účinnosti jsou deklarované výrobcem. Účinnosti turbíny poskytnutá výrobcem je 93 % a kompresoru 90,5 % [14]. Analyzoval jsem také účinnost jiné heliové turbíny určené pro 1GW(e) [18]. Účinnost této turbíny dosahuje 91 %. Je nutno brát ale ohled na to, že se jedná o teoretické turbíny. Pro svůj oběh volím $\eta_k = 0,85$ a $\eta_t = 0,87$. Je nutno brát v potaz, že se jedná o teoretické účinnosti. Reálné účinnosti by bylo nutné zjistit empiricky.

Elektrický výkon, kterých většina zkoumaných reaktorů dosahuje se nejčastěji pohybuje mezi 150 a 300 MW(e) [4]. Výjimky pak představují zejména reaktory spadající do kategorie mikro reaktorů. Elektrický výkon volím na základě turbíny s generátorem [14], jenž je dimenzovaná pro generování 280 MW(e). Turbínu s generátorem jsem zvolil zejména na základě velmi podrobných dostupných informací. Je nutno podotknout, že elektrický výkon je jeden z hlavních požadavků zákazníka a jeho volba často není na konstruktérech reaktoru.

Volené parametry základního oběhu

Název veličiny	Značení	Hodnota
Nejnižší teplota cyklu	t_{\min}	60 °C
Maximální teplota cyklu	t_{\max}	850 °C
Minimální tlak cyklu	p_{\min}	3,5 MPa
Maximální tlak cyklu	p_{\max}	7 MPa
Elektrický výkon	P(e)	280 MW
Účinnost kompresoru	η_k	0.85
Účinnost turbíny	η_t	0.87
Účinnost generátoru	η_g	0,97

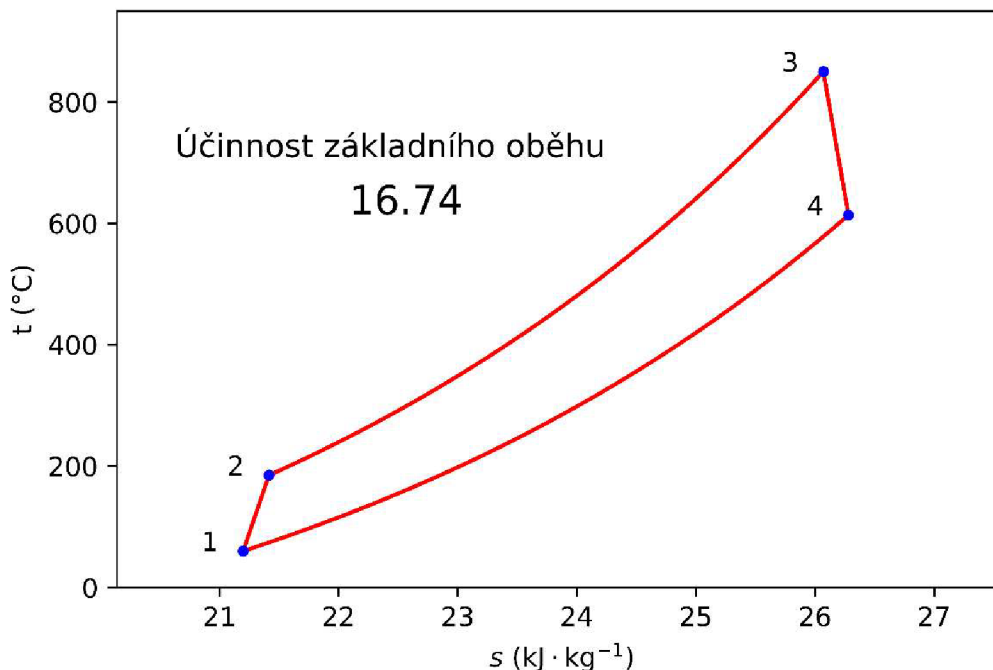
Tab. 4 Tabulka parametrů základního oběhu

2.2 Základní oběh

Aby bylo možné porovnávat vliv optimalizačních kroků na oběh, je nutné si nejdříve určit účinnost základního oběhu. Po zadání vstupních parametrů oběhu do výpočetního skriptu získám průběh oběhu v T-s diagramu, viz Obr. 15. Získáme také hodnotu účinnosti η , která se vypočítá dle vztahu (5), což lze nahradit za rozdíl měrných entalpií h (8).

$$\eta = \frac{q_{dod} - q_{odv}}{q_{dod}} = \frac{q_{23} - q_{41}}{q_{41}} = \frac{(h_3 - h_2) - (h_4 - h_1)}{(h_3 - h_2)} = 16,74 \% \quad (8)$$

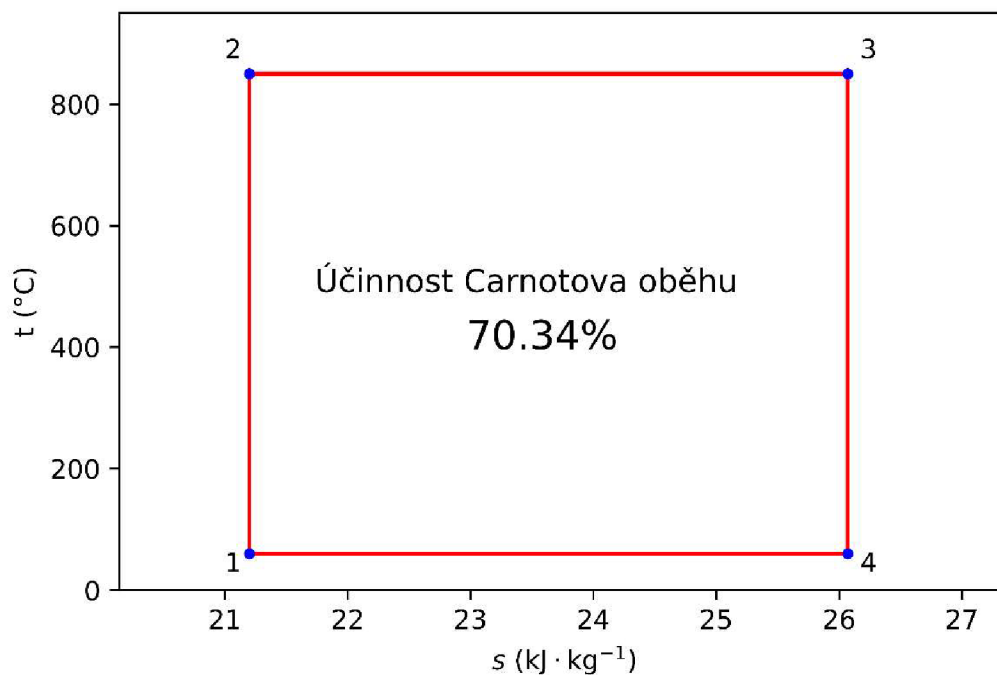
Pro zvýšení účinnosti do oběhu zakomponuji procesy zmíněné v kapitole 1.7.2. Účinnost se pokusím navýšit přidáním tepelné regenerace, dělené komprese a dělené expanze do oběhu.



Obr. 15 Průběh základního oběhu v T-s diagramu

Maximální teoretická, nebo také Carnotova účinnost oběhu při daných parametrech se vypočítá dle vztahu (3) zmíněném v kapitole 1.7.1.

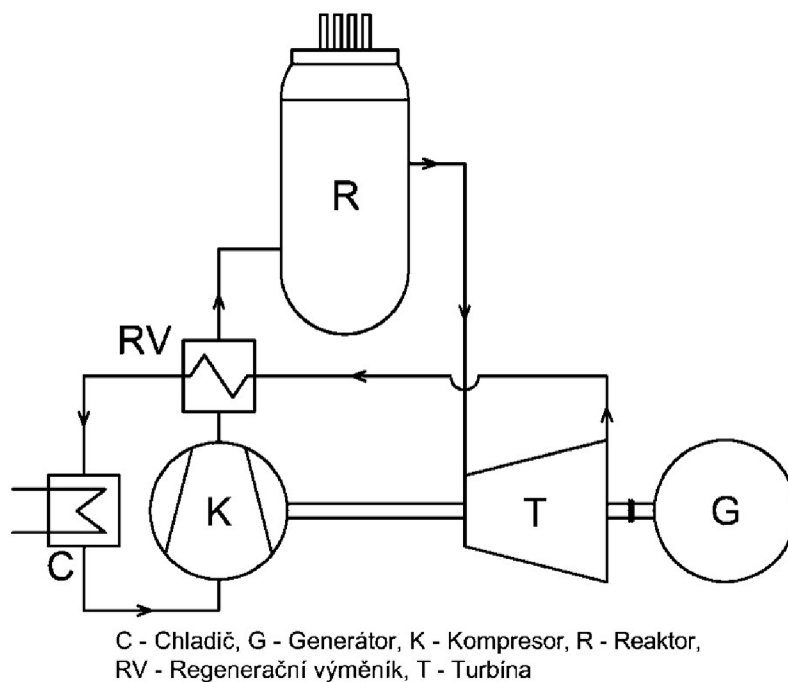
$$\eta = 1 - \frac{T_{min}}{T_{max}} = 1 - \frac{333,15}{1\ 123,15} = 70,33 \% \quad (9)$$



Obr. 16 Průběh Carnotova oběhu s parametry základního oběhu v T-s diagramu

2.3 Oběh s regenerací tepla

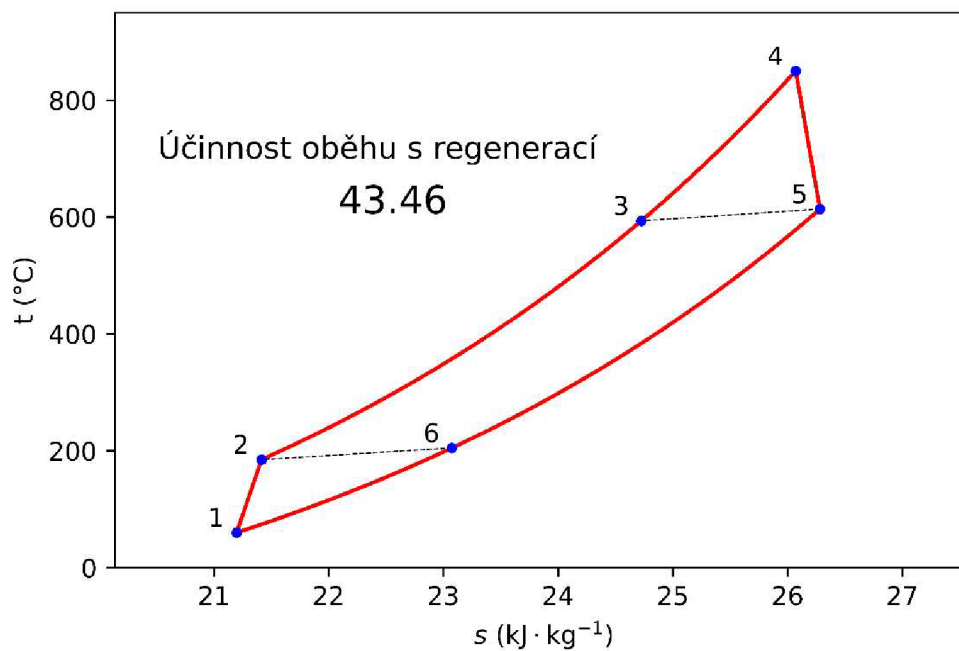
Jako první optimalizační krok zakomponuji do oběhu regeneraci tepla, neboť od něj očekávám největší vliv na účinnost oběhu. Tepelná regenerace je podrobněji popsán v kapitole 1.7.2. Nové uspořádání oběhu viz. Obr. 17.



Obr. 17 Schéma oběhu s regenerací

Výpočet účinnosti se poněkud změní, neboť budeme do oběhu dodávat teplo pouze mezi body 3 a 4. Obdobná situace bude s odváděným teplem, kdy díky regeneraci bude stačit odvést z oběhu teplo mezi body 6 a 1. Účinnost se tedy vypočítá dle vztahu (9). Pro zaručení dostatečně rychlého přenosu tepla v rekuperačním výměníku na pozici 2 v Obr. 17. zde volím tepelný spád 20 °C.

$$\eta = \frac{q_{dod} - q_{odv}}{q_{dod}} = \frac{q_{34} - q_{62}}{q_{34}} = \frac{(h_4 - h_3) - (h_6 - h_1)}{(h_4 - h_3)} = 43,46 \% \quad (9)$$



Obr. 18 Průběh oběhu s regenerací v T-s diagramu

2.4 Oběh s regenerací tepla a dělenou kompresí

Jako druhý optimalizační krok pro navýšení účinnosti volím přidání dělené komprese. Optimální mezitlak p_{mezi} při dělené kompresi je geometrickým průměrem vstupního tlaku, v mém případě p_{min} a koncového tlaku p_{max} , viz. (10).

$$p_{mezi} = \sqrt{p_{min} \cdot p_{max}} \quad (10)$$

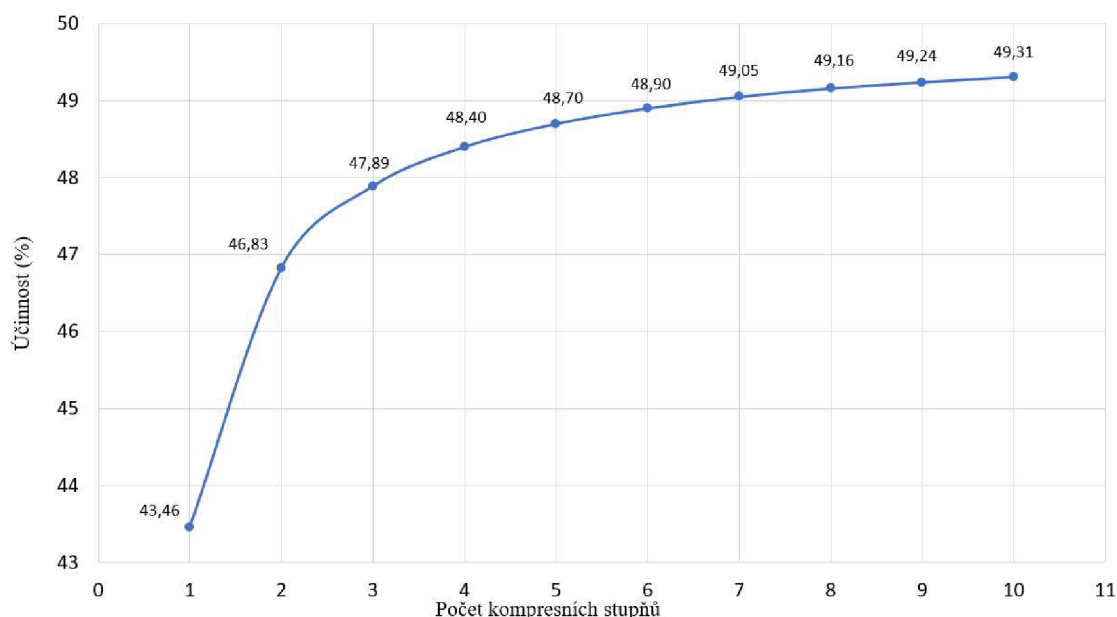
Pomocí matematických úprav pak lze vzorec zobecnit pro vícestupňovou kompresi. V mém případě tlakového poměru 2 výsledný vzorec viz (11), kde i je kompresní stupeň a n je celkový počet kompresních stupňů.

$$p_{mezi\ i} = \sqrt[n]{2^i} \cdot p_{min} \quad (11)$$

Dosažením tlaků jednotlivých tlaků z Tab. 5 do výpočtového skriptu pak získávám závislost účinnosti na počtu kompresních stupňů viz. Obr. 19.

Tlak v kompresním stupni (MPa)	Počet kompresních stupňů									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0 (Vstup)	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5
1	7	4,95	4,41	4,16	4,02	3,93	3,86	3,82	3,78	3,75
2		7	5,56	4,95	4,62	4,41	4,27	4,16	4,08	4,02
3			7	5,89	5,31	4,95	4,71	4,54	4,41	4,31
4				7	6,09	5,56	5,2	4,95	4,76	4,62
5					7	6,24	5,74	5,4	5,14	4,95
6						7	6,34	5,89	5,56	5,31
7							7	6,42	6	5,69
8								7	6,48	6,09
9									7	6,53
10										7
Účinnost (%)	43,46	46,83	47,89	48,40	48,70	48,90	49,05	49,16	49,24	49,31

Tab. 5 Přehled jednotlivých mezitlaků dělených kompresí



Obr. 19 Graf závislosti účinnosti na počtu kompresních stupňů

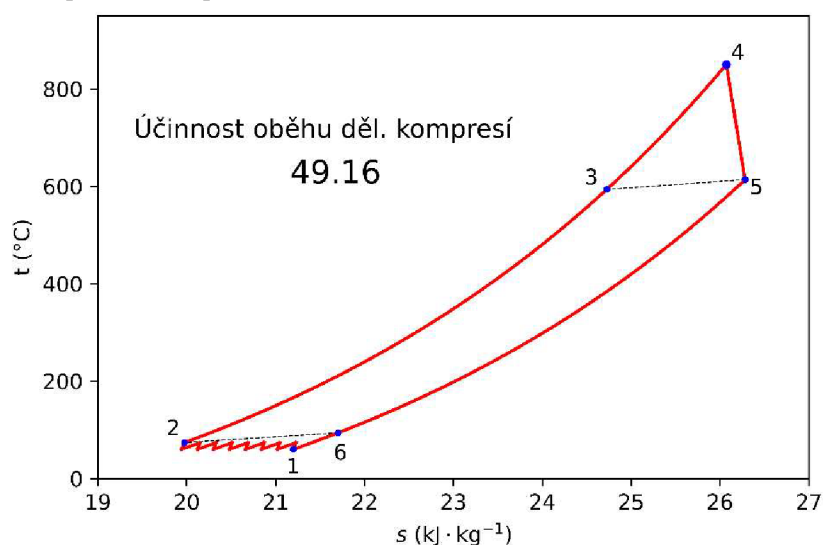
Z vypočtených hodnot znázorněných v grafu na Obr. 19 je patrné, že při více než osmi stupních dělené komprese již účinnost nevzrůstá ani o 0,1 %. Pro svůj oběh tedy volím 8stupňovou dělenou kompresi. Během jednotlivými kompresními stupni bude docházet ke chlazení média na minimální teplotu, tedy na 60 °C. Parametry jednotlivých kompresí, viz Tab. 6.

Parametry jednotlivých kompresních stupňů

Kompresní stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
Vstupní teplota (°C)	60,00							
Výstupní tlak (MPa)	3,82	4,16	4,54	4,95	5,40	5,89	6,42	7
Výstupní teplota (°C)	73,93	73,57	73,92	73,76	73,85	73,82	73,70	73,75

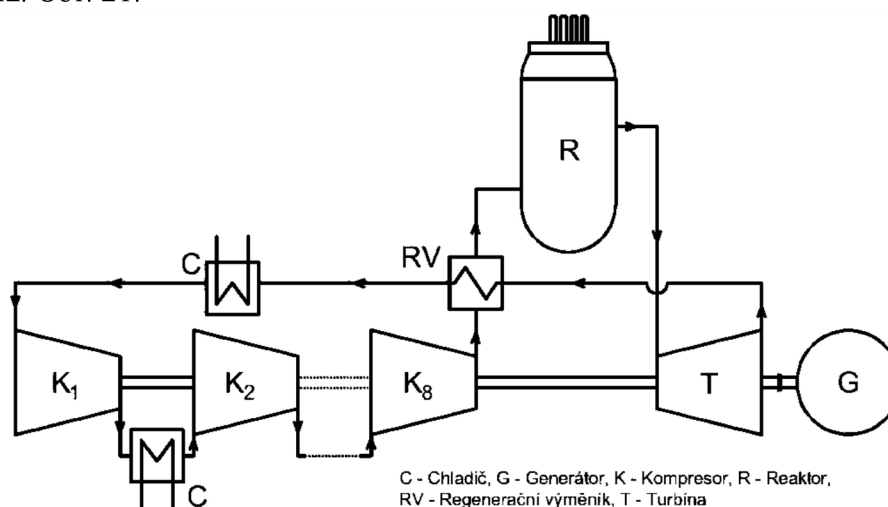
Tab. 6 Parametry jednotlivých kompresních stupňů

Průběh oběhu s osmi kompresními stupni je znázorněn v Obr. 20. Pro lepší viditelnost zde nejsou označovány jednotlivé body po každém kompresním stupni, tudíž bod 2 odkazuje na část oběhu po kompletní kompresi.



Obr. 20 T-s diagram oběhu s 8stupňovou kompresí

Schéma aktuálního oběhu v jeho celkové velikosti by bylo prostorově náročné. Pro lepší názornost jsem zvolil způsob částečného přerušení mezi druhým a osmým kompresním stupněm, viz. Obr. 21.



Obr. 21 Schéma oběhu s 8stupňovou kompresí

Celkové množství odváděného měrného tepla q_{odv} se dá nyní vypočítat jako součet tepla odvedeného mezi kompresemi $q_{odv k}$ a tepla, které je nutné odvést pro dochlazení média po průchodu regeneračním výměníkem. Celkové teplo odvedené z kompresoru se vypočítat jako suma rozdílů entalpií na výstupu a vstupu mezi jednotlivými kompresními stupni.

$$q_{odv} = \sum q_{odv k} + q_{dochlazení} \quad (12)$$

$$q_{dochlazení} = h_6 - h_1 = 1921,94 - 1746,98 = 175,27 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (13)$$

Teplo odvedené mezi kompresními stupni

Kompresní stupeň	$q_{odv k}$ (kJ·kg ⁻¹)
1-2	72,35
2-3	70,47
3-4	72,27
4-5	71,45
5-6	71,90
6-7	71,75
7-8	71,15
Celkem	501,34

Tab. 7 Tabulka tepla nutného odvést mezi kompresemi

$$q_{odv} = 501,34 + 175,27 = 676,61 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (14)$$

Měrné teplo, které je potřebné ze systému odvádět je 676,61 kJ·kg⁻¹.

2.5 Oběh s regenerací tepla, dělenou kompresí a expanzí

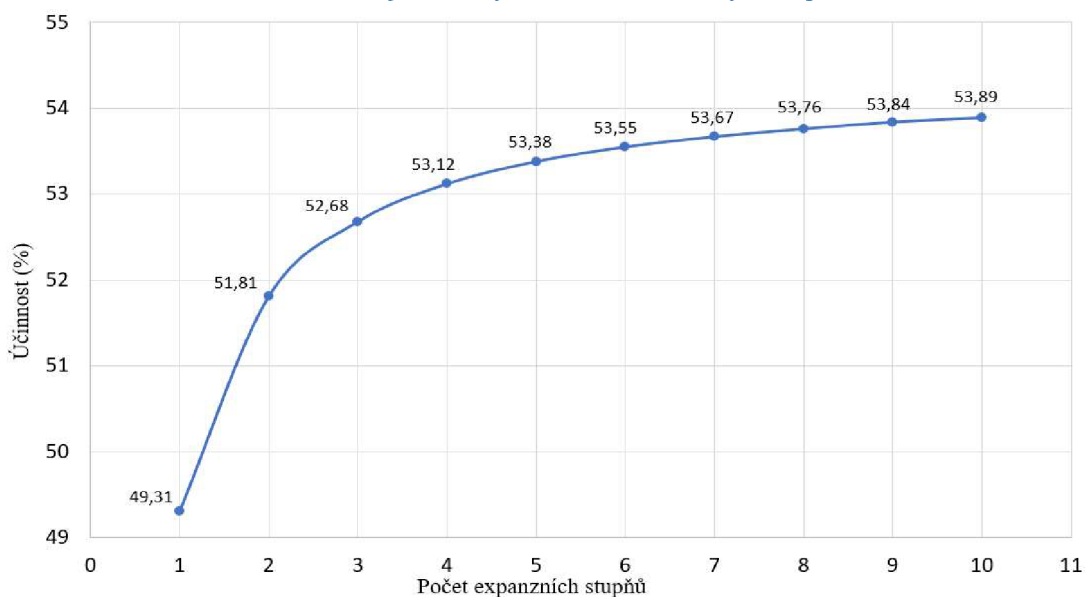
Jako další způsob navýšení účinnosti volím dělenou expanzi. Ověření zvýšení účinnosti bude probíhat obdobně, jako v případě dělené komprese. Pro nalezení ideálních mezitlaků na jednotlivých expanzních stupních lze použít vztah (15). Jedná se o obdobný vztah jako v případě dělené komprese (11). Stále platí, že i je kompresní stupeň a n je celkový počet kompresních stupňů.

$$p_{mezi\ i} = \sqrt[n]{2^{n-i}} \cdot p_{min} \quad (15)$$

Jednotlivé hodnoty mezitlaků z Tab. 8 jsem postupně dosadil do vytvořeného skriptu a získal hodnoty účinností v závislosti na počtu expanzních stupňů. Výsledky jsou přehledně zaneseny do grafu, viz. Obr. 22.

Tlak v expanzním stupni (MPa)	Počet expanzních stupňů									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0 (Vstup)	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
1	3,5	4,95	5,56	5,89	6,09	6,24	6,34	6,42	6,48	6,53
2		3,5	4,41	4,95	5,31	5,56	5,74	5,89	6,00	6,09
3			3,5	4,16	4,62	4,95	5,2	5,4	5,56	5,69
4				3,5	4,02	4,41	4,71	4,95	5,14	5,31
5					3,5	3,93	4,27	4,54	4,76	4,95
6						3,5	3,86	4,16	4,41	4,62
7							3,5	3,82	4,08	4,31
8								3,5	3,78	4,02
9									3,5	3,75
10										3,5
Účinnost (%)	49,31	51,81	52,68	53,12	53,38	53,55	53,67	53,76	53,84	53,89

Tab. 8 Přehled jednotlivých mezitlaků dělených expanzí



Obr. 22 Graf závislosti účinnosti na počtu expanzních stupňů

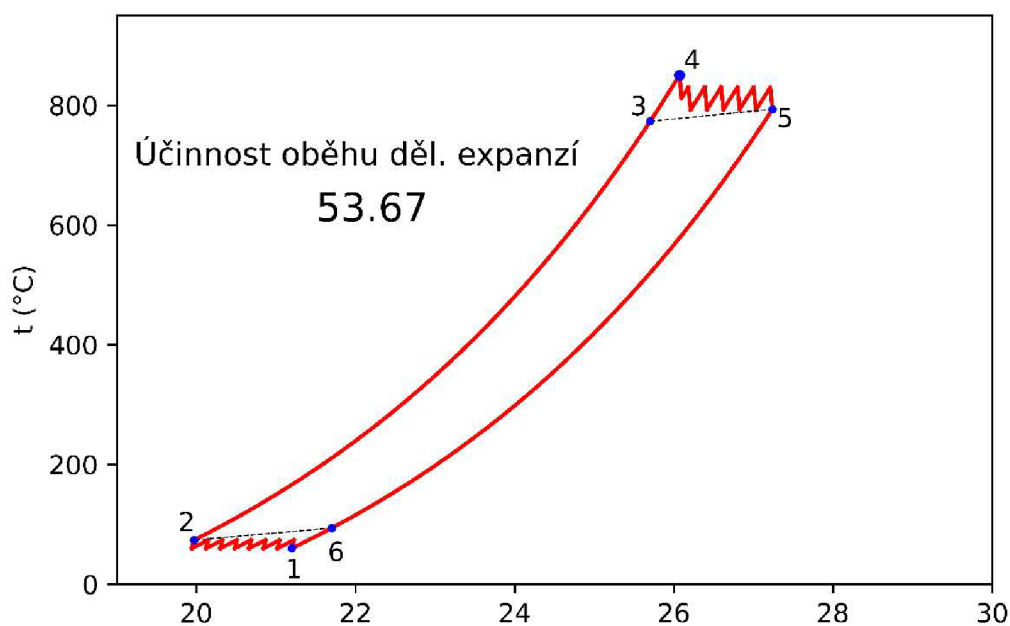
Z hodnot znázorněných v grafu na Obr. 22 vyplývá, že při více než sedmi stupních dělené expanze nadále nevzrůstá účinnosti ani o 0,1 %. Volím tedy 7stupňovou dělenou expanzi. Mezi jednotlivými expanzními stupni bude docházet k ohřevu za pomoci rozdělení proudu chladiva získávaného z reaktoru. Část chladiva bude odvedena do ohřivacího výměníku a následně odvedena zpět do reaktoru, viz. Obr. 24. Při ohřevu musí být brán v potaz také teplotní spád v tepelných výměnících. V mém případě uvažuji teplotní spád na ohřivacích výměnících 20 °C. Teplota media na vstupu do druhého, až sedmého stupně bude 830 °C. Parametry media v jednotlivých expanzních stupních jsou uvedeny v Tab. 9.

Parametry jednotlivých expanzních stupňů

Expanzní stupeň	1	2	5	3	4	6	7
Vstupní teplota (°C)	850	830					
Výstupní tlak (MPa)	6,34	5,74	5,2	4,71	4,27	3,86	3,5
Výstupní teplota (°C)	812,09	792,62	792,84	792,78	793,10	792,04	793,16

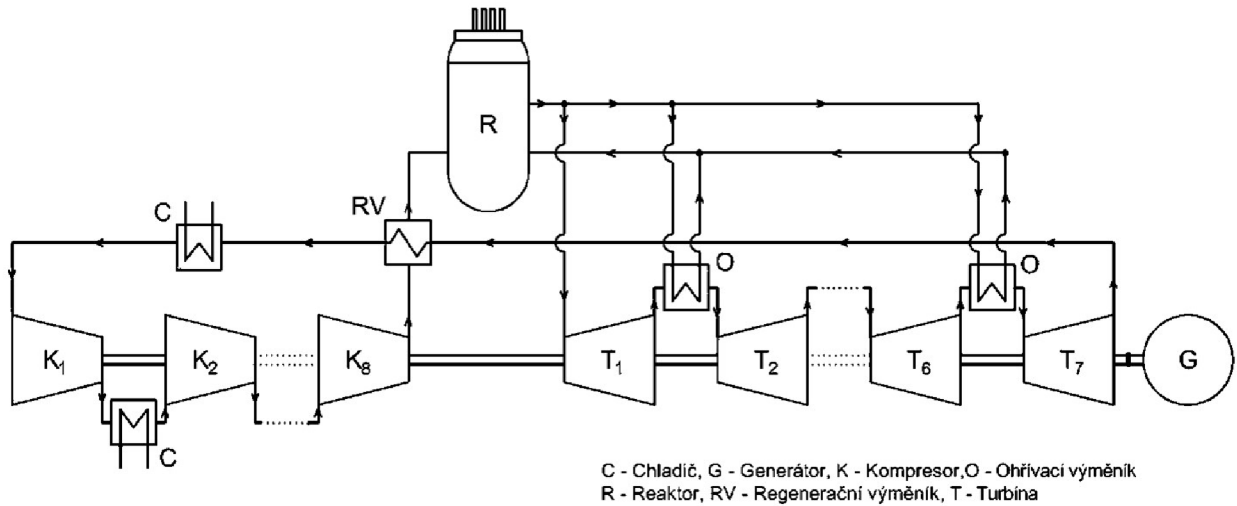
Tab. 9 Tabulka parametru jednotlivých expanzních stupňů

Průběh oběhu se sedmi expanzními stupni je znázorněn na Obr. 23. Pro lepší viditelnost zde obdobně jako v případě dělené komprese nejsou označovány jednotlivé body po každém expanzním stupni. Bod 5 označuje tu část oběhu, ve které medium prošlo všemi expanzními stupni.



Obr. 23 T-s diagram oběhu se 7stupňovou expanzí

Obdobně jako v případě dělené komprese, by bylo celkové schéma oběhu prostorově náročné. Z těchto důvodů jsem zvolil způsob přerušení schématu mezi druhým a šestým expanzním stupněm viz. Obr. 24



Obr. 24 Schéma oběhu s dělenou expanzí

Celkové množství dodávaného měrného tepla q_{dod} , které je potřeba do systému dodat vypočítáme jako součet tepla dodaného mediu před první expanzí q_{doh1} a tepla potřebného dodat tepelnému výměníku mezi jednotlivými expanzemi $q_{dohřev}$. Celkové teplo dodané mezi expanzemi je suma rozdílů vstupních a výstupních entalpií mezi jednotlivými expanzními stupni.

$$q_{dod} = \sum q_{dohřev} + q_{dod1} \quad (16)$$

$$q_{dod1} = h_4 - h_3 = 5857,98 - 5459,20 = 398,78 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (17)$$

Teplo dodávané mezi expanzními stupni

Kompresní stupeň	$q_{dohřev}$ (kJ · kg ⁻¹)
1-2	92,97
2-3	194,04
3-4	192,88
4-5	193,23
5-6	191,53
6-7	197,05
Celkem	1061,70

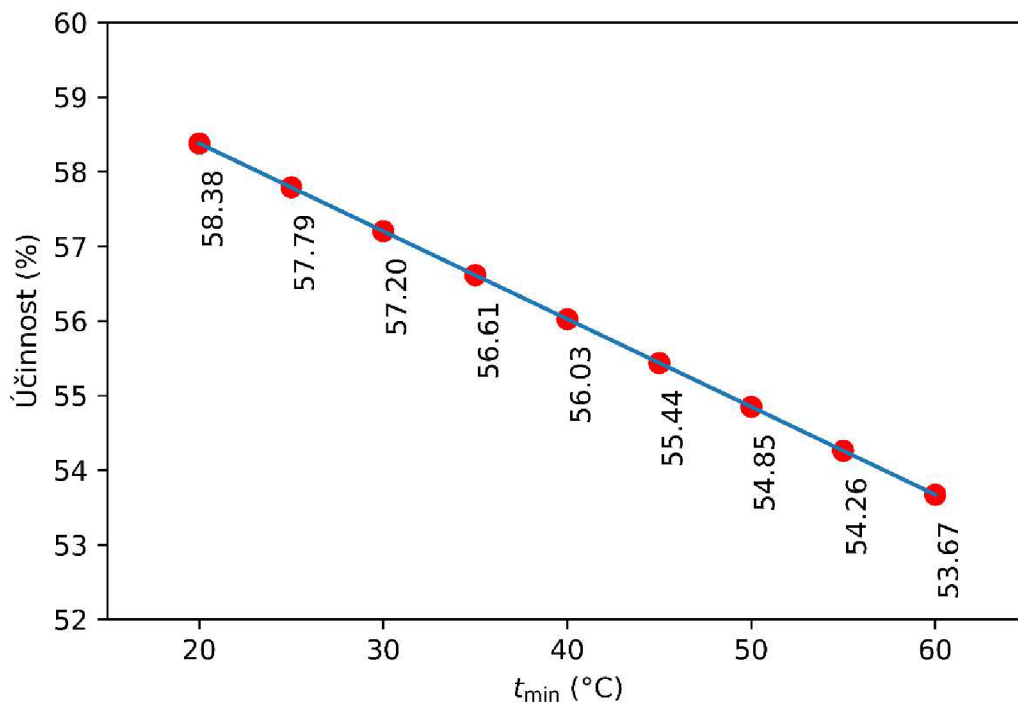
Tab. 10 Tabulka potřebného dodávaného tepla

$$q_{dod} = 1061,70 + 398,78 = 1460,48 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1} \quad (18)$$

Celkové měrné teplo potřebné dodat do oběhu je $1460,48 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$. Jedná se však o teplo, které nebere v potaz tepelné ztráty v přehřívacích výměnících. V reálném oběhu by bylo potřebné teplo vyšší. Dále by v reálném případě bylo nejspíše potřeba další zařízení pro zajištění dostatečného toku chladiva přehřívacími výměníky.

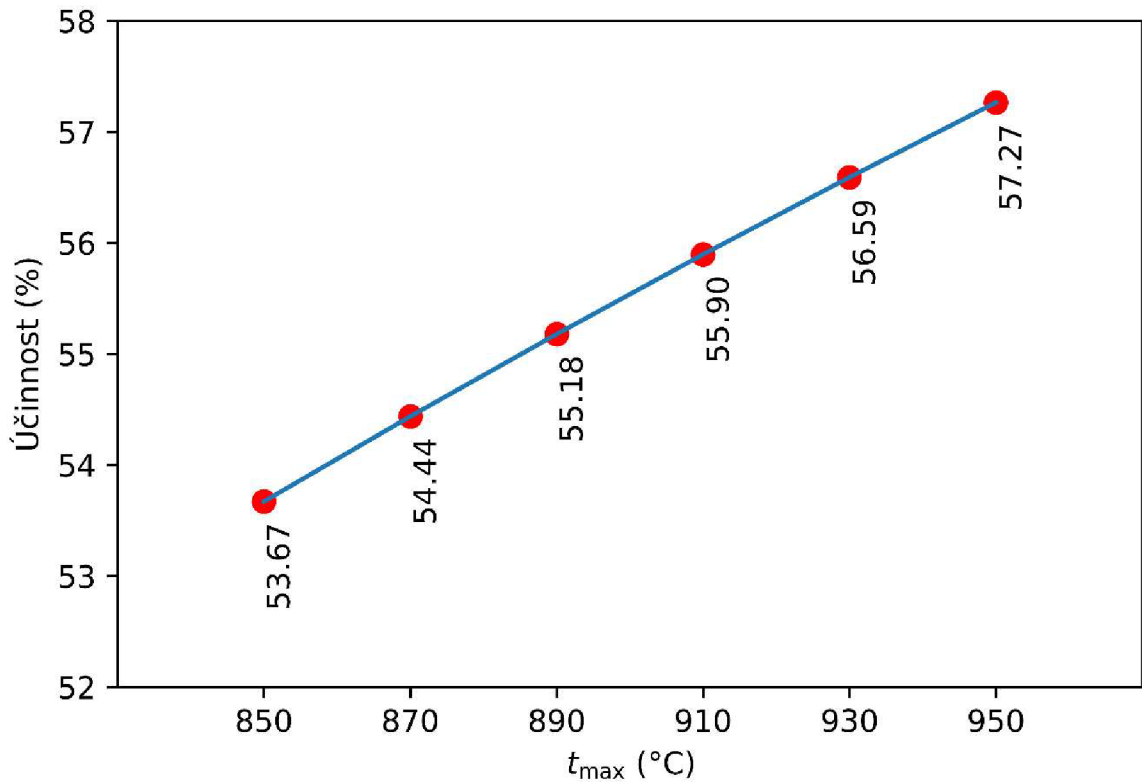
2.6 Citlivostní analýza teplot

Jako první bude provedena citlivostní analýza minimální teploty. Minimální teplota je do velké míry ovlivněna přístupností chladicí vody z okolí. Možnosti snižování minimální teploty jsou vždy specifické pro konkrétní oběh v závislosti na jeho lokalizaci. V této práci nebudu minimální teplotu oběhu dále měnit, pouze zde dokážu přínos snižování minimální teploty oběhu viz. Obr. 25.



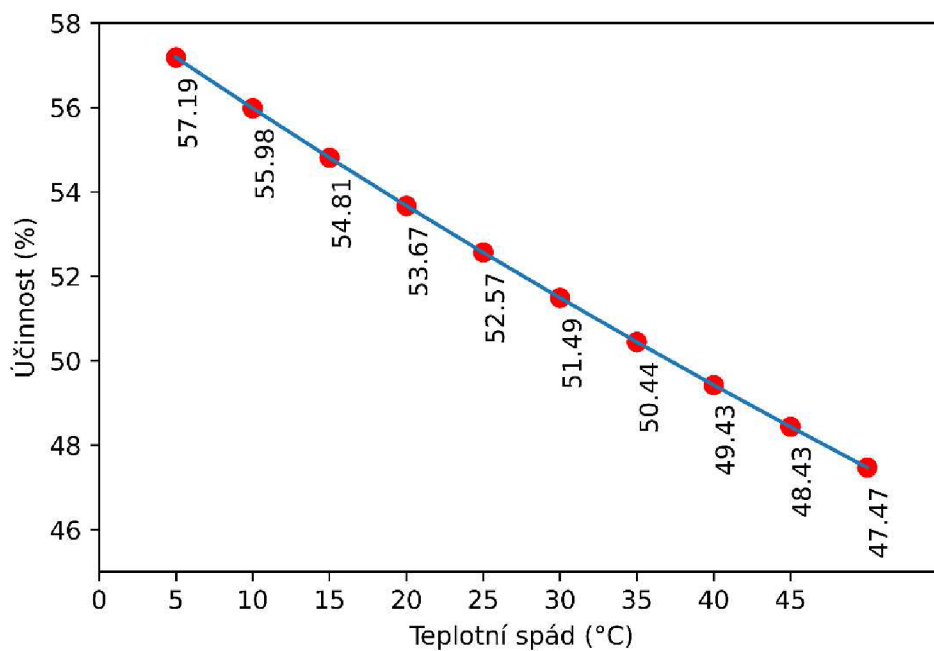
Obr. 25 Graf závislosti účinnosti na minimální teplotě

Dále bude provedena citlivostní analýza maximální teploty. Jedná se o hodnotu, která je v případě helia jakožto chladiva limitována zejména konstrukčními materiály. Návrh a kontrola použitých materiálů není předmětem této práce. Citlivostní analýza slouží jako ukázka přínosu navýšení maximální teploty v oběhu viz. Obr. 26.



Obr. 26 Graf závislosti účinnosti na maximální teplotě

Jako poslední budu provádět citlivostní analýzu teplotního spádu na tepelném výměníku. Jedná se o analýzu, která slouží zejména k volbě materiálů a případnému posouzení konstrukce a rentability velikosti regeneračního výměníku. Tato konstrukce není předmětem této práce. Výsledky analýzy jasně poukazují na nárůst účinnosti se snižováním teplotního spádu na tepelných výměnících, viz. Obr. 27.



Obr. 27 Graf závislosti účinnosti na teplotní spádu ve výměnících

2.7 Technické parametry oběhu

Pro stanovení hmotnostního toku helia \dot{m}_{He} pro zaručení výroby požadovaného množství elektrické energie, které byl v úvodu stanoven na 280 MW(e) bude potřeba stanovit měrnou práci kompresoru w_k a měrné práce turbíny w_t . K tomu využijí známé hodnoty entalpií v jednotlivých bodech, které jsou již vypočítané ve výpočetním skriptu.

Měrná práce kompresoru w_k se vypočítá jako suma dílčích prací mezi kompresními stupni. Tato práce se vypočítá jako rozdíl entalpií po a před kompresí. Jednotlivé měrné práce jsou uvedeny v Tab. 11. Celková měrná práce je 584,13 kJ·kg⁻¹.

Práce potřebná ke kompresi

Kompresní stupeň	w_k (kJ·kg⁻¹)
1	73,40
2	71,58
3	73,50
4	72,79
5	73,36
6	73,34
7	72,87
8	73,29
Celkem	584,13

Tab. 11 Tabulka prací jednotlivých kompresních stupňů

Měrná práce turbíny w_t , se vypočítá jako suma dílčích prací expanzních stupňů. Velikost této práce se určí z rozdílu entalpií před a po expanzi. Jednotli měrné práce jsou zaznamenány v Tab. 12. Celková práci získaná na turbíně je 1366,84 kJ·kg⁻¹.

Práce získaná expanzí na turbíně

Expanzní stupeň	w_t (kJ·kg ⁻¹)
1	198,67
2	195,77
3	194,44
4	194,64
5	192,8
6	198,23
7	192,28
Celkem	1366,84

Tab. 12 Tabulka prací jednotlivých expanzních stupňů

Celková měrná práce získávaná z oběhu w_{celk} se vypočítá jako rozdíl práce turbíny a práce kompresoru (18).

$$w_{celk} = w_t - w_k = 1\,366,84 - 584,13 = 782,71 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (18)$$

Hmotností tok helia \dot{m}_{he} se určí jako podíl požadovaného výkonu $P(e)$ a měrné práce získávané z oběhu w_{celk} (19). Dále se musí také brát v úvahu účinnost generátoru, která je výrobcem stanovena na $\eta_g = 0,97$ [14].

$$\dot{m}_{he} = \frac{P(e)}{w_{celk} \cdot \eta_g} = \frac{280 \cdot 10^6}{782,71 \cdot 10^3 \cdot 0,97} = 368,80 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (19)$$

Výkon kompresoru P_{komp} , lze díky známému hmotnostnímu toku chladiva \dot{m}_{he} a měrné práci kompresoru w_k určit, dle vztahu (20).

$$P_{komp} = w_k \cdot \dot{m}_{he} = 584,13 \cdot 10^3 \cdot 368,80 = 215,43 \text{ MW} \quad (20)$$

Výkon turbíny P_{turb} se určí obdobně jako výkon kompresoru. Tedy jako součin měrné práce turbíny w_t a hmotnostního toku \dot{m}_{he} (21)

$$P_{turb} = w_t \cdot \dot{m}_{he} = 1366,84 \cdot 10^3 \cdot 368,80 = 504,83 \text{ MW} \quad (21)$$

Tepelný výkon reaktoru $P(t)$ lze určit ze známého potřebného hmotnostního toku a známého měrného tepla, které potřebného dodávat do oběhu.

$$P(t) = q_{dod_T} \cdot \dot{m}_{he} = 1460,48 \cdot 368,80 = 538,63 \text{ MW} \quad (22)$$

Celkové odvedené teplo Q_{odv} se vypočítá jako součin měrného odvedeného tepla q_{odv} a hmotnostního toku \dot{m}_{he} (23).

$$Q_{odv} = q_{odv} \cdot \dot{m}_{he} = 676,61 \cdot 368,80 = 249,53 \text{ MW} \quad (23)$$

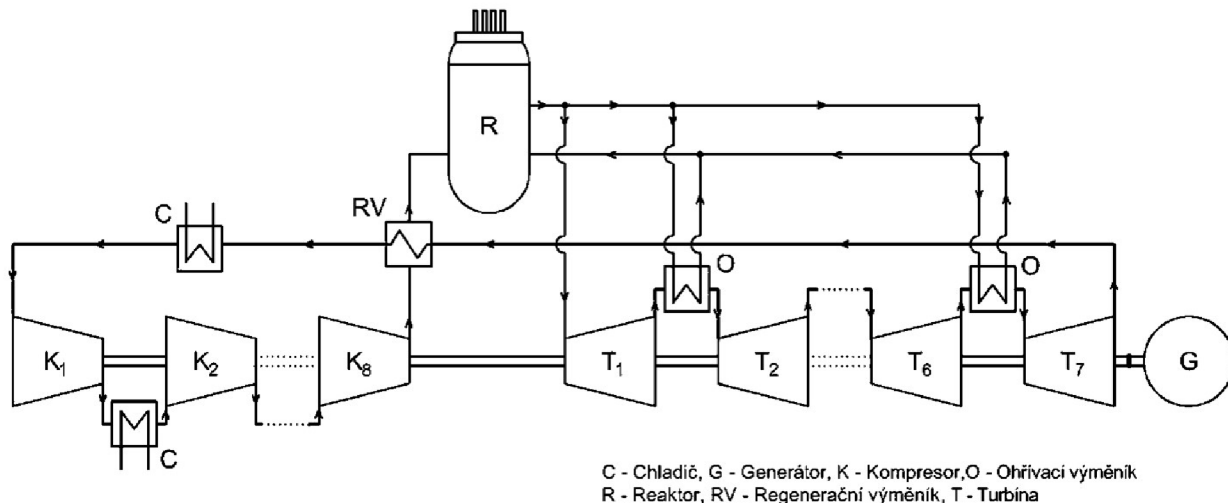
Celkové množství odvedeného tepla je klíčovým parametrem pro výpočet tepelných výměníků. Přesný výpočet se odvíjí od konstrukčního provedení okruhu, použitých konstrukčních materiálů výměníků, teploty a množství chladící vody. Dalších je také potřeba dbát na chlazení odpadní vody tak, aby mohla být vypuštěna zpět do vodního toku tak, aby nepoškodila místní ekosystém. Přesný výpočet konstrukčních rozměrů tepelných výměníků není předmětem této práce.

Celková účinnost lze určit jako podíl generovaného elektrického výkonu $P(e)$ a tepelného výkonu jaderného reaktoru $P(t)$ viz. (24).

$$\eta_{celk} = \frac{P(e)}{P(t)} = \frac{280 \cdot 10^6}{538,63 \cdot 10^6} = 51,99 \% \quad (24)$$

3 Shrnutí výsledků

Finální oběh znázorněný na Obr. 28 je jednookruhový EB oběh. Oběh se skládá z 8stupňového kompresoru a 7stupňové turbíny.



Obr. 28 Schéma finálního oběhu

Základní parametry oběhu jsou zaznamenány v Tab. 13. Technické parametry jsou poté uvedeny v tabulce Tab. 14. Vliv účinností je pak v Tab. 15.

Shrnutí základní parametry finálního oběhu

Název veličiny	Značení	Hodnota
Nejnižší teplota oběhu	t_{\min}	60 °C
Maximální teplota oběhu	t_{\max}	850 °C
Minimální tlak oběhu	p_{\min}	3,5 MPa
Maximální tlak oběhu	p_{\max}	7 MPa
Počet kompresních stupňů	n_{kom}	8
Počet expanzních stupňů	n_{exp}	7
Účinnost kompresoru	η_k	85 %
Účinnost turbíny	η_t	87 %
Účinnost generátoru	η_g	97 %

Tab. 13 Základní parametry finálního oběhu

Shrnutí technických parametrů finálního oběhu

Název veličiny	Značení	Hodnota
Elektrický výkon	$P(e)$	280 MW
Hmotnostní tok helia	\dot{m}_{he}	368,8 kg·s ⁻¹
Výkon kompresoru	P_{komp}	215,43 MW
Výkon turbíny	P_{turb}	504,83 MW
Tepelný výkon reaktoru	$P(t)$	538,63 MW
Celkové odváděné teplo	Q_{odv}	249,53 MW
Tepelná účinnost oběhu	η_{tep}	53,67 %
Celková účinnost oběhu	η_{celk}	51,99 %

Tab. 14 Technické parametry finálního oběhu

Vliv jednotlivých optimalizačních kroků na účinnost

Optimalizační krok	Účinnost (%)	Nárůst účinnosti (%)
Základní oběh	16,74	-
Přidání rekuperace	43,46	26,72
Přidání dělené komprese	49,16	5,70
Přidání dělené expanze	53,67	4,51
Carnotova účinnost	70,34	-

Tab. 15 Souhrn vlivů jednotlivých optimalizačních kroků

4 Závěr

Cílem této práce byl návrh optimální tepelného oběhu pro vysokoteplotní malý modulární reaktor.

V první části práce byla nejdříve stručně popsána teorie k jaderným reaktorů následovaná popisem malých modulárních reaktorů, jinak známých SMR. V závěru teoretické části bylo probráno téma tepelných oběhů, zejména Ericsson-Braytonův oběh, neboť ten je pro tuto práci klíčový.

Druhá část této práce se již zaměřuje na návrh a optimalizaci oběhu vysokoteplotního SMR. Prvním krokem návrhu byla analýza současných řešení, díky které bylo možné navrhnout základní oběh. Tento základní oběh byl dále optimalizován v dalších krocích. Jedná se o jednookruhový oběh, jehož uspořádání můžeme vidět na Obr. 14 na straně 29. Účinnost, které dosahoval tento základní oběh byla téměř 16,8 %.

Prvním krokem ke zlepšení účinnosti oběhu bylo využití tepla, které zbylo v médiu po expanzi na turbíně. Tato tepelná regenerace přinášela velké zlepšení účinnosti na téměř 43,5 %. Jednalo se bezkonkurenčně o největší přírůstek účinnosti ze všech aplikovaných procesů.

Další snaha o zvýšení účinnosti zahrnovala rozdělení komprese média do vícero kompresních stupňů. Jako optimální počet kompresních stupňů jsem zvolil 8. Ačkoli bylo možné účinnost dále nepatrně navyšovat dalšími kompresními stupni, s každým dalším stupněm již účinnost vzrůstala o méně než 0,1 %. Díky chlazení média v průběhu komprese došlo k ušetření práce a navýšení účinnosti na 49,2 %.

Třetím krokem ke zlepšení účinnosti bylo přidání dělené expanze. Díky rozdělení expanze do 7 expanzních stupňů došlo k dalšímu navýšení účinnosti na 53,7 %. Obdobně jako u dělené komprese zde bylo dále možné navyšovat účinnost dalšími expanzními stupni, ale s každým dalším stupněm byl přírůstek účinnosti méně než 0,1 %.

Ačkoli dělená komprese a expanze přinesla nemalý nárůst tepelné účinnosti, jejich aplikace s mnou navrženými počty kompresních a expanzních stupňů je diskutabilní. Jedná se o další zařízení, která mohou do systému vnést potenciaální netěsnosti, poruchy a také další ztráty. Aplikace takovéto dělené komprese a expanze by si vyžádala další kalkulaci a výzkum zejména v oblasti ztrát. Další problém vidím v cenové rentabilitě těchto kroků.

Cenová efektivita však není předmětem této práce, proto dělená expanze zůstává součástí oběhu.

V kapitole 2.6 se ještě věnuji citlivostní analýze minimální a maximální teploty v oběhu a také vlivu teplotního spádu na tepelných výměnících. Tato kapitola slouží zejména k nastínění možností oběhu, pokud by se upravili teploty v oběhu. Tyto úpravy jsou však do značné míry závislé na možnostech okolního prostředí, nebo konstrukčních materiálech. Možnost jejich změny závisí na konkrétních technických a přírodních možnostech. Změnu minimální, ani maximální teploty jsem dále neaplikoval stejně tak změnu teplotního spádu.

V průběhu celé práce byla učiněna zjednodušení. Mezi ty nejvýznamnější patří zanedbání tepelných a tlakových ztrát napříč celým oběhem. Jsou zde však uvažovány ztráty na kompresoru, turbíně a generátoru. Další zanedbané ztráty jsou veškeré ztráty na tepelných výměnících. V reálném provedení tohoto oběhu bychom tedy nemohli očekávat elektrický výkon plných 280 MW.

Základní parametry oběhu jsou uvedeny v Tab. 16. Podrobnější přehled důležitých hodnot a schéma celkové topologie je zpracováno ve 3.kapitole (Shrnutí výsledků)

Shrnutí základní parametry finálního oběhu

Název veličiny	Značení	Hodnota
Nejnižší teplota oběhu	t_{\min}	60 °C
Maximální teplota oběhu	t_{\max}	850 °C
Minimální tlak oběhu	p_{\min}	3,5 MPa
Maximální tlak oběhu	p_{\max}	7 MPa
Počet kompresních stupňů	n_{kom}	8
Počet expanzních stupňů	n_{exp}	7
Elektrický výkon	$P(e)$	280 MW
Tepelný výkon reaktoru	$P(t)$	538,63 MW
Celková účinnost oběhu	η_{celk}	51,99 %

Tab. 16 Tabulka parametrů finálního oběhu

5 Seznam použité literatury

- [1] BEČVÁŘ, Josef. Jaderné elektrárny. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1981
- [2] KLIK, František; DALIBA, Jaroslav. Jaderná energetika. České vysoké učení technické, 1995.
- [3] KOK, Kenneth D. (ed.). Nuclear engineering handbook. CRC Press, 2016.
- [4] INTERNATIONAL ATOMIC ENERGY AGENCY. Advances in Small Modular Reactor Technology Developments: A Supplement to the IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS). IAEA, 2022.
- [5] CHOI, Sungwook; SON, In Woo; LEE, Jeong Ik. Comparative Performance Evaluation of Gas Brayton Cycle for Micro–Nuclear Reactors. *Energies*, 2023, 16.4:
- [6] SCHREIBER, Richard. Pressurized Water Reactors (PWRs). In: Nuclear engineering handbook. CRC Press, 2009. p. 27-100.
- [7] THERIAULT, Kevin. Boiling water reactors. In: Nuclear Engineering Handbook. CRC Press, 2016. p. 85-140.
- [8] DIMMICK, G. R., et al. Natural-convection studies for advanced CANDU reactor concepts. *Nuclear Engineering and Design*, 2002, 215.1-2: 27-38.
- [9] Středa I.: Základy rovnovážné termodynamiky, skripta TUL, Liberec, 1998, 2001, 2009, 2018
- [10] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné oběhy a jejich realizace. Transformační technologie, 2006.
- [11] ŠKORPÍK, Jiří. Tepelné turbíny a turbokompresory. Transformační technologie, 2020.
- [12] ŠKORPÍK, Jiří. Plynová turbína v technologickém celku. Transformační technologie, 2011.
- [13] CENGEL, Yunus A.; BOLES, Michael A.; KANOĞLU, Mehmet. Thermodynamics: an engineering approach. New York: McGraw-hill, 2011.
- [14] YAN, X., et al. Design and Development of GTHT300. 2002.

- [15] VASYAEV, A., et al. International project GT-MHR-New generation of nuclear reactors. 2001.
- [16] FORSBERG, Charles W.; PETERSON, Per F.; OTT, Larry. The advanced high-temperature reactor (AHTR) for producing hydrogen to manufacture liquid fuels. Oak Ridge National Lab., Oak Ridge, TN; University of California, Berkeley, CA (US), 2004.
- [17] REUTLER, Herbert; LOHNERT, G. H. Advantages of going modular in HTRs. Nuclear Engineering and Design, 1984, 78.2: 129-136.
- [18] SAVATTERI, Carlogero. Helium Turbine design for a 1000 MWe gas-cooled fast breeder reactor with closed gas turbine cycle. Gessellschaft fuer Kernforschung, Karlsruhe (Germany). Institut fuer Netronenphysik und Reaktortechnik, 1973.
- [19] MUTO, Yasushi, et al. Design study of helium turbine for the 300MW HTGR-GT power plant. In: Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air. American Society of Mechanical Engineers, 2000. p. V002T04A010.

Internetové zdroje

- [20] <https://www.iea.org/countries/czech-republic>
- [21] <https://ourworldindata.org/land-use-per-energy-source>
- [22] <https://pris.iaea.org/PRIS/WorldStatistics/OperationalReactorsByType.aspx>

Využité knihovny Python

- [23] Bell, I., Wronski, J., Quoilin, S., & Lemort, V. (2014). CoolProp (Verze 6.4.1) [Software]. Dostupné z <http://www.coolprop.org>
- [24] Harris, C.R., Millman, K.J., van der Walt, S.J. et al. Array programming with NumPy. Nature 585, 357–362 (2020). dostupné z <https://numpy.org>
- [25] J. D. Hunter, "Matplotlib: A 2D Graphics Environment", Computing in Science & Engineering, vol. 9, no. 3, pp. 90-95, 2007. dostupné z <https://matplotlib.org>